

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERÍA

**ESCUELA ACADÉMICO PROFESIONAL DE
INGENIERÍA EN ENERGÍA**



**MEJORAMIENTO DE LAS LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR
MEDIANTE LA REINGENIERÍA AL ÁREA DE ESTERILIZACIÓN,
COCINA Y LAVANDERÍA DEL HOSPITAL REGIONAL ELEAZAR
GUZMÁN BARRÓN**

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE:
INGENIERO EN ENERGÍA**

TESISTA:

BACHILLER: Adolfo Manuel Popayán Villanueva

ASESOR:

Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán

NUEVO CHIMBOTE – PERÚ

JULIO 2016



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA ACADÉMICA PROFESIONAL EN ENERGÍA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente Tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional en la universidad nacional del santa (R: D: N° 471-2002-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente:

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGÍA**

**Título: “MEJORAMIENTO DE LAS LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR
MEDIANTE LA REINGENIERÍA AL ÁREA DE ESTERILIZACIÓN, COCINA
Y LAVANDERÍA DEL HOSPITAL REGIONAL ELEAZAR GUZMÁN
BARRÓN”**

TESISTA: Bachiller: Adolfo Manuel Popayán Villanueva.

.....
Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán

ASESOR



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA ACADÉMICA PROFESIONAL EN ENERGÍA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR DE TESIS

Damos la conformidad del presente Informe, desarrollado en cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al Reglamento General para Obtener el Grado Académico de Bachiller y el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (R.N° 471-2002-CU-R-UNS); intitulado:

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGÍA**

**Título: “MEJORAMIENTO DE LAS LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR
MEDIANTE LA REINGENIERÍA AL ÁREA DE ESTERILIZACIÓN, COCINA
Y LAVANDERÍA DEL HOSPITAL REGIONAL ELEAZAR GUZMÁN
BARRÓN”**

TESISTA: Bachiller: Adolfo Manuel Popayán Villanueva.

.....

Mg. José Castillo Ventura

Presidente

.....

MSc. Roberto Chucuya Huallpachoque

Secretario

.....

Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán

Integrante

DEDICATORIA

A Dios por darme alegrías, bendiciones e iluminar cada pasó en mi camino y darme la fortaleza suficiente para emprender cada objetivo en mi vida.

A mis padres Elías y María por sus sabios consejos, su apoyo incondicional y por formarme con valores y por darme la mejor herencia que es el conocimiento.

A mis hermanos Rosa, Francisco, Cecilia y José por su gran esfuerzo, amor, comprensión, paciencia y por el extraordinario ejemplo que han sido para mí.

A mí enamorada Mirian por estar siempre a mi lado dándome ánimos de fuerza y entusiasmo.

Adolfo Manuel Popayán Villanueva

AGRADECIMIENTO

A nuestra prestigiosa Universidad Nacional del Santa, por haberme acogido durante todos estos años de estudio en mi formación personal y profesional donde pusimos nuestros deseos de superación para el logro de nuestras metas.

Así mismo esta tesis, si bien ha requerido de mucha dedicación por parte del autor y su asesor, no hubiese sido posible su finalización sin la cooperación desinteresada de todas y cada una de las personas que a continuación citaré.

Un especial agradecimiento a mi Asesor Mg. Robert Guevara Chinchayán, por sus aportes valiosos, apoyo y tiempo incondicional, que fueron esenciales para el inicio, desarrollo del presente trabajo. Sus conocimientos, orientaciones y su motivación que han sido fundamentales para mi formación.

Al Hospital Regional Eleazar Guzmán Barrón por permitirme el acceso a sus instalaciones y brindarme las facilidades para la elaboración del Proyecto de mejoramiento.

El Autor

RESUMEN

El presente estudio para optar el título profesional de Ingeniería en Energía presenta el mejoramiento de las líneas de distribución de vapor mediante la reingeniería al área de esterilización, cocina y lavandería del Hospital Regional Eleazar Guzmán Barrón ubicado en la provincia del Santa Distrito de Nuevo Chimbote.

Mediante la Aplicación de técnicas de reingeniería se calcularon los indicadores energéticos de operación actual del sistema de distribución de vapor obteniendo los siguientes valores. Generadores de vapor Pirotubulares 50 y 70 BHP con una producción de vapor de 0.462 y 0.513 Tonv/h con un consumo de combustible de 10.3 y 11.2 Glns. Comb/h, con un costo de Generación de vapor y energía de 185.69 S/. /Tonv, $6.71E-05$ S/. /kJ y 179.79S/. /Tonv, $6.49E-05$ S/. /kJ respectivamente.

Con la propuesta de ajuste de exceso de aire combustión al 20 % se obtuvo una eficiencia térmica del 85 % con el cual se redujeron los costos de generación de vapor. Caldero 50 BHP a 173.25 S/. /Tonv, $2.25 \cdot 10^{-4}$ S/. /Wh. Caldero 70 BHP a 172.24 S/. /Tonv, $2.22 \cdot 10^{-4}$ S/. /Wh, con un consumo de combustible de 9.6 y 10.56 Glns. Comb. /h respectivamente.

Mediante el redimensionamiento de la red de vapor, espesor del aislamiento térmico de la red de vapor, retorno de condensado y sustitución de trampas termodinámicas por flotador termostática se redujeron las pérdidas de calor en 36 % con una eficiencia de aislamiento de la red de vapor y retorno del 96% y 95%.

Mediante el análisis económico realizado a la inversión que implica el cambio de tuberías, accesorios, aislamiento y el ajuste del exceso de aire con una inversión de S/. 267,162.658. Se determinó un ahorro económico de 47,089.94 S / . /año, un VAN de S/. 32,286.89, un TIR de 14 % y un PAY BACK de 6.6 años.

ABSTRACT

This study to choose the professional title of Engineering in Energy presents the improvement of distribution lines steam by reengineering the sterilization area, kitchen and laundry Regional Hospital Eleazar Guzmán Barrón located in the province of Holy District of New Chimbote.

By applying reengineering techniques energy indicators of current operation of steam distribution system obtaining the following values were calculated. Fire-tube steam generators 50 and 70 BHP with a steam production of 0.462 and 0.513 Tonv / h with a fuel consumption of 10.3 and 11.2 Glns. Comb / h, at a cost of steam generation and energy of 185.69 S / / Tonv, $6.71E-05$ S / / 179.79 kJ and S / / Tonv, $6.49E-05$ S / / KJ respectively.

With the proposed adjustment of excess air combustion to 20% thermal efficiency of 85% which costs of steam generating. Boiler BHP to 173.25 S / decreased was obtained. / Tonv, $2.25 * 10^{-4}$ S / / Wh. Boiler 70 BHP to 172.24 S / / Tonv, $2.22 * 10^{-4}$ S / / Wh, with fuel consumption of 9.6 and 10.56 Glns. Comb./h respectively.

By resizing the steam network, thickness of the thermal insulation of the steam network, condensate return and replacement of thermodynamic traps thermostatic float heat losses were reduced by 36 % with an efficiency of network isolation and steam return of 96 % and 95 %.

Through economic analysis investment that involves changing pipes, fittings, insulation and trim excess air with an investment of S / . 267,162.658 . Economic savings of 47,089.94 S / was determined. / Year, an NPV of S / . 32,286.89, an TIR of 14 % and 6.6 years PAY BACK.

ÍNDICE

	Pág.
CAPÍTULO I: PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.....	1
1.1. REALIDAD DEL PROBLEMA.....	2
1.2. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN.....	3
1.3. IDENTIFICACIÓN DE LA EMPRESA.....	5
1.3.1. DENOMINACIÓN.....	5
1.3.2. UBICACIÓN GEOGRÁFICA.....	5
1.3.3. ACTIVIDAD.....	6
1.3.4. ORGANIZACIÓN.....	6
1.4. HIPÓTESIS.....	8
1.5. OBJETIVO DEL PROYECTO.....	8
1.5.1. OBJETIVO GENERAL.....	8
1.5.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	8
CAPITULO II: MARCO TEÓRICO.....	9
2.1. REINGENIERÍA.....	10
2.1.1 TÉCNICAS DE APOYO A LA REINGENIERÍA.....	10
2.2. VAPOR.....	11
2.3. SISTEMA DEL VAPOR.....	12
2.3.1 GENERADOR DE VAPOR.....	13
2.3.1 CRITERIOS DE EVALUACIÓN EN UN SISTEMA TÉRMICO.....	17
2.4. BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA.....	20
2.5. DISEÑO DE UNA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.....	22
2.5.1 DIMENSIONAMIENTO DEL DIÁMETRO DE TUBERÍA.....	26
2.5.2 ELEMENTOS EN LA RED DE VAPOR.....	29
2.5.3 SELECCIÓN DE TRAMPAS.....	33
2.6. VAPOR FLASH.....	39
2.7. EFECTOS TÉRMICOS Y MECÁNICOS EN LAS TUBERÍAS.....	40
2.8. FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.....	44
2.8.1 CONDUCCIÓN.....	44
2.8.2 CONVECCIÓN.....	51

2.8.2	RADIACIÓN	58
2.9.	AISLAMIENTO TÉRMICO	59
2.9.1	DIMENSIONAMIENTO DEL ESPESOR DEL AISLAMIENTO.....	62
2.10.	CENTROS DE CONSUMO DE VAPOR EN EL HOSPITAL.....	64
2.11.	FUNDAMENTO DEL ANÁLISIS ECONÓMICO.....	68
CAPÍTULO III: MATERIALES Y MÉTODOS		71
3.1.	MATERIALES.....	72
3.2.	MÉTODO.....	74
3.2.1.	EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.....	74
3.2.2.	REDIMENSIONAMIENTO DE LAS REDES DE VAPOR.....	121
3.2.3.	DIMENSIONAMIENTO DEL ESPESOR DE AISLAMIENTO.....	123
3.2.4.	SELECCIÓN DE PURGADORES PARA TRAMPEO	125
3.2.5.	AHORRO ENERGÉTICO EN EL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN	130
CAPITULO IV: RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....		134
4.1.	EVALUACIÓN ACTUAL DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR Y PROCESOS ENERGÉTICOS DEL HOSPITAL REGIONAL.....	135
4.1.1	BALANCE DE ENERGÍA EN LOS GENERADORES DE VAPOR	135
4.1.2	EVALUACIÓN DE LAS REDES DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR	140
4.2.	MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.....	158
4.2.1.	GENERADORES Y CENTROS DE CONSUMO DE VAPOR.....	158
4.2.2.	REDES DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR	161
4.2.3.	SELECCIÓN DE ACCESORIOS PARA TRAMPEO DE VAPOR	188
4.3.	AHORRO ECONÓMICO CON PROPUESTA DE MEJORA	193
4.4.	EVALUACIÓN ECONÓMICA	203
4.4.	DISCUSIÓN.....	206
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES		209
BIBLIOGRAFÍA		213
ANEXO.....		

CAPITULO I



PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN

1.1. REALIDAD DEL PROBLEMA.

El sistema de distribución de vapor del Hospital Regional Eleazar Guzmán Barrón se instaló en el año 1980, considerando el tiempo de uso y trabajo continuo desde aquel año, es necesario realizar una revisión del sistema de distribución de vapor con el fin de comprobar que estén operando eficientemente. Por ello la descripción del problema encierra muchos aspectos propios como la generación del vapor, verificando los parámetros de operación, comparándola con los rangos establecidos según norma. Asimismo el correcto dimensionamiento de las líneas de vapor, aislamiento térmico y selección de accesorios, las cuales garantizarán la mínima formación de condensados y pérdidas de calor en las líneas de transporte del vapor, garantizando que el vapor llegue a los equipos consumidores en buena calidad libre de suciedad y condensado.

El sistema de distribución de vapor en su conjunto debe garantizar que el vapor como fluido energético llegue como tal hasta los últimos tramos a donde conllevan las tuberías.

El tratamiento del condensado recuperado de los centros de consumo es mediante la inyección de productos químicos tales como anticorrosivo, anticrustante que son aplicadas al agua de alimentación del caldero, para evitar la corrosión e incrustaciones, la cual traen como consecuencia la contaminación del vapor, desgaste de tuberías, accesorios y disminución del diámetro interior y por ende el incremento de la velocidad del vapor y mayor probabilidad de generarse golpes de ariete y fugas de vapor.

Todos estos problemas hacen que el sistema en su conjunto disminuya su vida útil, todo ello repercute en una sola definición generación–costo y vida útil, donde la energía generada se asocia a la posibilidad de los recursos económicos del área de mantenimiento.

Por todos estos motivos se plantea la propuesta de una reingeniería a las líneas de distribución la cual se apoya en las técnicas de la ingeniería para realizar mejoras y hacer rentable los procesos siempre acompañado de la mejora continua.

¿En qué porcentaje se reducirá las pérdidas energéticas mediante la aplicación de la reingeniería en las líneas de distribución de vapor al área de Esterilización, Cocina y Lavandería del Hospital Regional Eleazar Guzmán Barrón?

1.2. ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN.

- ❖ **Ordoñez, C. D. & Terán, D. S. (2012). Auditoría Energética de la Caldera y de las Líneas de Distribución de vapor en las Lavanderías del Hospital Carlos Andrade Marín. (Tesis de pregrado). Escuela Politécnica Nacional, Quito Ecuador.** En su tesis realizó la Auditoría Energética al caldero y las líneas de distribución de vapor, realizando el balance energético al caldero mediante el método indirecto obtuvo una eficiencia térmica de 84.45 % y una pérdida de calor total en la caldera y líneas de distribución de vapor de 11.11 KW, mientras que por fuga de vapor en válvulas se pierde 110.89 kgv/h, trampas abiertas 205.68 kgv/h y el flujo de vapor flash no recuperado es de 603.89 kgv/h. El costo del vapor es de 0.027 \$/kgv y una pérdida anual de 118,648.49 \$/año. Con una inversión de \$ 1717.38 en aislamiento y cambio de accesorios en las redes se obtiene un ahorro anual 63159.07 \$/ año.

- ❖ **Ovando, S. M. (2007). Beneficios en sistemas de vapor por medio de una correcta instalación y selección de trampas. (Tesis de Pregrado). Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala.** En su tesis evaluó los beneficios de una correcta instalación y selección de trampas. Beneficios como la eliminación del O₂ y CO₂, estos gases en particular tienen efectos adversos tales como la corrosión en las líneas del condensado. Evaluó un total de 22 trampas de cubeta invertida obteniendo una pérdida de vapor de 100.14 lbv/h. Así mismo el costo del vapor es de Q 0.1234/lbv (moneda de Guatemala). La inversión aproximada del reemplazo de las 22 trampas de cubeta invertida por trampas de flote y termostato que no descargan vapor vivo es de aproximadamente Q.45, 400.00 y la recuperación de la inversión por cambio de purgadores es de

4.78 meses, trabajando la empresa 24 horas diarias, obteniendo un ahorro de combustible anual de Q113,961.6:

- ❖ **Quiñones, L. & Quiñones, S. (2008). Incremento de la Eficiencia en la Caldera de 350 BHP, Instalando un sistema control automático De exceso de aire en la Empresa Pesquera Don Fernando S.A.C. (Tesis de pregrado). Universidad Nacional del Santa, Nuevo Chimbote Perú.** En su tesis realizó el balance de materia y energía térmica en el proceso de la planta de conservas de pescado, encontrándose los siguientes resultados la caldera se encontró operando con un factor de carga de 65.7 % y una eficiencia de 76.93 % la cual es un valor bajo ya que el valor recomendado se encuentre entre 80 a 85 %, y la mayor pérdida térmica de la caldera se encuentra en los gases de escape con 16.31 %, debido a la alta temperatura de los gases de 280 °C y esto es consecuencia de un elevado exceso de aire de 73.65 %, el ahorro económico debido con el incremento de eficiencia térmica del caldero se obtuvieron los siguientes resultados eficiencia térmica de las calderas de 76.93 a 83 %, factor de carga de 65,7 a 62.4 %, producción de vapor de 3.92675 a 3.72795 Ton/hr, costo de generación de vapor al año de 367744.06 a 34,0044.95 (soles/año) lográndose un ahorro total anual de 27699.11 S/. /año.

- ❖ **Toro, A. M. & Cruz, R. G. (2011). Reingeniería del sistema de distribución de vapor al área de lavandería y cocina del Hospital Gineco Obstétrico Isidro Ayora. (Tesis de Pregrado). Escuela Politécnica Nacional, Quito Ecuador.** Mediante el estudio previo del sistema de distribución actual se obtuvo los siguientes resultados, consumo y costo del vapor al año por cada área, lavandería es de \$/1438.3757/año, secado es de \$3018.04/año, sección de Planchado \$3094.0780/año, sección de Cocina \$3255.855/año, sección de calentamiento de agua es de \$1863.0630/año.

Las pérdidas energéticas y económicas en el sistema de distribución de vapor, están comprendidas en tubería de vapor, tubería de condensado, tanque de condensado, por fugas y pérdidas de calor por superficies de la caldera que representan un total de pérdidas de \$41738.3232/año. Antes

de la implementación de mejoras el consumo de vapor era de 1204.2100Kgv/h con el nuevo sistema y aplicación de la reingeniería la cual involucra el cambio del generador de vapor, redimensionamiento de las tuberías de vapor y cambio de accesorios en todo el sistema de distribución de vapor el consumo es de 1021.3556Kgv/h.

1.3. IDENTIFICACIÓN DE LA EMPRESA.

1.3.1. DENOMINACIÓN.

Razón Social: Hospital Regional Eleazar Guzmán Barrón.

Av. Brasil s/n – Urb. Santa Cristina – Nvo. Chimbote

Telf. 043-312021 Fax: 043-312004

1.3.2. UBICACIÓN GEOGRÁFICA.

Su centro de atención en salud se ubica en el Departamento de Ancash, Provincia del Santa, Distrito de Nuevo Chimbote, en las Instalaciones del Hospital Regional Eleazar Guzmán Barrón la cual es una entidad del estado prestadora de salud.



Figura N° 1: Ubicación del Hospital Regional- Nuevo Chimbote – Ancash.

1.3.3. ACTIVIDAD.

El Hospital Regional es una Institución de Salud que brinda atención integral, para mejorar la calidad de salud de vida de persona, familia, comunidad. Así mismo el Hospital hace uso del fluido energético en forma de vapor generado mediante calderas. El vapor es usado para el lavado, secado, planchado, preparación de alimentos, esterilización de materiales quirúrgicos y rehabilitación.

1.3.4. ORGANIZACIÓN.

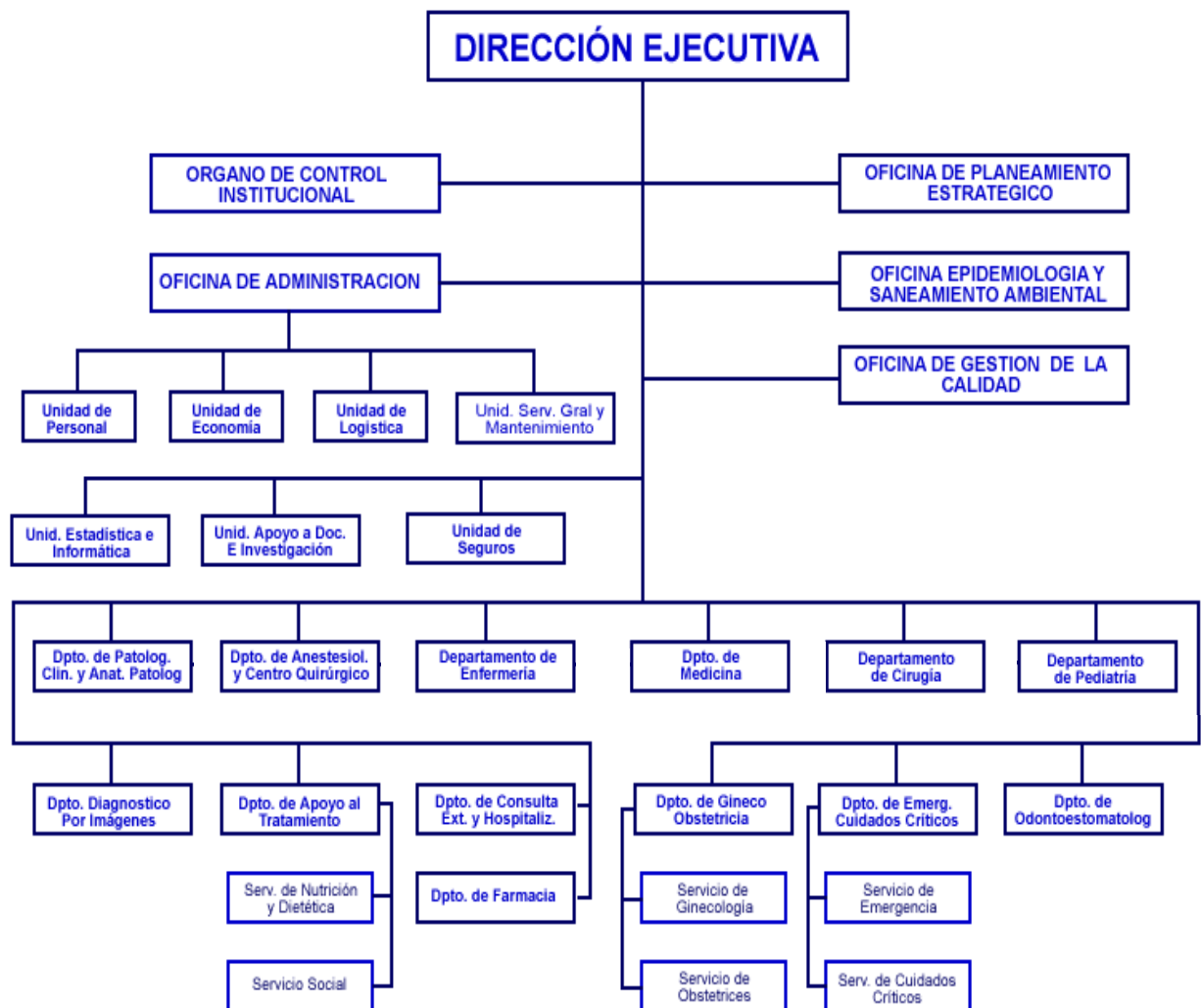


Diagrama N°1: Organización del Hospital Regional Eleazar Guzmán Barrón.

Fuente: Pagina Web - www.hegb.gob.pe

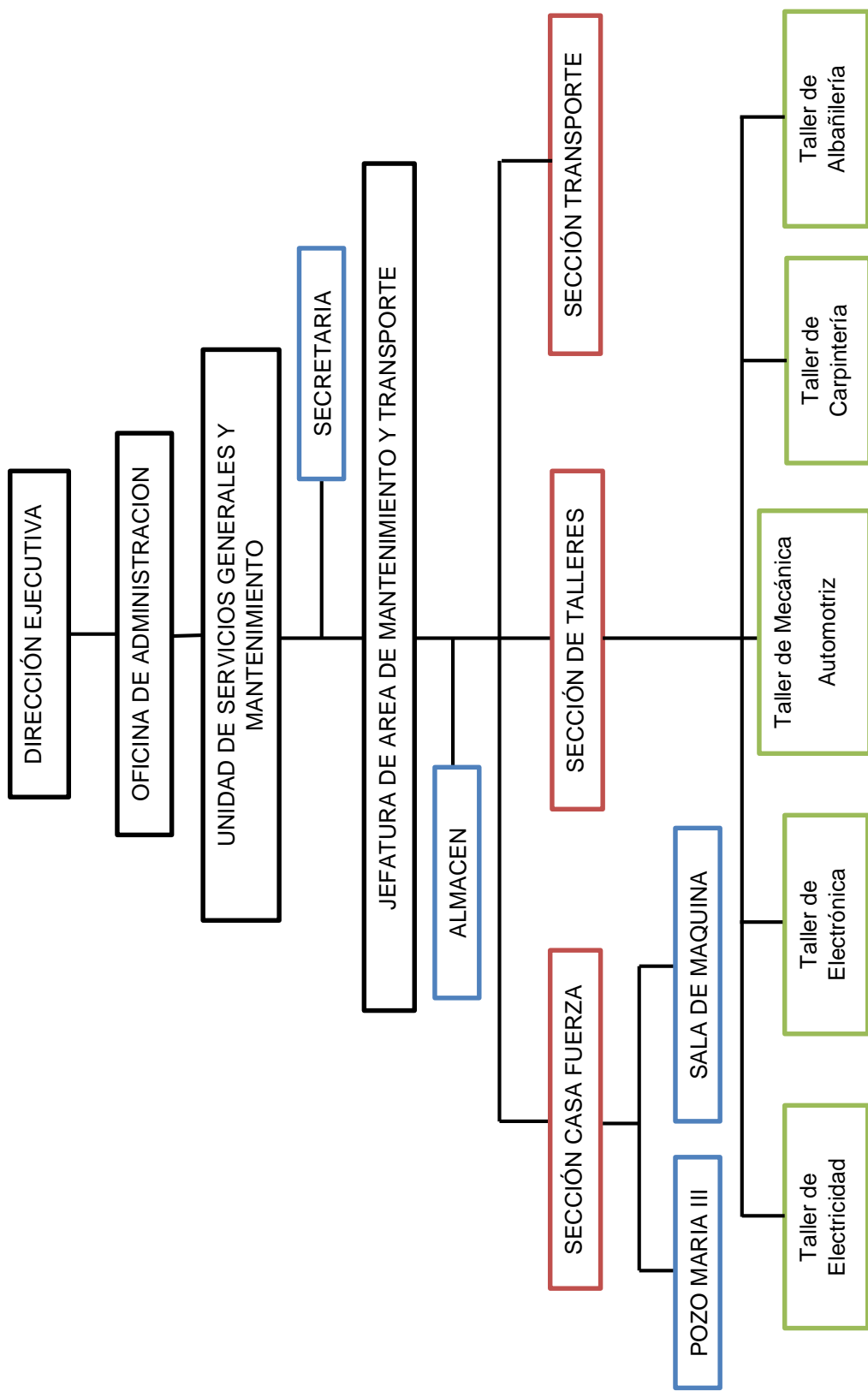


Diagrama N°2. Estructura de la unidad de servicios y mantenimiento del Hospital Regional.
Fuente: Área de Servicios y Mantenimiento del Hospital Regional.

1.4. HIPÓTESIS.

La conjetura que pretende dar una solución próxima al problema se puede formular de la siguiente manera: “Mediante el uso de la reingeniería dentro de las líneas de distribución de vapor al área de esterilización, cocina y lavandería se lograra reducir las pérdidas energéticas en 30 % del Hospital Regional Eleazar Guzmán Barrón ubicado en nuevo Chimbote”

1.5. OBJETIVOS DEL PROYECTO.

1.5.1. OBJETIVO GENERAL.

Uso de la reingeniería dentro de las líneas de distribución de vapor al área de Lavandería, Cocina y Esterilización para reducir las pérdidas energéticas del Hospital Regional Eleazar Guzmán Barrón ubicado en Nuevo Chimbote.

1.5.2. OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- Realizar un balance energético en el sistema de distribución de vapor del Hospital Regional.
- Determinar los indicadores energéticos antes y después de la aplicación de la Reingeniería.
- Aplicar técnicas de Reingeniería para la reducción de las pérdidas energéticas en la red de distribución de vapor y condensado teniendo en cuenta los costos, mantenimiento y seguridad en el Hospital Regional.
- Realizar una evaluación técnico económico del ahorro energético de la nueva red de distribución de vapor del Hospital Regional.

CAPITULO II



MARCO TEÓRICO

2.1. REINGENIERÍA.

La Reingeniería es el rediseño de un proceso o un cambio drástico de un proceso o sistema que ha cumplido su vida útil que a través del tiempo ha perdido su eficacia. Reingeniería es comenzar de cero o partir de algo ya conocido para mejorarlo radicalmente. La reingeniería también significa el abandono de viejos procedimientos, y la búsqueda de trabajo que agregue valor al proceso y rentabilidad, así como organizar la empresa y concientizar a los involucrados para mejorar los procesos.

❖ PROCEDIMIENTO PARA REALIZAR UNA REINGENIERÍA.

- Evaluación del estado actual del proceso o sistema en estudio
- Incorporar métodos, técnicas de Ingeniería y herramientas adecuadas para la optimización del proceso.
- Establecer un conjunto de indicadores que actuarán como medidores de la evolución del cambio.
- Innovar e indagar como los avances tecnológicos pueden contribuir a la revisión radical.
- Determinar los potenciales de ahorro en los procesos, áreas o centros de costos, mediante una evaluación técnica detallada en los diferentes campos.
- Evaluación económica del proyecto propuesto.

2.1.1 TÉCNICAS DE APOYO A LA REINGENIERÍA.

A. BENCHMARKING.

Revisa los procesos actuales de una organización frente a procesos similares de otras, identificando las buenas prácticas de éstas con la finalidad de adaptarlas. Se debe entender como un proceso continuo, sistemático y estructurado para medir y comparar nuestras prácticas con las las mejores empresas de nuestro sector y/o de otros sectores para

aprender mejores modos de operar, identificar iniciativas válidas para nuestra empresa, etc.

B. AUDITORIA.

Realiza el examen crítico y sistemático que realiza una persona o grupo de personas independientes del sistema auditado, que puede ser una persona, organización, sistema, proceso, proyecto o producto.

Aunque hay muchos tipos de auditoría, la expresión se utiliza generalmente para designar a la auditoría externa de estados financiero, que es una auditoría realizada por un profesional experto en contabilidad, de los libros y registros contables de una entidad, para opinar sobre la razonabilidad de la información contenida en ellos y sobre el cumplimiento de las normas contables.

Se aconseja que el tipo de auditoría a utilizar debe de ser de acorde a la necesidad.

C. MEJORA CONTINUA.

Técnicas basadas en mejoras que se producen de manera continuada debido a la revisión cíclica de aspectos del proceso que son susceptibles de ser mejorados.

2.2. VAPOR.

Es el estado físico donde las moléculas se mueven al azar y apartadas unas de otras por tanto no hay orden molecular, ésta fase tiene un nivel de energía considerable mayor que en las fases líquidas y sólidas, es decir, el gas debe liberar una gran cantidad de energía antes de que pueda condensarse. La palabra vapor suele referirse al vapor de agua, gas que se produce por ebullición cuando el agua se calienta a 100 °C y una atmósfera de presión, o fuera de esa temperatura de cambio de estado, cuando el agua se encuentra, a cualquier temperatura por debajo de la crítica, a una presión por debajo de su presión de vapor a esa temperatura (ese es el fenómeno de la evaporación).

El vapor de agua es el fluido térmico más utilizado en la industria debido a las siguientes características:

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

A. USOS DEL VAPOR.

El vapor es el fluido de mayor uso en la industria debido a sus características de generación, manipulación (transporte), almacenamiento y por la energía disponible se ha hecho muy común su utilización, en forma barata y accesible.

Su temperatura se puede ajustar con mucha precisión controlando la presión mediante el uso de válvulas muy simples, transporta cantidades de energía relativamente importantes con poca masa y cuando realiza su cambio de fase cede cantidades notables de energía que se transmiten al medio que está calentando. Dentro de sus usos tenemos los siguientes:

- Generación de energía eléctrica en Ciclos Rankine.
- Generación combinada de energía eléctrica y calor en plantas de cogeneración.
- Procesos de calentamiento en forma directa o indirecta.
- Procesos Industriales de cocción, esterilizado, secado etc.

2.3. SISTEMA DEL VAPOR.

Un sistema típico de vapor está constituido por cuatro secciones, las cuales conforman un ciclo. La primera sección corresponde a la **Generación**. Durante esta etapa, en la caldera, se aplica calor al agua de alimentación para elevar su temperatura. Después de que el agua se ha evaporado, el vapor resultante pasa a la segunda etapa del ciclo de vapor: **Distribución**. Esto es simplemente el movimiento del vapor de agua en un sistema cerrado a su punto de consumo. El uso del vapor cualquiera que sea se denomina Transferencia de calor. Esta es la tercera etapa.

Finalmente la cuarta y última sección que completa el ciclo de vapor es el **Retorno del condensado**. Este sistema colecta el condensado del vapor tanto de las líneas como de los equipos que utilizan. Una vez que el vapor fue utilizado, se forma el condensado, el cual es retirado y colectado mediante una línea de retorno, que llega a un tanque de condensado y es bombeado al tanque de agua de alimentación de la caldera. El agua de reposición proviene de un sistema de tratamiento llamado ablandador. En la figura N° 2, se detalla un esquema básico de un sistema de vapor.

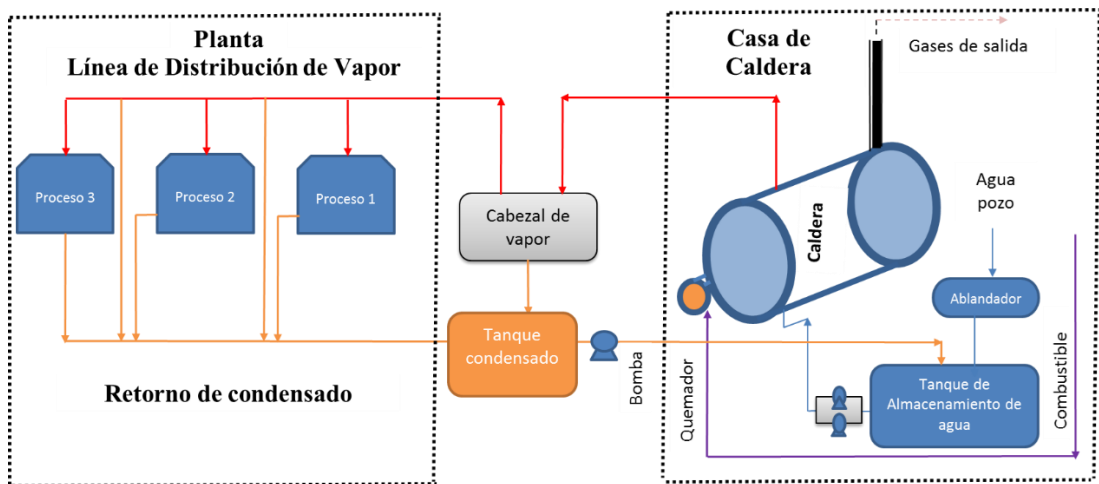


Figura N°2: Esquematización básica de un sistema de vapor.

Fuente: Guía de Buenas Prácticas en Eficiencia Energética para Sistemas de Vapor.

2.3.1. GENERADOR DE VAPOR.

Una caldera es un dispositivo que está diseñado para generar vapor saturado. Este se genera a través de una transferencia de energía en forma de calor en la cual el fluido, originalmente en estado líquido, se calienta y cambia de estado. La transferencia de calor se efectúa mediante un proceso de combustión que ocurre en el interior de la caldera, elevando progresivamente su presión y temperatura. La presión no puede aumentar de manera desmesurada, ya que debe permanecer constante por lo que se controla mediante el escape de gases de combustión, y la salida del vapor formado. Debido a que la presión del vapor generado dentro de las calderas

es muy grande, éstas están construidas con metales altamente resistentes a presiones altas, como el acero laminado.

A. CLASIFICACIÓN DE LOS GENERADORES DE VAPOR.

Existen diversas clasificaciones de generadores de vapor de acuerdo a sus diferentes características. La más común es de acuerdo a la forma en que circulan los gases y el agua en sus tuberías.

❖ CALDERAS PIROTUBULARES.

Son aquellas en las que los gases de combustión circulan al interior de los tubos, los cuales se encuentran sumergidos en el agua, la que a su vez se encuentra en un gran recipiente, lo que limita la presión de generación, ya que a mayor presión de la caldera, más gruesas deberían ser las paredes del recipiente y, por lo tanto, más costosas, lo que las haría inviables económicamente. Este tipo de calderas es el llamado tipo paquete. Existen de dos, tres y cuatro pasos. Por lo general son de capacidades bajas y medianas.



Figura N°3: Caldera Pirotubular tipo horizontal

Fuente: <http://calderasintesa.com>

❖ CALDERAS ACUOTUBULARES.

Son aquellas en las que el agua circula al interior de los tubos, mientras

que por el exterior pasan los gases de combustión. Este tipo de calderas es de mayor capacidad que las pirotubulares, ya que se pueden lograr presiones más altas, gracias a que el agua/vapor están contenidos en tubos que pueden soportar altas presiones. Las calderas de este tipo son usadas inclusive en la generación de energía eléctrica. Se caracterizan por trabajar a altas presiones, normalmente a más de 15 kg/cm², aunque también las hay de baja presión.

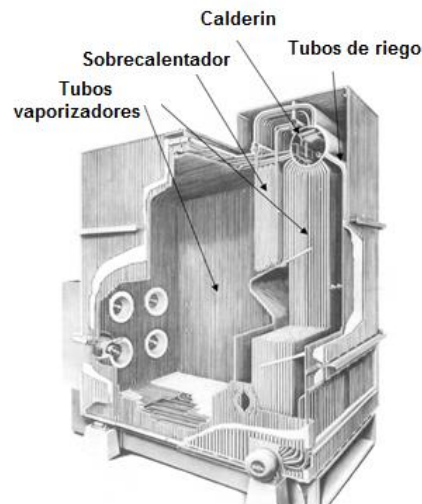


Figura N°4: Caldera Acuotubular.

Fuente: Molina, L. A. & Alonso, J. M. Calderas de vapor en la Industria.

B. SISTEMAS PRINCIPALES DEL GENERADOR DE VAPOR.

En términos generales el sistema de generación de vapor, ver figura N° 5, se compone de los siguientes elementos:

- **Quemador:** Dispositivo de la caldera, donde se lleva a cabo la reacción química del aire con el combustible, para transformarse en calor.
- **Sistema de alimentación de agua a la caldera:** Este sistema debe estar integrado por: tanque de agua de ingreso a la caldera, y sistema de tratamiento de agua de reposición.
- **Hogar de la caldera:** Es la zona donde se lleva a cabo la combustión y

donde se transfiere el calor de la flama a las paredes del recipiente o tuberías que contienen al agua. En el hogar se encuentran los quemadores y es el lugar de mayor temperatura en la caldera.

- **Sistema de alimentación de combustible:** Los equipos que se requieren se definen en función del tipo de combustible a quemar. Algunos de los combustibles más usados son el diésel y el búnker, en estado líquido, el GLP y el gas natural, en estado gaseoso.

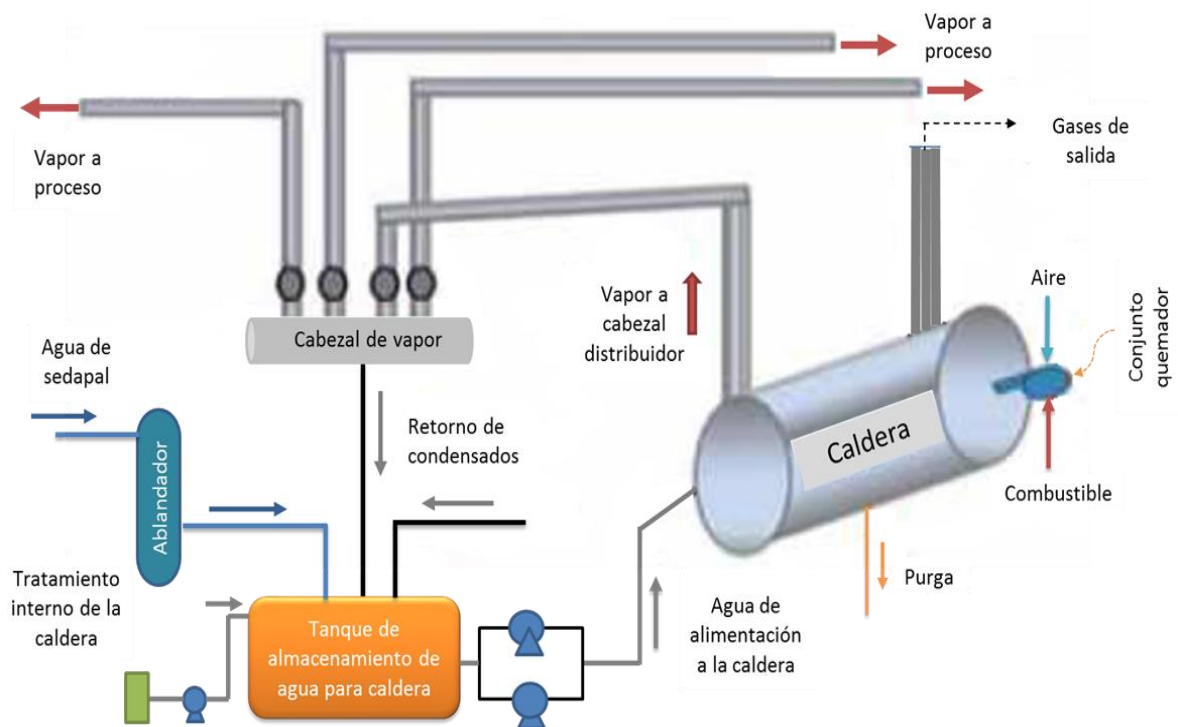


Figura N° 5: Distribución de vapor a los centros de utilización.

Fuente: Guía de Buenas Prácticas en Eficiencia Energética para Sistemas de Vapor.

C. PARÁMETROS DE LOS GENERADORES DE VAPOR PIROTUBULARES.

- ❖ **BHP (Boiler Horse Power):** Es un parámetro de comparación entre calderos; este valor teórico está referido a la capacidad de generar 15.65 Kg/hora de vapor saturado a 1 Kg/cm² y a 100 °C, dentro de un caldero cuya superficie de transferencia de calor es de 0.929 m². Si para esas

condiciones el calor latente de vaporización es $h_{fg} = 538.9 \text{ Kcal /Kg}$, entonces:

$1 \text{ BHP} = 538.9 \text{ Kcal /Kg} * 15.65 \text{ Kg/hora de vapor} = 8437 \text{ Kcal / hora de vapor}$. Equivale a 9,81 KW.

- ❖ **EFICIENCIA:** Permite determinar el grado de aprovechamiento del calor suministrado por el combustible, y el calor útil disponible aprovechado por el agua para transformarse en vapor saturado. Para los calderos pirotubulares la máxima eficiencia varía entre 85-87%. La ecuación para determinar la eficiencia mediante el método directo es la siguiente:

$$\eta = \frac{\dot{m}_v * (h_2 - h_1)}{F * PCI} * 100\% \quad \dots \dots \dots (1)$$

Donde:

η : Eficiencia Térmica del Generador de Vapor.

\dot{m}_v : Flujo másico de vapor generado.

F : Flujo másico de combustible [kg/h].

PCI : Poder calorífico inferior del combustible [kJ/kg].

h_2 : Entalpia en el estado de vapor saturado a la presión de operación del generador de vapor pirotubular [kJ/kg].

h_1) : Entalpia a temperatura de ingreso del agua de alimentación al generador de vapor [kJ/kg].

2.3.2. CRITERIOS DE EVALUACIÓN ENERGÉTICA EN UN SISTEMA TÉRMICO.

La energía térmica para este tipo de industrias se obtiene a partir de la energía química liberada en forma de calor por los combustibles, al quemarse en los hogares de los generadores de vapor. De ahí la importancia que tiene la correcta explotación de éstos equipos, logrando una operación óptima y eficiente.

A. ANÁLISIS DE AHORRO DE ENERGÍA EN LA GENERACIÓN DE VAPOR.

Se puede ahorrar energía en Calderas de vapor: 4 % típico y hasta 18 % en algunos casos; controlando los parámetros que intervienen en la generación de vapor, siendo algunos de ellos.

❖ CONTROL DEL EXCESO DE AIRE.

El ajuste y control del exceso de aire es una de las prácticas más efectivas para mejorar la eficiencia de una caldera con inversiones que pueden ser bajas a moderadas, dependiendo del sistema de control que se adopte.

Para lograr una combustión eficiente con bajo exceso de aire es necesario:

- Regular los flujos de aire y combustible mediante el ajuste de la apertura del dámper del ventilador y de la válvula de ingreso de combustible al quemador. Para mantener una buena mezcla aire-combustible.
- Aportar suficiente calor para la ignición inicial y sostenida de la mezcla aire combustible.
- Los ajustes deben efectuarse con la ayuda de un analizador de gases y opacímetro.

Tabla N° 1: Parámetros de combustión recomendados.

Combustible	Exceso de aire %	O ₂ en chimenea %	CO en chimenea (ppm)	Opacidad de humos (Bacharach)
Gas natural	10 máx	2.0 máx	50 máx	0
Diesel	20 máx	3.5 máx	200 máx	3 máx
Residual	25 máx	4.0 máx	400 máx	4 máx

Fuente: Guía de Buenas Prácticas en Calderas de Vapor.

El nivel de exceso de aire depende del tipo de quemador, su estado y tipo de combustible.

❖ **REDUCCIÓN DE LA PRESIÓN DEL VAPOR.**

La reducción de la presión, a un nivel compatible con las necesidades de temperatura, implica ahorros de combustible ya que al aumentar la presión, también aumentan las pérdidas de energía.

Una reducción excesiva de la presión puede ocasionar:

- Incremento del arrastre en la caldera.
- Excesivas velocidades en las tuberías existentes, debido que al disminuir la presión se incrementa el volumen específico.
- Funcionamiento inadecuado de trampas y otros dispositivos.
- Menor transferencia de calor en los equipos usuarios de vapor.
- Pérdida de rendimiento en equipos accionados por vapor.

❖ **REDUCCIÓN DE LA FORMACIÓN DE DEPÓSITOS.**

En una caldera pueden formarse depósitos en 2 puntos:

Lado del agua: depósitos de sales (caliche).

- Por causa de un mal tratamiento del agua de alimentación a caldera, principalmente por un mal ablandamiento.
- Presencia sales de Calcio y Magnesio que no fueron totalmente removidas en los equipos de ablandamiento, depositándose en los tubos por efecto del calor.

Lado de los gases: depósitos de hollín.

- Por causa de una mala combustión, debido a una pobre mezcla aire-combustible o por defecto de aire.
- El hollín depositado en los tubos actúan como una capa de aislamiento que reduce la transferencia de calor gases-agua.

B. AHORRO DE ENERGÍA EN LA DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.

La red de distribución de vapor es el conjunto de elementos que unen el generador de vapor y los equipos de calefacción, principalmente consta de: red de tuberías principales y secundarias, aislamientos térmicos, válvulas reductoras de presión, válvulas de seguridad, sistema de trampas para evacuación de condensados, red de retorno de condensados y purgadores de aire de las redes.

❖ AHORRO EN REDES DE VAPOR.

Las principales medidas para ahorrar energía son:

- Diseñar correctamente tuberías de vapor y condensado.
- Reparar fugas de vapor.
- Reparar o cambiar trampas de vapor.
- Seleccionar e instalar correctamente trampas de vapor.
- Monitorear periódicamente trampas de vapor.
- Aislar tuberías de vapor y condensado.
- Recuperar condensados.
- Usar vapor a la menor presión posible.
- Eliminar aire de los circuitos.
- Usar vapor flash en máquinas de baja presión.

2.4. BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA.

A. BALANCE DE MATERIA.

La materia (masa), no se crea ni se destruye, solo se transforma, según la Ley de conservación de la masa, la realización de un balance no es más que contabilizar la cantidad exacta de materia que ingresa, sale o se acumula en el transcurso de algún proceso dentro de un sistema.

$$\dot{m}_{entrada} = \dot{m}_{salida} \dots \dots \dots (4)$$

Es necesario un balance de masa cuando no se sabe las cantidades de flujos que esta tiene en algún sector del sistema dentro de un proceso, de lo contrario, si se llevaran las contabilidades de todos los flujos, no sería necesario este balance. El principio general de un balance de masa es establecer una relación matemática basada en un número de ecuaciones independientes con un número igual de incógnitas.

B. BALANCE DE ENERGÍA.

De acuerdo con el principio de conservación de la energía, también llamada primer principio de la termodinámica, la energía es indestructible, y la cantidad total de energía que entra en un sistema debe ser exactamente igual a la que sale más a cualquier aumento dentro del sistema.

El principio de conservación de la energía, denominado primer principio de la termodinámica, se describe en esta unidad con referencia a sistemas cerrados simples que contienen fluidos. Para ello se introducen una serie de nuevos conceptos, dentro de los cuales se incluye la energía interna y las funciones de estado, enfatizando en la utilidad de estas últimas para el análisis y resolución de problemas que involucran procesos.

En conclusión el principio de conservación de la energía, la energía ni se crea ni se destruye, sólo se transforma de esta manera:

$$Q = \Delta U + W \dots\dots\dots (5)$$

Dada una cantidad de energía térmica o calor (Q) que fluye dentro de un sistema, ésta debe aparecer como un incremento de la energía interna del sistema (U) o como un trabajo (W) efectuado por el sistema sobre su entorno.

La cantidad total de energía en el Universo es constante aunque adopte diferentes apariencias. Cuando desaparece una forma de energía, surge simultáneamente la misma cantidad con otra apariencia.

$$\Delta E_{universo} = \Delta E_{sistema} + \Delta E_{alrededores} = 0 \dots\dots\dots (6)$$

En general para un sistema cerrado como la figura N°6 los cambios en el estado energético del sistema pueden corresponder entre otros a: energía interna (conformaciones); energía cinética (de movimiento); energía potencial (de posición respecto de un campo gravitacional o electromagnético, elástica); energía superficial (tensión superficial).

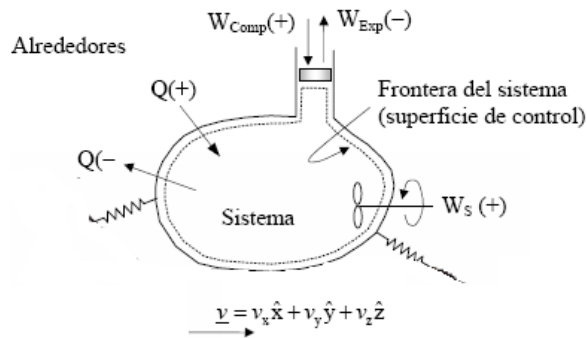


Figura. N° 6: Sistema cerrado

Fuente: Van Wylen. Fundamentos de Termodinámica.

$$\Delta E_{sistema} = \Delta U + \Delta E_k + \Delta E_p + \Delta E_{sup} + \Delta E_{Elec} + \Delta E_{Mag} \dots\dots\dots (7)$$

En el análisis termodinámico de procesos el interés está centrado en los cambios de energía interna, cinética y potencial del sistema.

$$\Delta E_{sistema} = \Delta U + \Delta E_k + \Delta E_p \dots\dots\dots (8)$$

Al considerar el sistema cerrado de la Figura N°6, se desprende que el intercambio de energía del sistema con los alrededores se realiza a través de la frontera del sistema, empleando los mecanismos de trabajo y/o calor.

2.5. DISEÑO DE UNA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.

Para el diseño de la red de distribución de vapor se debe tener en cuenta una serie de cuidados especiales en orden a evitar efectos indeseables durante su utilización.

Los sistemas de distribución transportan el vapor hasta cualquier punto de utilización en la planta donde se necesita energía calorífica.

Los tres componentes principales de un sistema de distribución de vapor son:

- Los cabezales (Distribuidores de vapor).
- Las tuberías principales y los ramales de vapor.

Los componentes secundarios pero no menos importante.

- Estación reductora de presión.
- Accesorios para garantizar vapor seco, controles de apertura y cierre entre otros.

A. CABEZAL DE VAPOR.

Un cabezal de vapor es una clase especial de tubería de distribución porque puede recibir vapor de una o varias calderas al mismo tiempo. Lo más común es que sea una tubería horizontal a la que se le alimenta el vapor por la parte superior, y al mismo tiempo se alimentan las tuberías principales de distribución como se ve en la figura N° 7.

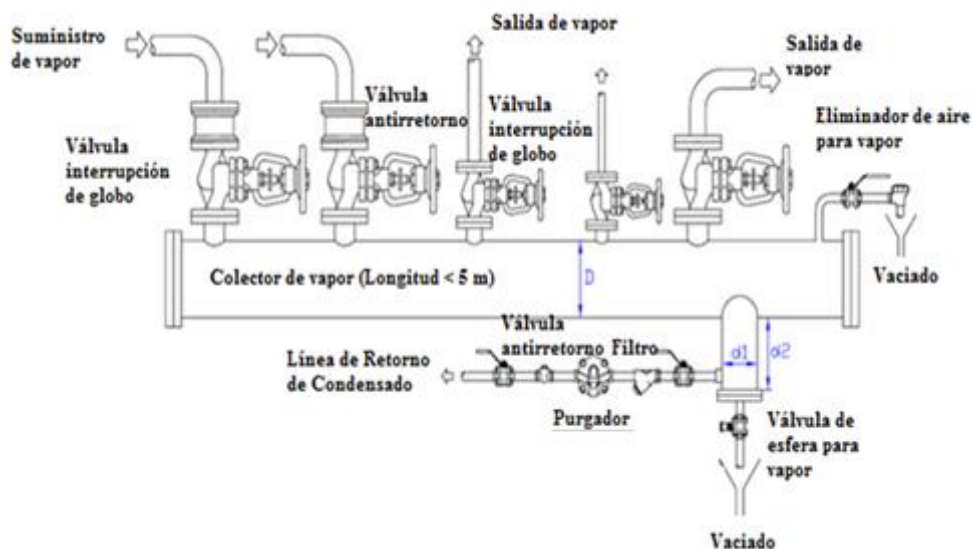


Figura N° 7: Cabezal de vapor de Calderas.

Fuente: Spirax Sarco. Distribución de vapor.

B. TUBERÍAS PRINCIPALES.

Las tuberías principales tienen como fin, transportar el vapor desde el cabezal, hasta una sección o sitio de la planta en donde se divide en tuberías secundarias que abastecen a equipos consumidores. Estas tuberías se deben de mantener libres de aire y de condensado para poder garantizar que el equipo que utiliza el vapor estará trabajando en forma eficiente. Algunas características típicas de las tuberías principales de distribución de vapor son: La velocidad recomendada para trabajar con vapor saturado, para las líneas principales de vapor el rango va de (20 m/s- 60 m/s). Pero deben considerarse como el máximo sobre la cual aparecen el ruido y la erosión, particularmente si el vapor es húmedo. Incluso estas velocidades pueden ser altas en cuanto a sus efectos sobre la caída de presión. En la tabla N° 2 se presenta las velocidades máximas recomendadas para vapor saturado.

Tabla N°2: Gama de velocidades.

PRESIÓN Bar	Velocidad máxima recomendable [m/s]	
	Saturado	Recalentado
<2	30	35
2 - 5	35	45
5 - 10	40	50
10 - 25	50	60
25 - 100	60	75

Fuente: Junta Castilla de León. Diseño y Cálculos de Redes de Vapor.

Las tuberías normalmente usadas para redes de vapor y condensado son de acero al carbono sin costura, recomendada por la norma ASTM A-106 y ASTM A-53. Las propiedades mecánicas se detallan en el anexo N°24. En el anexo N° 50, se presenta la vida útil de algunos materiales.

C. RAMALES DE TUBERÍA.

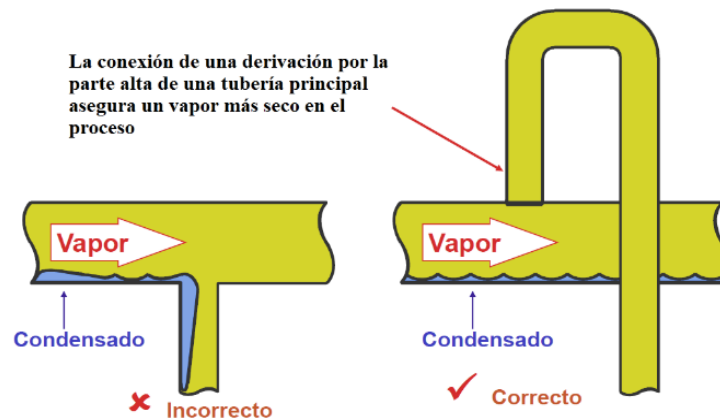


Figura N° 8: Modo Correcto de Ejecutar una Derivación

Fuente: Spirax Sarco. Distribución de vapor.

Los ramales son las tuberías que salen de las tuberías principales de vapor y llevan al vapor hacia el equipo que lo utiliza. El sistema completo debe de ser diseñado y conectado de forma que se evite la acumulación de condensado en cualquier punto del sistema, los rangos recomendados de la velocidad para las líneas secundarias de vapor según los fabricantes son (20 m/s – 25 m/s) pero no menores a 15 m/s si no se desea sobredimensionar los diámetros de tuberías en casos de vapor saturado.

D. ESTACIÓN REDUCTORA DE PRESIÓN.

Las estaciones reductoras de presión son aquellas que se utilizan para disminuir la presión de un fluido transportado por medio de una tubería en un proceso de una etapa a otra, esto permite mantener la presión del fluido en rangos que las tuberías soporten y no estallen si la presión llegase a superar los límites establecidos.

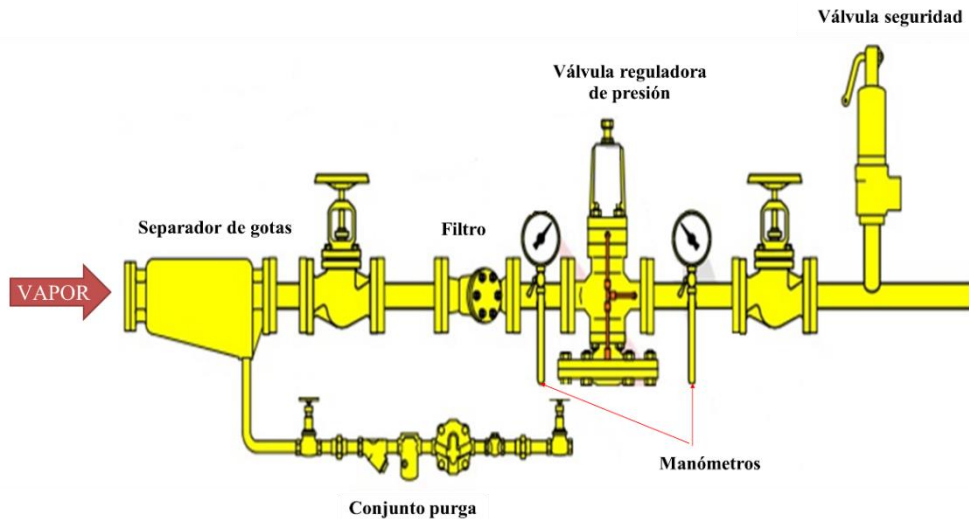


Figura N° 9: Estación reductora de presión en serie.

Fuente: Spirax Sarco. Distribución de vapor.

2.5.1. DIMENSIONAMIENTO DEL DIÁMETRO DE TUBERÍA.

El problema básico de diseño en flujo en conductos, es la determinación del diámetro del conducto, para unas determinadas prestaciones. Se trata de determinar cuál es el mínimo diámetro de tubería a utilizar para no sobrepasar una determinada pérdida de carga.

Para la solución de la ecuación de White- Colebrook, hace necesario recurrir a un método iterativo de resolución simultánea de las dos ecuaciones se deben conocer las siguientes variables:

- Temperatura del vapor.
- Presión del vapor.
- Longitud del tramo de tubería recta.
- Número y tipo de accesorios de tubería.
- Pérdida de carga admisible o presión mínima en cola de tubería.
- Tipo de tubería y rugosidad absoluta asociada.
- Caudal de trabajo.

Para la evaluación de las pérdidas de carga se debe tener en cuenta los siguientes elementos a considerar velocidad, caudal, densidad, viscosidad, rugosidad, tipo de flujo, longitud equivalente de accesorios, factor de

fricción o coeficiente de resistencia de Darcy-Weisbach. A continuación se describen algunos de ellos.

❖ **Factor de fricción o coeficiente de resistencia de Darcy-Weisbach (f):**

Es un parámetro adimensional que se utiliza en dinámica de fluidos para calcular la pérdida de carga en una tubería debido a la fricción. El cálculo del factor de fricción y la influencia de dos parámetros el Reynolds y la rugosidad relativa. El número de Reynolds que esta expresada por la siguiente expresión.

$$\mathcal{R} = 10^3 \frac{VD}{\vartheta} = \frac{4 * 10^6 \dot{Q}}{3.6\pi . D . \vartheta} \dots \dots \dots (9)$$

Donde:

V = velocidad en [m/s]

D = diámetro interior en [mm]

Q = caudal en [m³/h]

ϑ= viscosidad cinemática en centistokes

Si R <2300 se trata de flujo laminar

Si R >2300 se trata de flujo turbulento

La expresión de la ecuación de White-Colebrook es la siguiente:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 . \log_{10} \left[\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3.7} + \frac{2.51}{\mathcal{R}\sqrt{f}} \right] \dots \dots \dots (10)$$

Donde:

ℛ = número de Reynolds.

ε/ D = rugosidad relativa.

f= factor de fricción de Darcy.

Si se observa la ecuación puede observarse que f , se encuentra en ambos miembros y no hay posibilidad de despejarlo para su resolución. Con este tipo de ecuaciones hay que recurrir a métodos iterativos para proceder a su resolución.

Otra forma más sencilla y directa de obtener el valor de f es hacer uso del diagrama de Moody, ver anexo N°26.

La ecuación de Darcy Weisbach que determina la pérdida de carga es la siguiente.

$$h_f = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{V^2}{2g} = \frac{f \cdot L \cdot 8 \cdot \dot{Q}}{3.6\pi \cdot D \cdot \vartheta} \dots \dots \dots (11)$$

Donde:

h_f = la pérdida de carga debida a la fricción

L/D = relación entre la longitud y el diámetro de la tubería

V = la velocidad del fluido [m/s]

g = aceleración debida a la gravedad [m/s²]

f = factor de fricción de Darcy

De la ecuación N° 11, se despeja f y queda en la forma:

$$f = h_f \cdot \frac{D^5 \pi^2 g}{8 \cdot L \cdot \dot{Q}^2} \dots \dots \dots (12)$$

Hay una segunda relación que es la ecuación de White – Colebrook en la que si se substituye el número de Reynolds por su expresión queda:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \cdot \log_{10} \left[\frac{\varepsilon}{3.7D} + \frac{2.51}{\frac{4Q}{\pi D \vartheta} \sqrt{f}} \right] \dots \dots \dots (13)$$

El sistema se resuelve combinando ambas ecuaciones 12 y 13 con lo que se obtiene una única ecuación que hay que resolverla mediante iteraciones:

$$\frac{1}{\sqrt{KD^5}} = -2 \cdot \log_{10} \left[\frac{\frac{\varepsilon}{D}}{3.7} + \frac{2.51}{\frac{4Q}{\pi D^3} \sqrt{KD^5}} \right] \dots \dots \dots (14)$$

En la que,

$$K = h_f \cdot \frac{\pi^2 g}{8 \cdot L \cdot Q^2} \dots \dots \dots (15)$$

El diámetro también se puede calcular mediante ábacos conociendo a partir de la presión de servicio, caudal de vapor y velocidad ver (Anexo N° 38).

2.5.2. ELEMENTOS EN LA RED DE VAPOR.

Existen dos hechos que obligan al empleo de accesorios específicos en las redes de vapor:

- Presencia de aire y condensados.
Estas razones hacen que sea necesario evitar el condensado en esta zona de la red de distribución. Para ello se utilizan accesorios específicos que básicamente consisten en:
- Separadores de gotas, purgadores, filtros, geometría de la red.

A. SEPARADORES DE GOTAS.

El separador garantiza la retención de gotas de agua en el caso de los sistemas de vapor y de gotas de agua y aceite en los sistemas de aire comprimido. Se recomienda su instalación antes de válvulas de control para evitar la erosión de su asiento y vástago o en equipos que requieran vapor seco, como por ejemplo esterilizadores, secadores. Por otra parte, el vapor húmedo, al introducirse en los equipos, disminuye la capacidad de transferencia de calor.

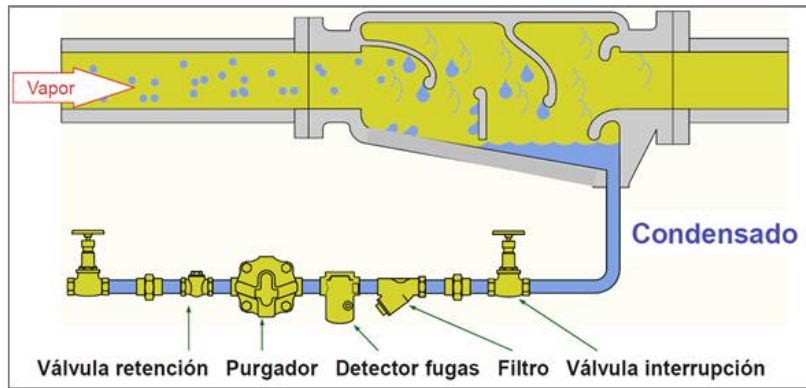


Figura N° 10: Separador de gota

Fuente: Spirax Sarco." Normativa guía de referencia

Los separadores provocan una mínima pérdida de carga similar a la de un tubo de la misma longitud y diámetro de conexión que el separador.

B. ELIMINADORES DE AIRE.

Otro accesorio que se emplea ampliamente en las redes de vapor son los eliminadores de aire. Puesto que el aire tiene un efecto muy importante sobre la transferencia de calor. Una capa de aire de 1 micra de espesor puede ofrecer la misma resistencia al paso del calor que una capa de agua de 25 micras de espesor, o una capa de hierro de 2 mm, o una capa de cobre de 17 mm.

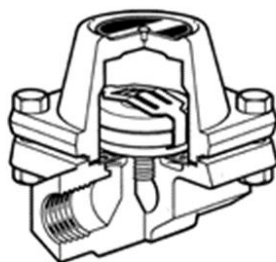


Figura N° 11: Eliminador de aire de presión equilibrada.

Fuente: Spirax Sarco. Calderas y Accesorios.

C. FILTRO.

Hay que tener en cuenta que en toda tubería por la que circula un fluido, éste arrastra consigo partículas de todo tipo:

- **En el caso de tuberías nuevas**, estas partículas pueden proceder de fragmentos de arena de la fundición, del embalaje, virutas metálicas del mecanizado, trozos de varilla de soldar, tuercas y tornillos de montaje.
- **En el caso de tuberías viejas** tendremos óxido, y en zonas de aguas duras, depósitos de carbonatos. Todas estas partículas arrastradas por el vapor a elevadas velocidades, producen en los equipos abrasión y atascos que pueden dejarlos inutilizados de forma permanente. Por lo tanto, lo más conveniente es montar un simple filtro en la tubería delante de cada purgador, aparato de medida, válvula reductora y válvula de control. Los filtros deben montarse con la cesta en posición horizontal.

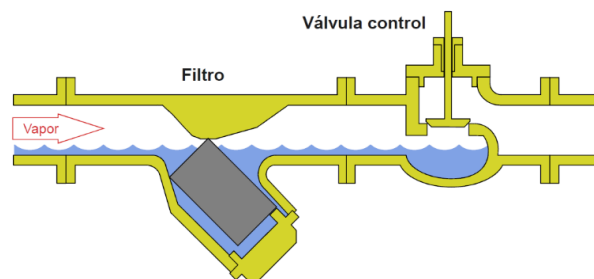


Figura N° 12: filtro en línea.

Fuente: Spirax Sarco. Distribución de vapor.

D. GEOMETRÍA DE LA RED.

- Deben instalarse las tuberías de manera que desciendan en la dirección del flujo, con una pendiente no inferior a 40 mm por cada 10 m de tubería.
- Las tuberías no deberán ser instaladas de manera paralela al suelo ya que esto puede impedir el flujo de condensado.
- La tubería debe montarse de manera que haya el mínimo de puntos bajos donde se pueda acumular el agua.
- Las conexiones de las derivaciones deben partir de la parte superior de

la línea, para tomar el vapor lo más seco posible.

- En el diseño de la geometría de la red se debe tratar de limitar al mínimo los cambios de direcciones.
- Cuando una tubería carece de soporte, es muy probable que esta se flexione y conduzca a la acumulación de condensado.

E. VÁLVULAS DE CONTROL.

Los sistemas de vapor utilizan necesariamente válvulas de diferentes características que las hacen idóneas para diversas aplicaciones. Constituyen un alto costo en las redes, no solo por su costo inicial sino por los costos de mantenimiento y paro en los procesos cuando hay que repararlas.

✓ **Clasificación y tipos de válvulas.**

Según su función las válvulas se pueden clasificar en cuatro tipos diferentes se describirán las más utilizadas en redes de vapor:

- Válvulas de cierre.
- Válvulas de estrangulación.
- Válvulas de retención de flujo (check).
- Válvulas para funciones especiales: Tales como reguladoras de presión, válvulas de seguridad y válvulas de respiración (desaireadoras):

F. TRAMPAS.

La función principal de las trampas de vapor es drenar los condensados originados en el circuito cuando el vapor cede su energía latente por intercambio de calor con los procesos y además permitir la rápida evacuación de aire y CO₂, en caso de su formación.

Los condensados se sitúan en los puntos más bajos del circuito y por tanto en estos puntos es donde hay que proceder a su evacuación. Por lo tanto se requiere de trampas automáticas que se encargan de manera periódica de mantener el circuito de vapor libre de condensados.

2.5.3. SELECCIÓN DE TRAMPAS.

Existen varios tipos de trampas según su principio de funcionamiento. Cada tipo tiene sus aplicaciones específicas según su punto de instalación y condiciones de uso, entre estos se tiene:

- Trampas Termostáticas.
- Trampas Mecánicas.
- Trampas Termodinámicas.

A. TRAMPAS TERMOSTÁTICAS.

El principio de operación de estas trampas de vapor utiliza la diferencia de temperatura del vapor y condensado. Las trampas termostáticas trabajan con cambios de temperatura.

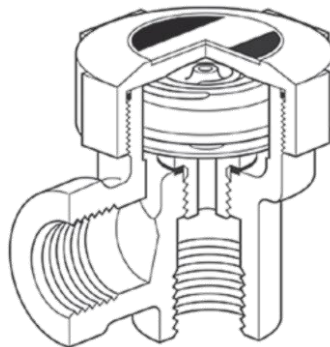


Figura N° 13: Purgador Termostática Bimetálico.

Fuente: Spirax Sarco. Purga de vapor y Eliminación de aire.

- Puede trabajar en procesos con presión constante o modulante
- La descarga del condensado y/o aire (gases no-condensables) es intermitente
- No hay fugas de vapor vivo, ya que trabaja por temperatura.
- El tiempo de vida útil es bueno.
- Cuando existe contra-presión en la línea de retorno, la trampa puede quedar abierta.
- La suciedad puede obstruir los orificios de descarga.

- No Resiste los golpes de ariete.
- Abre solamente cuando el condensado está subenfriado o hay presencia de aire y gases no condensables en la línea.

B. TRAMPAS MECÁNICAS.

Los purgadores mecánicos trabajan con cambios de densidad del fluido. Basan su funcionamiento en la diferencia de densidad entre el vapor y el condensado.

❖ PURGADOR DE BOYA CERRADA O FLOTADOR TERMOSTÁTICA

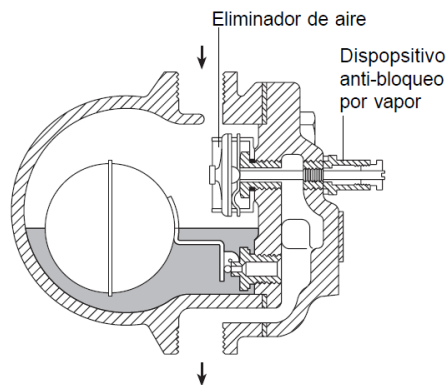


Figura N° 14: Purgador Boya Cerrada.

Fuente: Spirax Sarco. Purga de vapor y Eliminación de aire.

- Descarga continuamente el condensado a temperatura de vapor. Esto hace que sea el purgador más adecuado cuando la cantidad de transferencia de calor sea alta para el área superficie disponible.
- Son capaces de manejar por igual cargas pesadas y ligeras de condensado y no les afectan las fluctuaciones bruscas de presión o caudal.
- Mientras que tenga un eliminador de aire instalado, el purgador puede descargar bien el aire.
- Tiene una capacidad grande por su tamaño.
- Las versiones con dispositivo eliminador de bloqueo por vapor son las únicas apropiadas para usar donde pueda ocurrir bloqueo por vapor.
- Resistente a los golpes de ariete.

- Aunque son menos susceptibles a las heladas que el purgador de boya invertida, se pueden dañar con heladas severas y el cuerpo ha de tener buen revestimiento aislante y / o complementado con un purgador de drenaje termostático si se ha de instalar a la intemperie.

❖ PURGADOR DE CUBETA INVERTIDA

- Excelente para trabajar en procesos con presión constante o casi-constante
- La descarga del condensado es intermitente
- No hay fugas de vapor vivo en operación normal
- El tiempo de vida útil de la trampa es alto
- Cuando existe contra-presión en la línea de retorno, disminuye su capacidad de descarga de condensado
- La suciedad se acumula en el fondo de la trampa y puede ser descargada en la apertura
- Es muy resistente a los golpes de ariete
- Absorbe pequeñas variaciones en el flujo de condensado

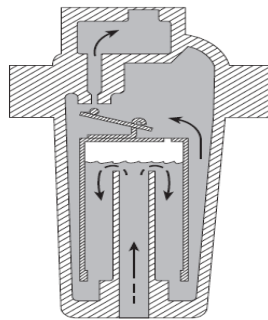


Figura N° 15: Purgador Cubeta Invertida.

Fuente: Spirax Sarco. Purga de vapor y Eliminación de aire.

C. TRAMPA TERMODINÁMICA.

Este es un purgador extremadamente robusto con un funcionamiento sencillo. Cuando se libera condensado caliente a presión, produce revaporizado que se mueve a altas velocidades.

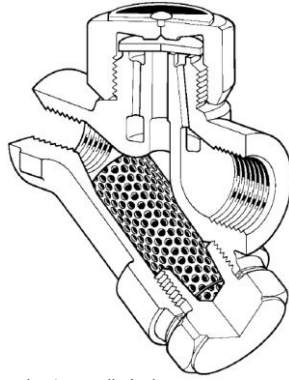


Figura N° 16: Purgador Termodinámico.

Fuente: Spirax Sarco. Purga de vapor y Eliminación de aire.

- Los purgadores termodinámicos pueden operar dentro de toda su gama de trabajo sin ajustes ni cambio de válvula.
- Son compactos, sencillos, ligeros y para el tamaño que tienen, poseen una gran capacidad de manejo de condensado.
- Este tipo de purgador se puede usar con vapor a alta presión y vapor recalentado y no le afecta los golpes de ariete ni vibraciones. Ofrece una gran resistencia a la corrosión debido a su fabricación enteramente en acero inoxidable.
- No se dañan con las heladas y es poco probable que se hielen si se instalan con el disco en plano vertical y descargando libremente a la atmósfera
- Como el disco es la única parte móvil, se puede realizar el mantenimiento de una manera sencilla sin tener que retirar el purgador de la línea.
- El chasquido audible al abrir y cerrar hace muy fácil su comprobación.
- Pueden descargar grandes cantidades de aire en las puestas en marcha si la presión de entrada crece lentamente.
- Los purgadores termodinámicos no trabajan muy bien con presiones diferenciales muy bajas.
- Probable descarga de vapor vivo.

Existen una serie de factores que son importantes a tener en cuenta para la selección adecuada de las trampas de vapor.

- ❖ **Las características** de los diferentes diseños de las trampas les confieren unas características que son determinantes al momento de seleccionar una trampa de vapor; en el cuadro N° 1 se muestran comparativamente estas cualidades.

El tiempo de vida de una trampa se determina por el dimensionamiento, selección y principalmente por la instalación de la misma.

Cuadro N° 1: Características de las trampas de vapor.

Características Trampa	Presión del proceso	Tipo de descarga	Fuga de vapor vivo en operación	Eliminación de aire y gases	Tiempo de vida*	Trabajo con suciedad	Resistencia a golpes de ariete	Trabajo con cambios en flujo de condensado
Balde invertido	Constante (Flujo real) / casi constante	Intermitente	No	Baja	Alto	Aceptable	Excelente	Malo
					6 a 8 años			
Flotador y Termostática	Modulante	Continua	No	Excelente	Medio	Malo	Malo	Excelente
					3 a 5 años			
Termodinámica	Constante / modulante	Intermitente	Probable	Buena	Muy bajo	Malo	Bueno	Malo
					6 a 12 meses			
Bimetálica	Constante / modulante	Intermitente	No	Excelente	Medio	Malo	Malo	Malo
					3 a 5 años			
Termostática	Constante / modulante	Intermitente	No	Excelente	Medio	Malo	Malo	Malo
					3 a 5 años			

Fuente: Comisión nacional para el ahorro de energía. Tipos de trampas de vapor I.

- ❖ **La carga de condensados a drenar:** El fabricante de los equipos debe suministrar la cantidad de condensados generados, según las especificaciones y condiciones de trabajo.
- ❖ **Factor de seguridad:** Para obtener un buen rendimiento de los equipos es posible que trabajen a condiciones distintas a las especificadas, por lo tanto es importante tener un factor de seguridad que depende en muchos casos de la experiencia de los ingenieros en el ramo.

Es necesario destacar que el factor seguridad a utilizar depende en todo momento del grado de incertidumbre en la carga estimada, presión de

trabajo en los equipos y contrapresión o presión en la línea de retorno.

Tabla N°3: Factores de seguridad para trampas de vapor.

Tipo de trampa	Factor de seguridad
Termostática	2 - 4
Bimetálica	2 - 3
Flotador Termostática	1.5 - 3
Balde invertido	2 - 3
Termodinámica	1.2 - 3

Fuente: Armstrong. Guía para la Conservación de Vapor en el drenado de condensados.

Excepto cuando se tengan serpentines sumergidos o equipos que se drenen por sifón donde el factor de seguridad es de 3, se utiliza como factor de seguridad en general 2, como es el caso de drenaje de líneas de vapor, intercambiadores de calor en general, serpentines para el calentamiento del aire, líneas traizer etc.

- ❖ **Presión diferencial:** Es la diferencia de presión entre la entrada y salida de la trampa (ver Figura N° 17).

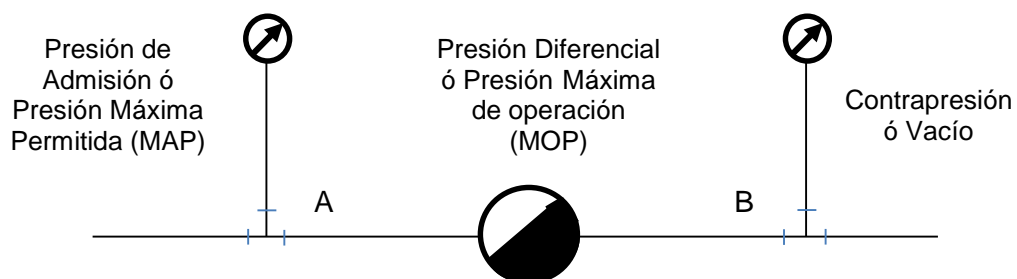


Figura N° 17: Diferencial de presión en la trampa.

Fuente: Armstrong. Guía para la Conservación de Vapor en el Drenado de Condensados.

La presión de admisión puede ser, la presión en la caldera, del ramal principal del vapor o la presión después de una válvula reductora de presión. La presión en la descarga puede ser la atmosférica, de vacío (por debajo de la atmosfera) o sobre la presión atmosférica, debido a pérdidas por fricción en la tubería o elevación del condensado.

NOTA: "A" menos "B" es la Presión Diferencial. Si "B" es contrapresión, se debe restar de "A". Si "B" es vacío, se debe sumar a "A".

2.6. VAPOR FLASH.

El Vapor flash o revaporizado es un vapor con las mismas características que un vapor vivo y se forma cuando el condensado pasa de la presión a la cual se encuentra a otra de menor presión a través de un proceso idealmente isoentrópico de expansión. Parte de este condensado se convertirá en vapor a la misma temperatura que corresponde a la presión inferior. La cantidad de vapor flash obtenido será igual al exceso de calor dividido por el calor latente del vapor a la presión inferior. El exceso de calor será la diferencia entre el calor sensible del condensado a la presión superior y el calor al valor inferior. Con esto conseguimos convertir en calor latente parte del calor sensible del condensado. El ahorro obtenido con la generación de vapor flash es muy importante y la inversión se amortiza en muy poco tiempo, ya que la instalación suele ser bastante simple.

Los Tanques de revaporizado tienen por finalidad generar vapor flash a partir del ingreso de condensado líquido sometido a una determinada presión, el cual se ingresa a depósito cerrado sometido a una presión inferior, en donde el condensado se expande, generando vapor saturado (vapor flash) y condensado líquido.

El cuerpo de los tanques de expansión se recomienda en acero estampado y normalizado de acuerdo al código ASME.

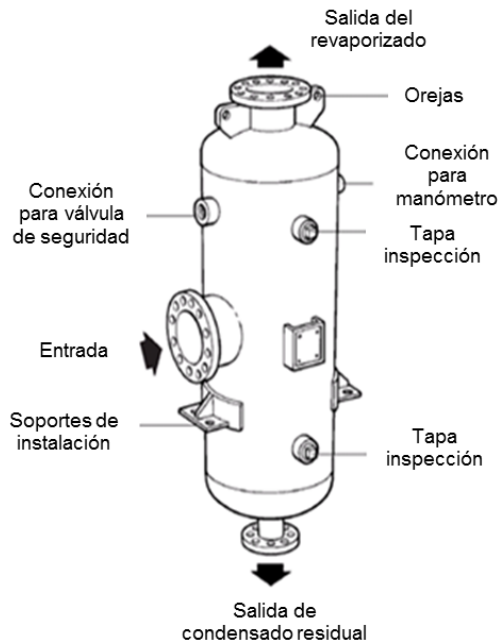


Figura N° 18: Tanque de revaporizado.

Fuente: Junta Castilla de León. Diseño y Cálculos de Redes de Vapor.

2.7. EFECTOS TÉRMICOS Y MECÁNICOS EN LAS TUBERÍAS.

Las tuberías están sometidas a variaciones permanentes en la temperatura, desde la temperatura ambiente cuando los sistemas de calefacción no están funcionando hasta la temperatura de circulación del vapor, por lo tanto la tubería está sometida a elongaciones ocasionadas por la dilatación térmica, que será necesario compensar para evitar deformación o rotura en la tubería.

Existen diversos dispositivos y formas de compensar los alargamientos en la tubería, a continuación se describen algunos:

A. TIPOS DE COMPENSADORES DE DILATACIÓN.

❖ PRENSAESTOPAS.

Consisten en dos tubos concéntricos separados y ajustados por un prensaestopas o empaquetadura. La dilatación se absorbe mediante el

desplazamiento de un tubo dentro del otro, tienen el problema de las fugas por los prensaestopos o empaquetadura por el inevitable deterioro de ellos con el uso y el paso del tiempo, pero la ventaja de no constituir una restricción adicional al flujo por ser un tramo recto dentro de la tubería.

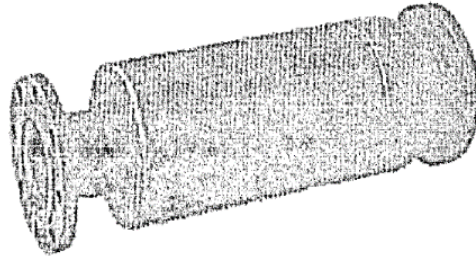


Figura N° 19: Compensadores con Prensaestopos.

Fuente: Velásquez, H.I. .Principios básicos para el diseño de líneas de vapor.

❖ FUELLES.

Consiste en un tramo recto en forma de fuelle (acordeón), que al calentarse la tubería compensa la dilatación axial alargándose, tiene la ventaja de no necesitar mantenimiento por no tener partes mecánicas removibles, absorbe muy bien las vibraciones en la tubería, no representa obstrucción adicional significativa al flujo.

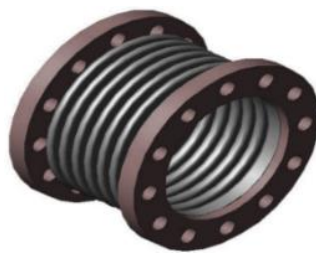


Figura N° 20: Compensadores con fuelles.

Fuente: Díaz Andrade, G. Elementos de diseño para el cálculo de flexibilidad en tuberías y aplicación de compensadores de dilatación.

❖ CAMBIOS DE DIRECCIÓN EN EL TENDIDO DE LA TUBERÍA.

Consiste en utilizar los codos o T existentes en el trazado de la tubería, convirtiéndolos en articulaciones del sistema, sin sobrepasar el límite elástico del material de construcción del codo o accesorio a utilizar.

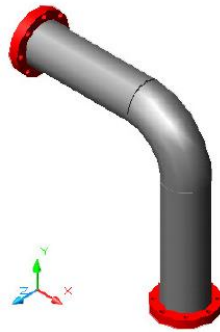


Figura N° 21: Cambio de direcciones en el recorrido.

Fuente: Díaz Andrade, G. Elementos de diseño para el cálculo de flexibilidad en tuberías y aplicación de compensadores de dilatación.

B. ESFUERZOS DE TENSIÓN EN LA PARED DE LA TUBERÍA CILÍNDRICA.

Debido a que las paredes de las tuberías están expuestas a esfuerzos a la presión que se transportan los fluidos, se debe garantizar que el espesor de las tuberías sean lo suficientemente seguras a los esfuerzos internos..

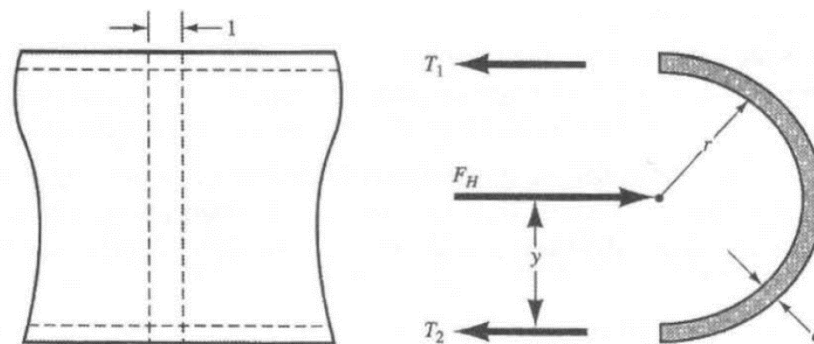


Figura N° 22: Esfuerzos de tensión en una tubería

Fuente: Streeter, V. L. Wylie, E. B., Benford K. W. Mecánica de Fluidos.

Por la cual consideraremos un tubo circular bajo la acción de la presión interna está sometido a tensión alrededor de la periferia. Suponiendo que no ocurre ningún esfuerzo longitudinal (esfuerzos térmicos), la pared está en tensión

Si se considera una sección de tubo de longitud unitaria, ósea un anillo, se parte a la mitad y se toma como cuerpo libre, las tensiones por unidad de longitud de la parte de arriba y de abajo serán T1 y T2. Para altas presiones, la componente horizontal de la fuerza actúa a través del centro de presión del área proyectada y es 2Pr, donde P es la presión y r el radio interno del tubo:

Para altas presiones, el centro de presión puede tomarse en el centro de la tubería; por consiguiente. Para un espesor de pared e, el esfuerzo de tensión por unidad de longitud

en la pared del tubo es: T1=T2 y T= 2pr. En la cual T es la fuerza de tensión por unidad de longitud. Para un espesor de pared e, el esfuerzo de tensión en la pared de la tubería, σ , es

$$\sigma = \frac{T}{e} = \frac{Pr}{e} = \frac{PD}{2e} \quad \dots \dots \dots (18)$$

En tuberías de acero se acostumbra escoger el espesor mínimo de pared de acuerdo a la siguiente relación:

$$e = \frac{PD}{2\sigma} + C \quad \dots \dots \quad (19)$$

Donde:

T: Tensión por unidad de longitud (N/m)

e: Espesor mínimo de pared (m)

P: Presión de trabajo (Pa)

D: Diámetro interior del tubo (m)

σ : Fatiga admisible del material (limite elástico) (Pa)

C: Tolerancia por corrosión y esfuerzos mecánicos adicionales (1×10^{-3} m para tubería de diámetro $< \varnothing 1''$ y 1.7×10^{-3} m para tubería de diámetro $\geq \varnothing 1''$). Este resultado se suele incrementar en 12.5%, para prevenir las tolerancias por defectos de laminación.

2.8. FUNDAMENTOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

La transferencia de calor se puede definir como la energía en tránsito que fluye debido a una diferencia de temperatura. Cuando existen dos o más cuerpos, ya sean fluidos o sólidos, que tengan diferencias de temperaturas debe ocurrir el intercambio de calor del medio que se encuentra a mayor temperatura hacia el de menor temperatura (Ley Cero de la Termodinámica).

La tendencia es a alcanzar el equilibrio térmico definido éste como el estado que se alcanza debido a la igualación de temperatura de ambos cuerpos o medios

La transferencia de calor puede ocurrir por medio de tres mecanismos: conducción, convección y radiación.

2.8.1. CONDUCCIÓN.

Es la transferencia de calor que ocurre desde partículas con más energía hacia partículas con menos energía debido a la interacción o contacto entre ellas. En presencia de un gradiente de temperatura, la transferencia debe ocurrir en la dirección en la que decrece la temperatura. Es un fenómeno de tipo difusivo.

A. PARED PLANA.

Para la conducción unidimensional en una pared plana, la temperatura es una función sólo de la coordenada x , y el calor se transfiere exclusivamente en esta dirección. En la figura N° 23, una pared plana separa dos fluidos con temperaturas diferentes. La transferencia de calor ocurre por convección del fluido caliente a $T_{\infty,1}$ hacia una superficie de la pared a $T_{s,1}$, por conducción a través de la pared y por convección de la otra superficie de la pared a $T_{s,2}$ al fluido frío a $T_{\infty,2}$.

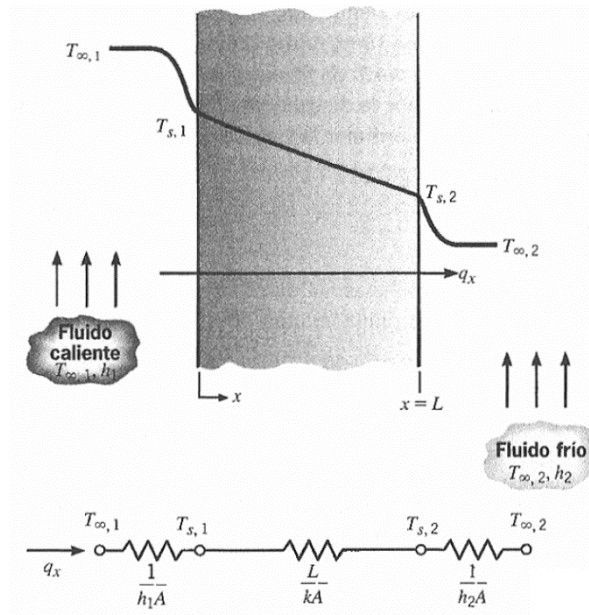


Figura N° 23: Transferencia de calor a través de una pared plana.
 Fuente: Incropera, F. P. & Witt, P. Fundamentos de Transferencia de Calor.

Distribución de temperatura:

La distribución de temperatura en la pared se determina resolviendo la ecuación de calor con las condiciones de frontera apropiadas. Para condiciones de estado estable sin una fuente o sumidero de energía dentro de la pared, la forma apropiada de la ecuación de calor es.

$$\frac{d}{dx} \left(k \frac{dT}{dx} \right) = 0 \dots \dots \dots (20)$$

En consecuencia, de la ecuación 20 se sigue que, para la conducción unidimensional de estado estable en una pared plana sin generación interna de calor, el flujo de calor es una constante, independiente de x. Si la conductividad térmica del material de la pared se supone constante, la ecuación se integra dos veces para obtener la solución general

$$T(x) = C_1 x + C_2 \dots \dots \dots (21)$$

Para obtener las constantes de integración, C_1 y C_2 , deben introducirse las condiciones de frontera. Elegimos aplicar condiciones de la primera clase en $x = 0$ y $x = L$, en cuyo

$$T(0) = T_{s,1} \text{ y } T(L) = T_{s,2} \dots \dots \dots (22)$$

Al aplicar la condición en $x = 0$ a la solución general, se sigue que

$$T_{s,1} = C_2$$

De manera similar, en $x = L$,

$$T_{s,2} = C_1L + C_2 = C_1L + T_{s,1}$$

en cuyo caso

$$\frac{T_{s,2} - T_{s,1}}{L} = C_1$$

Al sustituir en la solución general, la distribución de temperatura es.

$$T(x) = (T_{s,2} - T_{s,1}) \frac{x}{L} + T_{s,1} \dots \dots \dots (23)$$

De este resultado es evidente que, para la conducción unidimensional en estado estable de una pared plana sin generación interna de calor y conductividad térmica constante, la temperatura varía de forma lineal con x . Ahora que tenemos la distribución de temperaturas, utilizaremos la ley de Fourier $q_x = -kA \frac{dT}{dx}$, para determinar la transferencia de calor por conducción. Es decir

$$q_x = -kA \frac{dT}{dx} = \frac{kA}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \dots \dots (24)$$

Advierta que A es el área de la pared normal hacia la dirección de la transferencia de calor y, para la pared plana, es una constante independiente de x . El flujo de calor es entonces.

$$\dot{q}_x = \frac{q_x}{A} = \frac{k}{L} (T_{s,1} - T_{s,2}) \dots \dots \dots (25)$$

Las ecuaciones 23 y 24 indican que tanto la transferencia de calor q_x como el flujo de calor q'' son constantes independientes de x .

Las condiciones de frontera se aplican después para obtener la solución particular, que se usa con la ley de Fourier para determinar la transferencia de calor. Note que optamos por establecer temperaturas superficiales en $x = 0$ y $x = L$ como condiciones de frontera, aunque

B. SISTEMAS RADIALES.

Los sistemas cilíndricos y esféricos a menudo experimentan gradientes de temperatura sólo en la dirección radial y, por consiguiente, se tratan como unidimensionales. Además, bajo condiciones de estado estable sin generación interna de calor, estos sistemas se analizan con el método estándar, que comienza con la forma apropiada de la ecuación de calor, o el método alternativo, el cual inicia con la forma apropiada de la ley de Fourier.

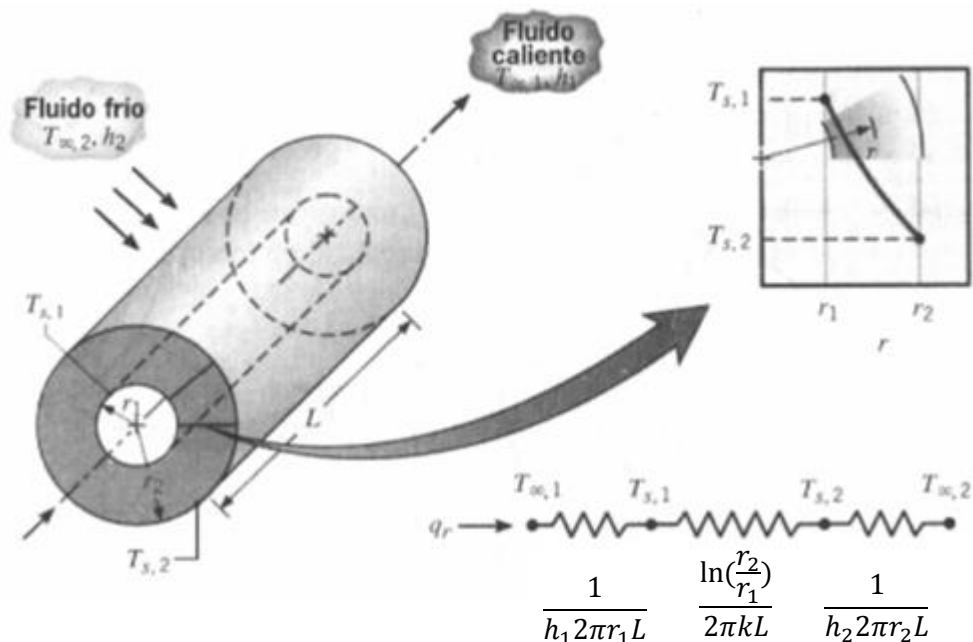


Figura N° 24: Cilindro hueco con condiciones convectivas en la superficie.
Fuente: Incropera, F. P. & Witt, P. Fundamentos de Transferencia de Calor.

En esta sección, el sistema cilíndrico se analiza por medio del método estándar y el sistema esférico mediante el método alternativo.

❖ EL CILINDRO

Un ejemplo común es el cilindro hueco, cuyas superficies interna y externa se exponen a fluidos con diferentes temperaturas (figura N° 24). Para condiciones de estado estable sin generación de calor, la forma apropiada de la ecuación de calor es.

$$\frac{1}{r} \frac{d}{dr} \left(kr \frac{dT}{dr} \right) = 0 \dots\dots\dots (26)$$

Donde, por el momento, k se trata como una variable. El significado físico de este resultado se vuelve evidente si consideramos también la forma apropiada de la ley de Fourier.

La rapidez a la que se conduce la energía a través de cualquier superficie cilíndrica en el sólido se expresa como

$$\dot{q}_r = -KA \frac{dT}{dr} = -K(2\pi rL) \frac{dT}{dr} \dots\dots\dots (27)$$

Donde $A = 2\pi rL$ es el área normal a la dirección de la transferencia de calor. Como la ecuación 26 dicta que la cantidad $kr(dT/dr)$ es independiente de r , se sigue de la ecuación 27, que la transferencia de calor por conducción q_r (no el flujo de calor \dot{q}_r) es una constante en la dirección radial.

Es posible determinar la distribución de temperaturas en el cilindro resolviendo la ecuación 26 y aplicando las condiciones de frontera apropiadas. Si se supone que el valor de k es constante, la ecuación 26 se integra dos veces para obtener la solución general.

$$T(r) = C_1 \ln r + C_2 \dots\dots\dots (28)$$

Para obtener las constantes de integración C_1 y C_2 , introducimos las siguientes condiciones de frontera:

$$T(r_1) = T_{s,1} \text{ y } T(r_2) = T_{s,2}$$

Al aplicar estas condiciones a la solución general, se obtiene

$$T_{s,1} = C_1 \ln r_1 + C_2 \text{ y } T_{s,2} = C_1 \ln r_2 + C_2$$

Resolviendo para C_1 y C_2 y sustituyendo en la solución general se obtiene así

$$T(r) = \frac{T_{s,1} - T_{s,2}}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \ln \frac{r}{r_1} + T_{s,2} \dots \dots \dots (29)$$

Tenga presente que la distribución de temperaturas asociada con la conducción radial a través de una pared cilíndrica es logarítmica, no lineal, como lo es para la pared plana bajo las mismas condiciones. La distribución logarítmica se dibuja en el recuadro de la figura 24.

Si la distribución de temperaturas, ecuación 29, se usa ahora con la ley de Fourier, ecuación 27, obtenemos la siguiente expresión para la transferencia de calor:

$$\dot{q}_r = \frac{2\pi \cdot L \cdot K(T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \dots \dots \dots (30)$$

De este resultado es evidente que, para la conducción radial en una pared cilíndrica, la resistencia térmica es de la forma

$$R_{t,cond} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi Lk} \dots \dots \dots (31)$$

Esta resistencia se muestra en el circuito en serie de la figura 25. Note que como el valor de q_r , es independiente de r , el resultado precedente se pudo obtener con el método alternativo, es decir, integrando la ecuación 27.

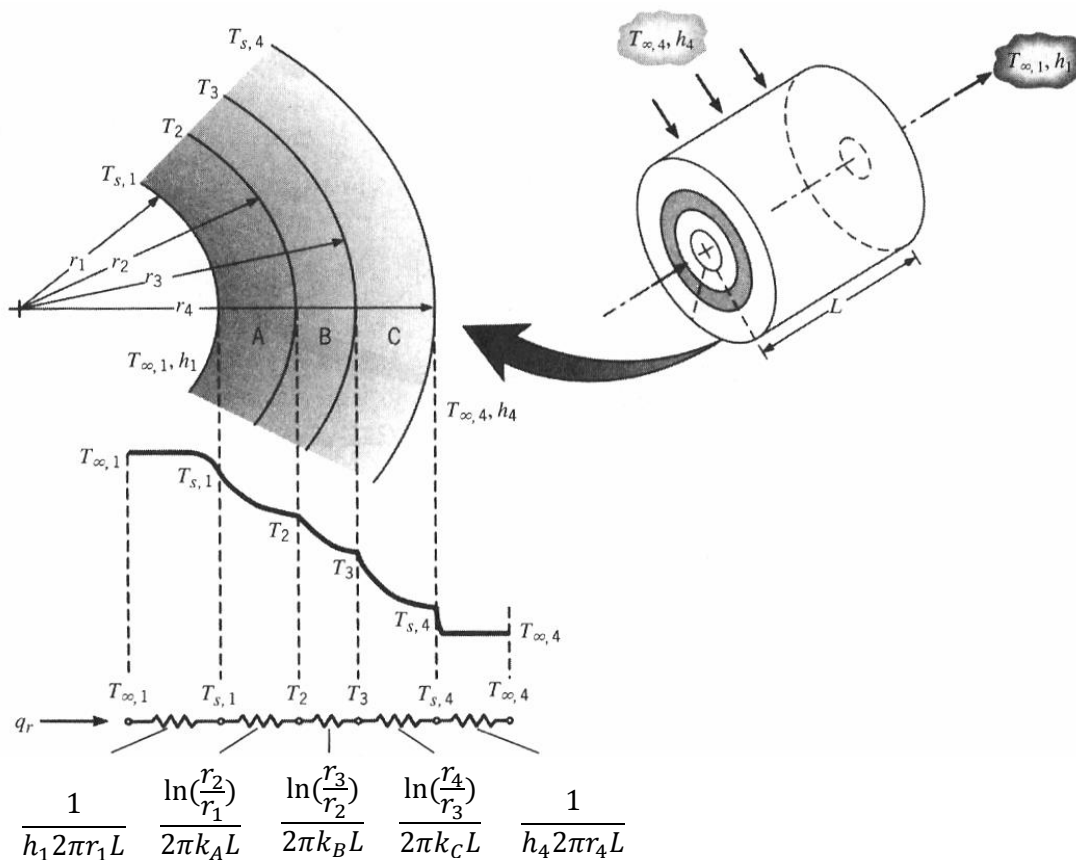


Figura N° 25: Resistencias para una pared cilíndrica compuesta.

Fuente: Incropera, F. P. & Witt, P. Fundamentos de Transferencia de Calor.

Considere ahora el sistema compuesto de la figura 25 y dejando de lado las resistencias térmicas de contacto interfacial, la transferencia de calor se expresa como.

$$q_r = \frac{T_{\infty,1} - T_{\infty,4}}{\frac{1}{2\pi r_1 L h_1} + \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi L k_A} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi L k_B} + \frac{\ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right)}{2\pi L k_C} + \frac{1}{2\pi r_4 L h_4}} \dots \dots \quad (32)$$

El resultado anterior también se puede expresar en términos de un coeficiente global de transferencia de calor. Es decir.

$$U = \frac{1}{\sum_{i=1}^n R_i} \dots \dots \dots \quad (33)$$

Por lo tanto la Transferencia de calor a través del sistema quedara expresada mediante la siguiente forma:

$$\dot{q}_r = U \cdot A \cdot (T_i - T_\infty) \dots \dots \quad (34)$$

Donde:

\dot{q}_r : Transferencia de calor a través del sistema [W].

U : Coeficiente global de transferencia de calor [$W/m^2 \text{ } ^\circ K$].

$\sum R_i$: Sumatoria de resistencias

A : Área de la superficie de intercambio térmico [m^2].

T_i : Temperatura interna del vapor [$^\circ C$].

T_∞ : Temperatura ambiente [$^\circ C$].

2.8.2. CONVECCIÓN.

La transferencia de calor por convección se debe al movimiento del fluido. El fluido frío adyacente a superficies calientes recibe calor que luego transfiere al resto del fluido frío mezclándose con él. La convección puede ser clasificada de acuerdo a la naturaleza del flujo (convección forzada y convección libre).

La convección forzada se define cuando el flujo es causado por medios externos, tales como: ventilador, bomba o vientos atmosféricos.

La convección natural o libre, se refiere al flujo inducido por fuerzas de empuje que surgen a partir de la diferencia de densidad ocasionada por la variación de la temperatura en los fluidos; por ejemplo, la transferencia de calor desde un pavimento caliente a la atmósfera durante el día.

En la convección, un importante grupo de moléculas se mueve aleatoriamente como agregados. Lo cual, en presencia de un gradiente de temperatura, aumenta la transferencia de calor. Se puede describir entonces la transferencia de calor por convección como la transferencia de energía hacia o desde un fluido debido a efectos combinados de conducción y el movimiento del bulto del fluido.

El **coeficiente de transferencia de calor por convección** h , se puede definir como la razón de la transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido por unidad de área superficial por unidad de diferencia en la temperatura.

Para la determinación del coeficiente de transferencia de calor por convección cuando se conoce la distribución de temperatura dentro del fluido. En general, el coeficiente de transferencia de calor por convección varía a lo largo de la dirección del flujo (o dirección x). En esos casos, el coeficiente promedio o medio de transferencia de calor por convección para una superficie se determina al promediar de manera adecuada los coeficientes locales sobre toda esa superficie.

$$\dot{q} = h(T_s - T_\infty) \dots \dots \dots (35)$$

Donde:

h : Es el coeficiente convectivo de transferencia de calor, el cual depende de la geometría, régimen del flujo y propiedades del fluido.

T_s : es la temperatura de la superficie [°C].

T_∞ : es la temperatura del medio [°C].

La transferencia de energía por convección es un fenómeno complicado en donde participan un gran número de efectos. A través de correlaciones, cuya forma matemática es obtenida a través del análisis dimensional y del ajuste matemático de datos experimentales, pueden describirse los coeficientes convectivos de transferencia de calor.

En las correlaciones para convección forzada participan tres números adimensionales: Nu (número de Nusselt), Re (número de Reynolds), Pr (número de Prandtl).

En el caso de la convección natural, las correlaciones incluyen tres números adimensionales: Nu , Pr y Ra (número de Rayleigh).

La definición de los números de Reynolds, Prandtl y Rayleigh es la siguiente:

❖ **Número de Nusselt**

$$\bar{Nu}_D = \frac{h \cdot D}{k_f}$$

Donde k es la conductividad térmica del fluido y D es el diámetro de la tubería cilíndrica.

Este número recibió el nombre en honor de Wilhelm Nusselt, quien realizó contribuciones significativas a la transferencia de calor por convección.

El número de Nusselt representa el mejoramiento de la transferencia de calor a través de una capa de fluido como resultado de la convección en relación con la conducción a través de la misma capa. Entre mayor sea el número de Nusselt, más eficaz es la convección.

Un número de Nusselt de $Nu = 1$ para una capa de fluido representa transferencia de calor a través de ésta por conducción pura.

❖ **Número de Reynolds.**

La transición de flujo laminar a turbulento depende de la configuración geométrica de la superficie, de la aspereza superficial, de la velocidad del flujo, de la temperatura de la superficie y del tipo de fluido, entre otras cosas

$$Re_D = \frac{V \cdot D}{\nu}$$

Donde:

V : Velocidad del fluido [m/s]

D : Diámetro del cilindro [m]

ν : Viscosidad cinemática [m²/s]

❖ **Número de Prandtl**

La mejor manera de describir el espesor relativo de las capas límite de velocidad y térmica es por medio del parámetro número de Prandtl adimensional, definido como.

$$Pr = \frac{\mu \cdot C_p}{K_f}$$

Donde:

μC_p : Difusividad molecular de la cantidad de movimiento.

K_f : Conductividad térmica del fluido [W/m.°k].

Los números de Prandtl para los gases son de alrededor de 1, lo cual indica que tanto la cantidad de movimiento como el calor se disipan a través del fluido a más o menos la misma velocidad. El calor se difunde con mucha rapidez en los metales líquidos ($Pr < 1$) y con mucha lentitud en los aceites ($Pr > 1$) en relación con la cantidad de movimiento. Como consecuencia, la capa límite térmica es mucho más gruesa para los metales líquidos y mucho más delgada para los aceites, en relación con la capa límite de la velocidad.

$$Ra_D = \frac{g \cdot \beta (T_s - T_\infty) D^3}{\nu \cdot \alpha}$$

Donde:

Ra: Numero de Rayleigh (adimensional)

g: Aceleración de la gravedad [m^2/s]

β : Coeficiente volumétrico de expansión térmica [$1/^\circ K$]

T_s : Temperatura superficial [$^\circ C$]

T_∞ : Temperatura ambiente [$^\circ C$]

α : Coeficiente de difusividad térmica (m^2/s)

El coeficiente convectivo de transferencia de calor se obtiene despejándolo de la expresión que define el número de Nusselt.

$$\bar{h} = \frac{\bar{Nu}_D K_f}{D}$$

Donde:

\bar{Nu}_D : Es el número de Nusselt (adimensional)

Dependiendo del régimen de flujo y de física del problema y de la geometría, se han propuesto diversas correlaciones para el cálculo del coeficiente convectivo de transferencia de calor, aplicadas para equipos y líneas de procesos si la tubería está dentro de un recinto cerrado h , se calcula como un factor de convección libre, si la tubería está al aire libre h , se calcula como un factor de convección forzada, afectado por la velocidad del viento del lugar.

A. CORRELACIONES PARA CONVECCIÓN.

❖ CORRELACIÓN SEGÚN CHURCHIL Y BERSTEIN.

Para la convección forzada en cilindros verticales y horizontales se tiene.

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{K} = 0.3 + \frac{0.62Re^{\frac{1}{2}}Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282000}\right)^{\frac{5}{8}}\right]^{\frac{4}{5}} \dots \dots (36)$$

Para $10^2 < Re_D < 10^7$

Esta relación predice por defecto los datos en el centro del intervalo de números de Reynolds entre 20 000 y 400 000 y se sugiere que se utilice la siguiente correlación para ese intervalo:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{K} = 0.3 + \frac{0.62Re^{\frac{1}{2}}Pr^{\frac{1}{3}}}{\left[1 + \left(\frac{0.4}{Pr}\right)^{\frac{2}{3}}\right]^{\frac{1}{4}}} \left[1 + \left(\frac{Re}{282\ 000}\right)^{\frac{1}{2}}\right] \dots \dots (37)$$

Para $2 * 10^4 < Re_D < 4 * 10^5$

Nota: La ecuación funciona para todo $Re_D.Pr > 0.2$, las propiedades se evalúan a la temperatura de película T_p .

$$T_p = \frac{(T_s + T_\infty)}{2}$$

Donde:

T_p : Temperatura de película (°K)

T_s : Temperatura superficial (°K)

❖ **CORRELACIÓN SEGÚN CHURCHILL Y CHU.**

Churchill y Chu proponen la siguiente expresión simple para un margen amplio del número de Rayleigh. Para la convección natural en cilindros horizontales y verticales se tiene:

$$\overline{Nu}_D = \frac{\bar{h}D}{K} = \left\{ 0.6 + \frac{0.387 Ra_D^{1/6}}{\left[1 + \left(\frac{0.559}{Pr} \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \dots \dots \dots (38)$$

Funciona para $Ra_D \leq 10^{12}$

Las propiedades se evalúan a la temperatura de película T_p .

El calor por convección se define de la siguiente forma.

$$\dot{q}_{conv} = \bar{h}\pi D(T_s - T_\infty) \dots \dots \dots (39)$$

Donde:

\dot{q}_{conv} : Calor perdido por convección (W/m)

D: Diámetro exterior del tubo (m)

σ : Constante Stefan-Boltzman = 5.67×10^{-8} W/m²K⁴

T_s : Temperatura superficial (K)

ε : Emisividad del material

❖ **CORRELACIÓN SEGÚN MORGAN.**

Para calcular el coeficiente de convección libre, se puede recurrir a la siguiente expresión, propuesta por Morgan, para un cilindro isotérmico.

$$\bar{Nu}_D = \frac{\bar{h}_e D}{K} = C \cdot Ra^n \dots \dots \dots (40)$$

Todas las propiedades se determinan a la temperatura de película.

Tabla N° 4: Constantes C y n para Rayleigh según Morgan

Ra	C	n
10 ⁻¹⁰ - 10 ⁻²	0.675	0.058
10 ⁻² - 10 ²	1.02	0.148
10 ² - 10 ⁴	0.85	0.188
10 ⁴ - 10 ⁷	0.48	0.25
10 ⁷ - 10 ¹²	0.125	0.333

Fuente: Incropera, F. P. & Witt, P. Fundamentos de Transferencia de Calor.

El coeficiente de convección interior de una tubería cilíndrica se puede determinar mediante la siguiente ecuación.

$$h_i = 0.73 \left(\frac{K_{liq}^3 \cdot \rho_{liq} (\rho_{liq} - \rho_{vap}) g \cdot h_{fg}}{\mu_{liq} (T_{sat} - T_i) d_c} \right)^{\frac{1}{4}} \dots \dots \dots (41)$$

Donde:

K_{liq} : Conductividad térmica del líquido [w/m°k].

ρ_{liq} : Densidad del líquido [kg/m3].

ρ_{liq} : Densidad del vapor [kg/m³].

μ_{liq} : Viscosidad dinámica del líquido [kg/m³].

T_i : Temperatura interna del cilindro [°C].

T_s : Temperatura de saturación [°C].

d_c : Diámetro del cilindro [m].

2.8.3. RADIACIÓN.

La radiación es la energía emitida por una superficie a través de ondas electromagnéticas. La emisión de energía se atribuye normalmente a cambios de configuración electrónica en átomos o moléculas. El máximo flujo de calor por radiación viene dado por la Ley de Stefan-Boltzman.

$$\dot{q} = \sigma T_s^4$$

La ecuación anterior aplica para superficies conocidas como cuerpos negros perfectos. En el caso de un flujo de calor emitido por una superficie real, se tiene un menor flujo de calor, el cual viene dado por la expresión:

$$\dot{q} = \varepsilon \sigma T_s^4 \dots \dots \dots \quad (42)$$

En la práctica, se pueden encontrar intercambio de calor entre superficies pequeñas y superficies mucho más grandes que las rodean, separadas por un gas que no interviene en la radiación. Para estos casos, la ecuación que describe este fenómeno es.

$$\dot{q} = \varepsilon \sigma (T_s^4 - T_\infty^4) \dots \dots \quad (43)$$

Donde:

ε : Emisividad

T_s : Temperatura superficial [°K]

T_∞ : Temperatura ambiente [°K]

El coeficiente de transferencia de calor por radiación (W/m².K), viene dada por la siguiente ecuación.

$$h_r = \varepsilon\sigma(T_s + T_\infty)(T_s^2 + T_\infty^2) \dots \dots (44)$$

El calor por Radiación se define de la siguiente manera.

$$\dot{q}_r = \varepsilon\pi D\sigma(T_s^4 - T_\infty^4) \dots \dots \dots (45)$$

2.9. AISLAMIENTO TÉRMICO.

Es aislamiento térmico es el método donde se recubre una superficie con materiales aislantes con la finalidad de proporcionar resistencia al flujo de calor y reducir la transferencia del mismo. Con este proceso se busca minimizar las pérdidas de energía por transferencia de calor, proteger al equipo, al personal y al medio ambiente.

Entre las funciones de un sistema de aislamiento, se encuentran las siguientes:

- Aumentar la eficiencia del sistema.
- Protección personal, de equipos y estructuras.
- Mantener y controlar la temperatura de procesos.
- Prevención de la condensación y la corrosión.
- Protección contra incendios y congelación.
- El sistema de aislamiento dependerá del tipo de requerimiento. Los tipos de requerimientos pueden ser los siguientes:
 - Protección personal.
 - Conservación normal del calor o aislamiento económico.
 - Conservación total del calor o aislamiento ecológico.
 - Aislamiento especial (temperaturas mayores a 650 °C).



Figura N° 26: Aislamiento de una tubería con coquilla lana de roca.

Fuente: Manual de Aislamiento en la Industria.

A. PRINCIPALES MATERIALES DE AISLAMIENTO PARA REDES DE VAPOR.

Los materiales más frecuentemente empleados en la industria del aislamiento son:

- **Fibra de vidrio:** este aislante se forma a partir de vidrio fundido con materiales inorgánicos y se aglutinan con resinas orgánicas. Es un material muy versátil debido a su gran eficiencia térmica, estabilidad dimensional, incombustible, gran absorción acústica y livianos (baja densidad). Su rango de servicio térmico es entre -40 y 540 °C.
- **Fibras minerales y lana de roca:** se fabrican a partir de roca o escoria de hornos, sus fibras son cortas y pesadas por lo que necesitan mallas metálicas para mantener su integridad. Por su estructura permite el paso de vapor de agua, lo cual reduce el riesgo de condensación en su interior. Puede utilizarse en un rango grande de temperatura, que abarca desde los 0 hasta 1000 °C, aproximadamente.
- **Perlita:** es un producto vitrificado, fabricado a partir de cristales de roca volcánica y su estructura se mantiene por aglutinantes y fibras. Es un material muy frágil y abrasivo, no se pueden emplear en partes sometidas a vibraciones. Posee resistencia al fuego, no es inflamable ni

tóxico. Su rango de servicio térmico va desde los 0 °C hasta los 750 °C aproximadamente.

Tabla N° 5: Especificaciones técnicas de aislantes térmicos.

Descripción	Lana Mineral de Roca	Lana de Vidrio
Temperatura de Servicio [°C]	750	500
Temperatura de Fusión [°C]	1400	1200
Clasificación de Fuego	No Combustible	No Combustible
Absorción de Humedad	Repelente al agua	Repelente al agua
Resistencia a Hongos	No fomenta crecimiento	No fomenta crecimiento
Asbestos	No contiene	No contiene
Densidad [Kg/m ³]	100	80
Longitud [m]	1	1
Diámetro [Pulg]	3/8" a 12"	1/2" a 12"
Espesor [Pulg]	3/4" a 4"	1" a 3"
Conductividad Térmica [W/m °C]	0,038 a 0.052	0,033 a 0,045
Resistencia a la humedad [%]	0.31	0.28
Resistencia al Fuego	No es inflamable	No es inflamable

Fuente: www.aislaperu.com

2.9.1. DIMENSIONAMIENTO DEL ESPESOR DE AISLAMIENTO.

El método de cálculo más utilizado en la CEE se basa en las aplicaciones del Valor Actualizado Neto (VAN). Para elegir adecuadamente un aislamiento es necesario introducir conceptos económicos que generalmente se fijan sobre todo en el término del espesor.

El planteamiento teórico es la siguiente:

Las pérdidas de energía disminuyen con un aumento del espesor de aislamiento. El aumento del espesor de aislamiento supone incremento de la inversión para su compra e instalación, aunque esto no tiene unas leyes determinadas de crecimiento. El procedimiento consiste en determinar, para cada inversión en aislamiento, el Valor Actualizado Neto de los ahorros energéticos aportados y compararlo con los incrementos que supone la inversión.

Para determinar el VAN, se determina el coef. VAN o coeficiente multiplicador que actualiza los ahorros en el período total que se considere.

Se demuestra que el valor de dicho coeficiente es:

$$\text{Coef. VAN} = \frac{t \cdot (t^n - 1)}{t - 1} \dots \dots \quad (46)$$

Siendo:

$$t = \frac{1 + 0.01 * b}{1 + 0.01 * r} \dots \dots \dots \quad (47)$$

Se sabe que: $r = i - c$

Donde:

b : Aumento previsible del coste de la energía en %.

r : Tasa de actualización neta en %.

i : Interés anual del dinero %.

c : Tasa de inflación anual prevista.

n : Número de años para los que se efectúa el estudio (horizonte económico).

Para un proyecto determinado, a cada espesor de aislamiento térmico « d_i » le corresponderán unas pérdidas energéticas específicas y un coste de inversión asociado. A medida que aumenta el espesor disminuyen las pérdidas energéticas y aumenta la inversión.

Si se consideran dos espesores consecutivos de aislamiento, la diferencia de pérdidas energéticas tendrá un valor económico que se actualiza con el coef. VAN para el período considerado. A su vez, existirá una diferencia de inversión de aislamiento.

Esto permite plantear la comparación:

$$\begin{array}{ccc} \text{INCREMENTO DE AHORRO} & > & \text{INCREMENTO DE} \\ \text{X Coef. VAN} & = & \text{LA INVERSIÓN} \\ & < & \end{array}$$

Siendo:

Incremento De Ahorro: (Valor pérdidas energéticas para « d_i » - Valor pérdidas para « d_{i+1} »)

Incremento De Inversiones: (Inversión para « d_{i+1} » - Inversión para « d_i »).

Si el resultado de la inecuación es que el primer término es superior al segundo, indica que el incremento de ahorro es mayor que la inversión necesaria para obtenerlo. Por el contrario, si la inecuación indica que el incremento del ahorro obtenido requiere una inversión superior (primer término menor que el segundo) esta inversión no es rentable y debe disminuirse, es decir, reducir el espesor de aislamiento. Resulta obvio que la situación óptima (espesor óptimo económico) es precisamente la del equilibrio, es decir, cuando el incremento del ahorro es igual al incremento de la inversión.

Se recomienda para tuberías aisladas una pérdida de calor como máximo 10 % en interiores de edificios y el 5% en exteriores.

La temperatura superficial del aislamiento: Dado que no es posible conocer todos los parámetros que entran en juego, resulta difícil garantizar la temperatura superficial.

El cálculo teórico puede variar en la práctica por distintas condiciones. Éstas Pueden ser: temperatura ambiente, movimiento del aire, estado de la superficie del aislamiento, efecto radiante de los cuerpos adyacentes, condiciones meteorológicas, etc.

$$T_s = T_\infty + \frac{T_i - T_\infty}{\frac{h_c D_e}{2K_{aisl}} \cdot \ln \frac{D_e}{D_i} + 1} \text{ [}^\circ\text{C]} \dots \dots \dots (48)$$

2.10. CENTROS DE CONSUMO DE VAPOR DEL HOSPITAL REGIONAL.

A. SERVICIO DE LAVANDERIA.

La lavandería del Hospital Regional es de tipo institucional, ya que satisface únicamente su centro. Los equipos usados en este servicio son lavadoras, secadoras, planchadoras y centrifugas eléctricas.



Figura N° 27: Servicio de Lavandería.

Fuente: Servicio de Lavandería del Hospital Regional.

Las lavadoras a vapor son usadas para lavar y desinfectar las prendas de los pacientes del Hospital Regional.

Principio de funcionamiento de la máquina es que: La correa de transmisión transfiere la potencia del motor a la parte superior del tambor interior, y girando adelante y marcha atrás.

Las secadoras constan de un serpentín en la parte superior por donde circula el vapor mientras que aire a temperatura, presión y humedad ambiental ingresa por la acción de un ventilador ubicado en la parte inferior del secador el cual obliga al aire de ingreso calentarse al pasar por el serpentín y así disminuir su porcentaje de humedad para que pueda adquirir la humedad de las prendas a secar.

La calandria su funcionamiento básicamente consiste en que el vapor ingresa al rodillo el cual gira a bajas revoluciones por minuto, el calor del vapor se transfiere desde el interior hasta la superficie externa de la chapa metálica que conforma el rodillo en donde se encuentran rotando las prendas de vestir conjuntamente con el rodillo, transfiriéndose así el calor a las mismas.



Figura N° 28: Calandria Planchadora.

Fuente: Servicio de Lavandería del Hospital Regional.

B. SERVICIO DE ESTERILIZACIÓN.

La esterilización se realiza mediante autoclaves a vapor usado para la destrucción de cualquier tipo de gérmenes patógenos, es decir, que se refiere exclusivamente a la muerte de aquellos organismos perjudiciales a la salud de los seres humanos, así como también la eliminación de una forma de vida especial de las bacterias como son las esporas. La

efectividad de la esterilización está en función de la concentración del agente esterilizante (vapor, aire caliente, óxido de etileno).



Figura N° 29: Central de Esterilización.

Fuente: Central de Esterilización del Hospital Regional.

C. SERVICIO DE NUTRICIÓN.

En la casa prestadoras de servicios de salud la preparación de alimentos es una de las tareas a las cuales se presta un gran interés, ya que la calidad de alimentos así como los procedimientos de preparación de estos tienen que ser llevados con gran asepsia para garantizar la calidad de alimentos que son servidos a los pacientes por parte de las instituciones de salud. Para el cual se hace el uso de las marmitas.

Marmitas sirven para cocinar grandes volúmenes, las marmitas son utilizadas en la industria de procesamiento de alimentos para realizar diferentes procesos en los que se transfieren de calor de forma indirecta.

El funcionamiento Consiste básicamente en una cámara de calentamiento conocida como camisa o chaqueta de vapor, que rodea el recipiente donde se coloca el material que se desea calentar. El calentamiento se realiza haciendo circular el vapor a cierta presión por la cámara de calefacción.



Figura N° 30: Servicio de Cocina.

Fuente: Servicio de Cocina del Hospital Regional

Los horarios distribución de vapor a los centros de servicio del hospital regional se presenta en el cuadro N°2.

Cuadro N° 2: Horarios Distribución de vapor a los centros de servicio.

Área	Días	Horarios De Distribución De Vapor	
		Mañana	Tarde
Lavandería	Lunes - Sábado	6:00 a.m. - 12: pm	No se consume vapor
Cocina	Lunes - Domingo	5:30 am - 6:30 am 10:00 - 11:00 am	15:30 pm - 16:30 pm
Esterilización	Lunes - Domingo	11:00 - 12:00 pm	16:00 pm - 17:00 pm

Fuente: Caza de fuerza del Hospital Regional

2.11. FUNDAMENTOS DEL ANÁLISIS ECONÓMICO.

La ingeniería económica es la disciplina que se preocupa de los aspectos económicos de la ingeniería; implica la evaluación sistemática de los costos y beneficios de los proyectos técnicos propuestos.

Los principios y metodología de la ingeniería económica son parte integral de la administración y operación diaria de compañías y corporaciones del sector privado, servicios públicos regulados, unidades o agencias gubernamentales, y organizaciones no lucrativas. Dentro de los recursos de evaluación tenemos los siguientes métodos de análisis:

A. VALOR ACTUAL NETO:

Es un procedimiento que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión. La metodología consiste en descontar al momento actual (es decir, actualizar mediante una tasa) todos los flujos de caja futuros del proyecto. A este valor se le resta la inversión inicial, de tal modo que el valor obtenido es el valor actual neto del proyecto.

El VAN se aplica durante un ciclo de vida, bajo el supuesto de que todos los flujos de efectivo tendrán los mismos valores calculados para cada ciclo de vida, matemáticamente se puede calcular de la siguiente manera:

$$VAN = -I + \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+i)^t} \dots \dots \dots \quad (49)$$

Donde:

I : Es el desembolso inicial de la Inversión en el año "0" de la evaluación económica.

i : Es la tasa de interés del proyecto.

n : Tiempo de vida a evaluar, generalmente en años.

V_t : Representa los flujos de caja para cada periodo de análisis.

$$V_t = A_t - CO_t \dots \dots \dots \quad (50)$$

Donde:

A_t : Ingresos, ahorro o ganancia obtenida en cada periodo de tiempo analizado. (Para cada año).

CO_t : Egresos por Costos de Operación y Mantenimiento anual.

Se tiene así mismo el siguiente cuadro analítico, referido a las posibilidades numéricas del VAN.

Cuadro N° 3: Valores del VAN.

VALOR	SIGNIFICADO	DESCISION A TOMAR
$VAN > 0$	La inversión produce ganancias por encima de la rentabilidad exigida.	El proyecto puede aceptarse
$VAN < 0$	La Inversión producirá pérdidas por debajo de la rentabilidad exigida.	El proyecto debe rechazarse.
$VAN = 0$	La Inversión no producirá ni ganancias, ni pérdidas.	Dado que el proyecto no agrega valor monetario por encima de la rentabilidad exigida, la toma de decisiones debe basarse en otros criterios, como la obtención de un mejor posicionamiento en el mercado u otros factores.

Fuente: Elaboración propia

B. TASA INTERNA DE RETORNO.

La tasa interna de retorno (TIR), es la tasa que iguala el valor presente neto a cero. La tasa interna de retorno también es conocida como la tasa de rentabilidad producto de la reinversión de los flujos netos de efectivo dentro

de la operación propia del negocio y se expresa en porcentaje.

La evaluación de los proyectos de inversión cuando se hace con base en la Tasa Interna de Retorno, toman como referencia la tasa de descuento. Al realizar la evaluación del TIR se tienen tres posibilidades de solución.

- Cuando la TIR > tasa de descuento (i): El proyecto es aceptable.
- Cuando la TIR = i: El proyecto es postergado.
- Cuando la TIR < tasa de descuento (i): El proyecto no es aceptable.

Matemáticamente se evalúa a través de la siguiente ecuación.

$$VAN = 0 = -I + \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1 + TIR)^t} \dots \quad (51)$$

También:

$$VAN = 0 = -I \left[\frac{TIR(1 + TIR)^n}{(1 + TIR)^n - 1} \right] + V_t \dots \quad (52)$$

C. PERIODO DE RETORNO DE LA INVERSIÓN O PAYBACK.

Se trata de una técnica que tienen las empresas para hacerse una idea aproximada del tiempo que tardarán en recuperar el desembolso inicial en una inversión en función a los Ingresos por ahorros obtenidos. Este Indicador de Rentabilidad de un Proyecto permite conocer el periodo en que la Inversión puede ser recuperada, sin considerar la actualización del dinero. Se determina según la siguiente ecuación:

$$P = \frac{I}{V_t} \dots \quad (53)$$

Donde:

P = Periodo de repago en años.

CAPITULO III



MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. MATERIALES Y EQUIPOS.

A. ANALIZADOR DE GASES DE COMBUSTIÓN TESTO 320 M/XL.

Este analizador de gases de combustión es un equipo portátil, que sirve para el análisis de eficiencia en calderas y el control de las emisiones gaseosas en procesos industriales y de esta manera poder conocer las pérdidas de calor en la chimenea.

A continuación se presenta las características principales del equipo utilizado:

Cuadro N°4: Características del analizador de gases

Parámetro	Rango	Resolución	Precisión
O ₂	0 – 25%	0.10%	± 0.2% Vol.
CO	0 – 2000 ppm	1 ppm	± 5 ppm < 100 ppm
CO ₂	0 - 99.9%	0.10%	+ 0.5°C
T. Aire	-10 – 100°C	0.1°C	± 1°C
T. Gases	0 – 600°C	0.1°C	+ 1% de la lectura
Exceso de Aire	1 - Infinito	0.01	-

Fuente: Manual del Analizador de Gases Testo 320

B. TERMÓMETRO INFRARROJO CENTER 350.

Un termómetro de infrarrojos o termómetro sin contacto (término que ilustra su capacidad para medir la temperatura a distancia), es un medidor de temperatura de una porción de superficie de un objeto a partir de la emisión de luz del tipo cuerpo negro que produce.

Cuadro N° 5: Características del pirómetro.

Modelo	CENTER 350
Rango de temperatura	-20°C ~ 500°C -4°F ~ 932°F
Precisión	±2% o ±2°C (3°F)
Resolución	0.5°C; 0.5 °F
Distancia de detectar	8 : 1
Tiempo de respuesta	500 m Sec.
Emisividad	Pre – Set a 0.98
Batería	1.5 V AAA batería x 2
Dimensiones	157.5 X 115 X 36 mm
Peso	200 g
Operación	Manual

Fuente: Manual de pirómetro CENTER 350.

C. CALIBRADOR.

El calibrador está compuesto de regletas y escalas, éste es un instrumento muy apropiado para medir longitudes, espesores, diámetros interiores, diámetros exteriores y profundidades, desde centímetros hasta fracciones de milímetros (1/10 de milímetro, 1/20 de milímetro, 1/50 de milímetro). En la escala de las pulgadas tiene divisiones equivalentes a 1/16 de pulgada, y, en su nonio, de 1/128 de pulgadas. Consta de una "regla" con una escuadra en un extremo, sobre la cual se desliza otra destinada a indicar la medida en una escala. Permite apreciar longitudes de 1/10, 1/20 y 1/50 de milímetro utilizando el nonio. Mediante piezas especiales en la parte

superior y en su extremo, permite medir dimensiones internas y profundidades. Posee dos escalas: la inferior milimétrica y la superior en pulgadas.

D. FLEXÓMETRO.

El flexómetro es un instrumento de medición el cual es conocido con el nombre de cinta métrica, con la particularidad de que está construido por una delgada cinta metálica flexible, dividida en unidades de medición, y que se enrolla dentro de una carcasa metálica o de plástico.

En el exterior de esta carcasa se dispone de un sistema de freno para impedir el enrollado automático de la cinta, y mantener fija alguna medida precisa de esta forma. Se suelen fabricar en longitudes comprendidas entre uno y cinco metros. La cinta metálica está subdividida en centímetros y milímetros enfrente de escala se encuentra otra escala en pulgadas.

3.2. MÉTODO.

3.2.1. EVALUACIÓN DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR Y EQUIPOS DE CONSUMO.

Para el balance energético actual de los procesos energéticos en el Hospital Regional es necesario conocer la cantidad de energía térmica usada en los principales equipos consumidores de vapor de las diferentes áreas y cuantificar la energía térmica.

Las principales áreas son: Servicio de Lavandería, Cocina y Central de Esterilización.

En el anexo N° 15 y N° 38 se presenta la relación de equipos consumidoras de vapor por cada área del Hospital Regional, en la cual se aprecia las presiones de distribución del vapor actual, estado de cada equipo y el consumo nominal.

A. EVALUACIÓN DE LOS GENERADORES DE VAPOR.

El Hospital Regional cuenta con 02 calderas pirotubulares y trabajan de manera alternada. A continuación se detallan los datos de diseño y operación de las calderas ver cuadro N° 6.

Cuadro N°6: Datos de diseño de las calderas.

Característica	Caldero 50 BHP	Caldero 70 BHP
Tipo	Horizontal/3 pasos	Horizontal/3 pasos
Fabricante	ATTSU	INTESA
Modelo	RL800/13	PTH-70-3-WB
Combustible	Diesel 2	Dual(D2 y GLP/GN)
Potencia BHP	50	70
Presión Diseño PSIG	150	150
Presión Trabajo PSIG	100	100
Consumo Combustible	16 Gls/h	21 Gls/h
Producción Vapor a 212 °F	1760 Lb/h	2415 Lb/h
Año de Fabricación	1993	2008
Suministro Eléctrico Fuerza	220v/3ø/60 Hz	220v/3ø/60 Hz
Suministro Eléctrico	110v/1ø/60 Hz	110v/1ø/60 Hz

Fuente: Elaboración Propia

Para la evaluación de los generadores de vapor se realizara en balance energético en la misma mediante el siguiente método.

❖ **MÉTODO INDIRECTO:**

Para el cálculo de la eficiencia térmica del caldero haremos uso del método indirecto. Este método consiste en restar de 100 las pérdidas de calor más significativas de la caldera.

Los datos de temperatura, área superficial de los calderos y los resultados del análisis de gases de la combustión a reemplazar en las ecuaciones descritas en el cuadro N° 7 se detallan en el Anexo N° 1, N° 2 y N° 58 respectivamente.

$$\eta = 100 - \left(\sum \% \text{Pérdidas} \right) \dots\dots\dots (54)$$

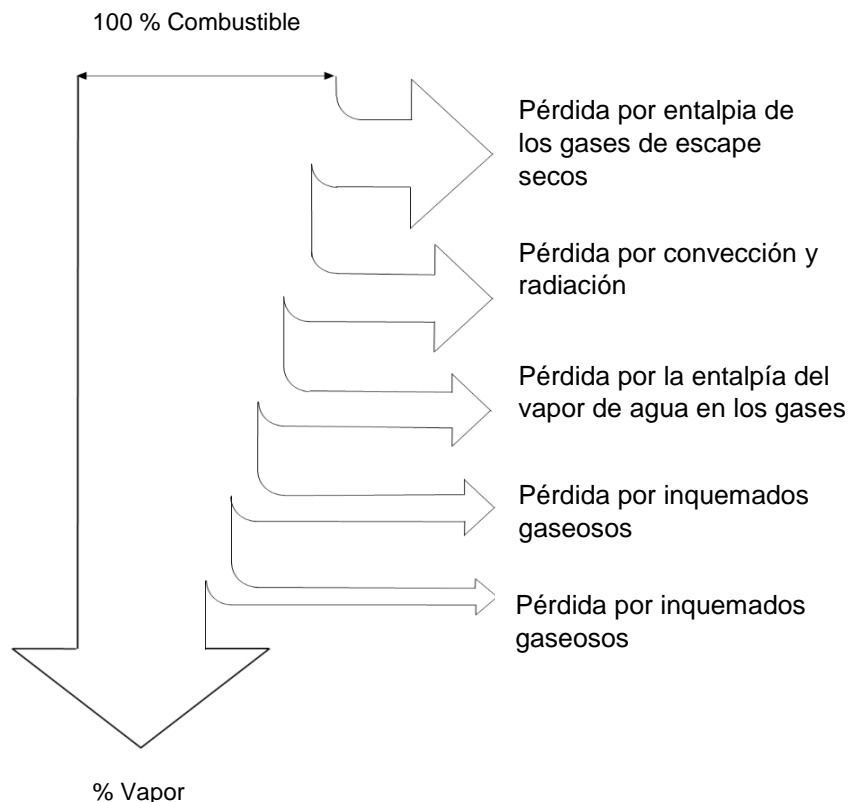


Figura N° 31: Diagrama Sankey de la caldera
Fuente: Elaboración Propia

Cuadro N° 7: Ecuaciones de las pérdidas de calor.

Símbolo /Denominación		Ecuaciones										
P₁	Pérdida por entalpía de los gases de escape secos	$P_1 = K \cdot \left(\frac{T_g - T_a}{CO_2} \right)$ <p>Valores típicos de la constante de Siegert, K</p> <table border="1"> <thead> <tr> <th>Combustible</th> <th>K</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Residuales</td> <td>0.53</td> </tr> <tr> <td>Diesel 2</td> <td>0.49</td> </tr> <tr> <td>GLP</td> <td>0.40</td> </tr> <tr> <td>Gas Natural</td> <td>0.35</td> </tr> </tbody> </table>	Combustible	K	Residuales	0.53	Diesel 2	0.49	GLP	0.40	Gas Natural	0.35
Combustible	K											
Residuales	0.53											
Diesel 2	0.49											
GLP	0.40											
Gas Natural	0.35											
P₂	Pérdida por la entalpía del vapor de agua en los gases	$P_2 = ([H_2O] + 9 \cdot [H]) \cdot (210 - 4.2 \cdot T_a + 2.1 \cdot T_g) / PCS$ <p>Contenido de humedad del combustible [H₂O] %.</p> <p>Contenido de Hidrogeno del combustible H %</p> <p>Temperatura ambiente T_a °C</p> <p>Temperatura de los gases T_g °C</p> <p>Poder calorífico superior PCS KJ/kg</p> <p>Diésel 2 H₂O = 0.00% PCS=45329 KJ/kg</p>										
P₃	Pérdida por inquemados gaseosos	$P_3 = K_1 \cdot \left(\frac{[CO]}{[CO_2 + [CO]]} \right)$ <p>Constante K₁ Diésel 2 =53</p> <p>CO₂, CO: indicados en %</p>										
		$P_4 = 0.14 \cdot B^2 + 0.08 \cdot B + 0.07$ <p>Índice de Bacharach B</p> <p>1 Excelente (poco o nada de hollín)</p> <p>2 Bueno (ligeramente hollín)</p>										

P₄	Pérdida por inquemados sólidos	<p>3 Regular (hollín algo considerable)</p> <p>4 Pobre (Límite aceptable de hollín)</p> <p>5 Muy pobre (abundante hollín, puede requerir varias limpiezas)</p> <p>6 Extremadamente pobre (Puede haber daño en el control de chimenea)</p>
P₅	Pérdida por convección	$P_5 = 80 \left(\frac{Q_{P5}}{W_C} \right)$ <p>Q_{p5} en Kw</p> $Q_{P5} = hcf \cdot Af \cdot (Tsf - Ta) + hcg \cdot Ag \cdot (Tsg - Ta)$ $hc = 1.973 \times 10^{-3} \cdot (Ts - Ta)^{0.25} \cdot ((2.857 \cdot v + 1)^{0.5})$ <p>$W_C = 9.81x$ BHP</p> <p>Wc en kW</p> <p>Q_{P5} en kW</p> <p>BHP= Potencia nominal de la caldera</p>
P₆	Pérdida por radiación	$P_6 = 80 \left(\frac{Q_{P6}}{W_C} \right)$ <p>Q_{p5} en Kw</p> $Q_{P6} = (qrf \cdot Af) + (qrg \cdot Ag)$ $qr = 5.763 \times 10^{-11} \cdot \epsilon \cdot (Ts - 273)^4 - (Ta + 273)^4$ <p>Q_{P6} en kW</p> <p>BHP= Potencia nominal de la caldera</p> <p>ϵ = Emisividad del acero inoxidable 0.08 - 0.26</p>

Fuente: Norma Técnica Peruana NTP 350.300 2008

Donde:

hcf : Coeficiente de convección sobre la superficie del fluido [kW/m²°C].

Af : Área de la superficie sobre el fluido [m²].

Tsf : Temperatura superficial sobre el fluido [°C].

h_{cg} : Coeficiente de convección sobre la superficie de los gases [kW/m²°C].

A_g : Área de la superficie sobre los gases [m²]

T_{sg} : Temperatura de la superficie sobre los gases [°C].

q_{rf} : Coeficiente de radiación sobre el fluido [kW/m²].

q_{rg} : Coeficiente de radiación sobre sobre los gases [kW/m²].

❖ DETERMINACIÓN DEL FACTOR DE CARGA DE LOS GENERADORES DE VAPOR.

Factor de carga es un parámetro que permite comparar la capacidad de producción de vapor en BHP mediante la siguiente 55.

$$F.C = \frac{BHP \text{ de operación}}{BHP \text{ nominales}} * 100\% \dots\dots (55)$$

Los BHP real se determinan mediante la ecuación 56, la cual se reemplaza en la ecuación 53 para obtener el factor de carga.

$$BHP \text{ de operación} = \frac{PVG * (h_2 - h_1)}{8437} \dots\dots (56)$$

❖ DETERMINACIÓN DE LA PRODUCCIÓN DE VAPOR DE LOS GENERADORES

Una vez obtenida la eficiencia térmica de los generadores se procede a determinar la producción de vapor la cual se determina mediante la ecuación 1 del cual se despeja la variable de producción de vapor.

$$PVG = \frac{\eta_G * F * PCI}{h_2 - h_1}$$

Donde:

$\dot{m}_v = PGV$: Producción de vapor a presión de trabajo [kgv/h].

η_G : Eficiencia del generador de vapor pirotubular.

F : Flujo másico de consumo de combustible [kg.comb./h].

PCI : Poder Calorífico inferior del combustible Diesel 2 [kJ/kg].

h_2 : Entalpia final vapor a presión de operación del caldero [kJ/kg].

h_1 : Entalpia agua de alimentación a la temperatura de ingreso [Kj/kg].

h_2, h_1 Se determina a la presión de operación del caldero y a la temperatura del agua de alimentación respectivamente, mediante la tabla de propiedades del agua saturada (liquido - vapor): Tabla de Presiones y temperatura ver Anexo N°6 y N° 7.

Consideraciones:

- Para el cálculo de la producción de vapor se considerara el consumo de combustible promedio mensual registrado por los operadores de la caza de fuerza del Hospital Regional.
- Presión de trabajo del caldero constante a 100 Psig.
- Temperatura de agua de alimentación a caldero 60 °C.

El consumo de combustible ver (Anexo N° 4 y N° 5) tomando como referencia los meses de octubre y noviembre del año 2015.

El Indicador De Producción Es un Parámetro que permite comparar el flujo de vapor generado por unidad de combustible consumido y se determina mediante la ecuación 57.

$$IP = \frac{\dot{m}_v}{F} \left(\frac{\text{kilogramo de vapor saturado}}{\text{galon de diesel 2}} \right) \dots \dots (57)$$

$$IP = \frac{PGV}{F} \frac{kgv}{Galon Diesel 2}$$

B. EVALUACIÓN DE LOS CONSUMOS DE VAPOR DE LOS CENTROS DE SERVICIO DEL HOSPITAL REGIONAL.

❖ DETERMINACIÓN DEL CONSUMO DE VAPOR E INDICADORES EN SERVICIO DE LAVADERÍA.

LAVADORA: Realizando el análisis semejante al de una cámara de mezclado para llevar el agua y las prendas a una temperatura mayor.

La ecuación para determinar el flujo másico de vapor esta expresada por la ecuación 58.

$$\dot{m}_{VL} = \frac{\left[\rho_a * V_C + m_p \left(1 - \frac{\rho_a}{\rho_r} \right) \right] (C_{Pa} + C_{Pr})(T_2 - T_1)}{t_h [h_{fg} - T_2 (C_{Pa} + C_{Pr})]} \dots \dots (58)$$

Donde:

\dot{m}_{VL} : Flujo másico de vapor utilizado en lavadora [Kgv/h].

ρ_a : Densidad del agua a la temperatura promedio de la mezcla [kg/m³].

ρ_r : Densidad de las prendas de vestir [Kg/m³].

V_C : Volumen del cesto [m³].

m_p : Masa de la prenda de vestir [kg].

C_{Pa} : Calor específico del agua [4.18 KJ/Kg°C].

C_{Pr} : Calor específico de las prendas [1.3 KJ/Kg°C].

T_2 : Temperatura de salida de la mezcla agua vapor [°C].

T_1 : Temperatura agua de alimentación [°C].

t_h : Tiempo de mezcla entre el agua y el vapor [h].

h_{fg} : Calor latente del vapor a la presión de entrada del vapor [kJ/kg].

Consideraciones:

- Para los cálculos de consumo de vapor se considerara los valores del cuadro N° 8 que se han realizado previa observación y medición.
- Para los indicadores se utilizaran los valores del cuadro N° 9.
- El trabajo promedio de lavadoras es de 26 días al mes.

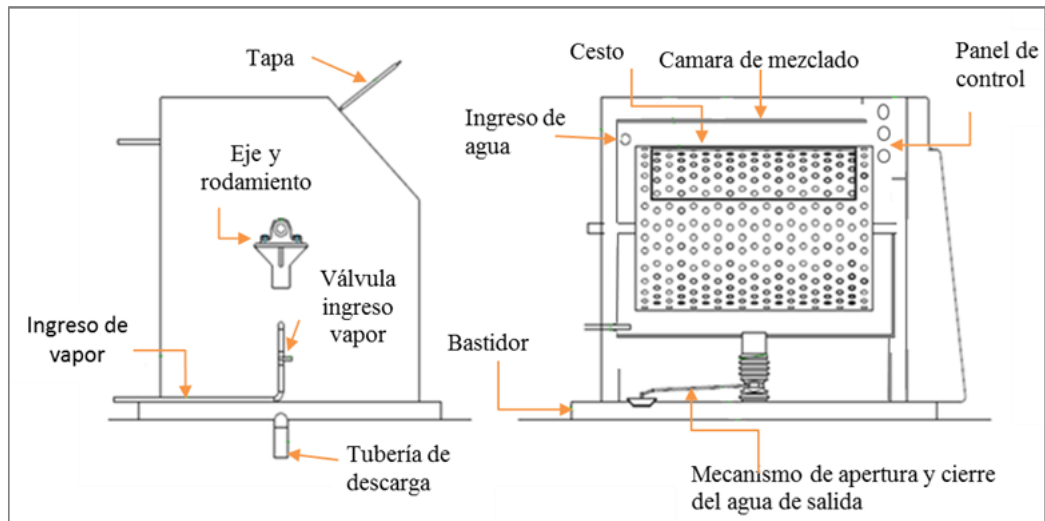


Figura N° 32: Partes principales de las lavadoras.

Fuente: Elaboración propia.

Los indicadores en los equipos de lavado se desarrollan mediante las siguientes ecuaciones.

$$ICV = \dot{m}_{VL} * Z \quad \dots \dots \dots (59)$$

Donde:

ICV : Indicador de consumo de vapor [Tonv/mes].

Z :Tiempo de lavado [h/mes].

El consumo de vapor por kilogramo de ropa lavada se determina con la siguiente ecuación.

$$\frac{\dot{m}_{VL}}{M_{Ropa}} \left[\frac{kgv}{kg.Ropa} \right]$$

Donde: M_{ropa} es Masa de la ropa por ciclo de lavado.

Para determinar en consumo de combustible por cada kilogramo de ropa usaremos la siguiente ecuación.

$$\frac{\dot{m}_{VL}}{M_{ropa}} * \left(\frac{1}{IP} \right) \left[\frac{kg.Comb.}{kg.Ropa} \right] \quad \dots \dots \dots (60)$$

Las características de operación de las lavadoras se resumen en el cuadro N° 8.

Cuadro N° 8: Características de operación las lavadoras.

LAVADORA INDUSTRIAL	MILNOR	IMKA	IMKA
Modelo	42026Q4J AAK	LRI-30	LRI-15
Capacidad nominal (kg)	60	30	15
Capacidad de trabajo por ciclo [kg]	45	22.5	11.25
Presión de trabajo [Psig]	92	92	92
Volumen de la cámara [m ³]	0.59	0.397	0.25
Tiempo mezcla agua - vapor [h]	0.17	0.13	0.1
T. de agua de alimentación [°C]	19	19	19
T. de salida del agua [°C]	70	68	68

Fuente: Elaboración propia

Cuadro N°9: Datos promedios de lavado de ropa

Equipo	Modelo	Promedio de carga por día	Ropa a lavar [kg/día]	Tiempo de lavado con vapor [h/día]
Lavadoras	42026Q4J AAK	5	400	0.83
	LRI-30	6		0.8
	LRI-15	4		0.4

Fuente: Elaboración propia.

SECADORA: Se realiza un análisis termodinámico en el serpentín. La relación para el cálculo de consumo de vapor en secadoras con serpentín es la siguiente.

$$\dot{m}_{VS} = \frac{\dot{Q}_{aire} * \rho_{aire} * C_{p_{aire}}(T_{sa} - T_a)}{h_{fg}} \dots \dots \quad (61)$$

Donde:

\dot{m}_{VS} : Flujo másico de vapor utilizado en secadoras [Kgv/h].

\dot{Q}_{aire} : Caudal de aire proporcionado por el ventilador [m^3/s].

ρ_{aire} : Densidad a la temperatura promedio [Kg/m^3].

$C_{p_{aire}}$: Calor específico promedio del aire [$1.012 \text{ Kj/Kg } ^\circ\text{C}$].

T_{sa} : Temperatura de salida del aire después de atravesar el serpentín [$^\circ\text{C}$].

h_{fg} : Calor latente del vapor a la presión de entrada [Kj/Kg].

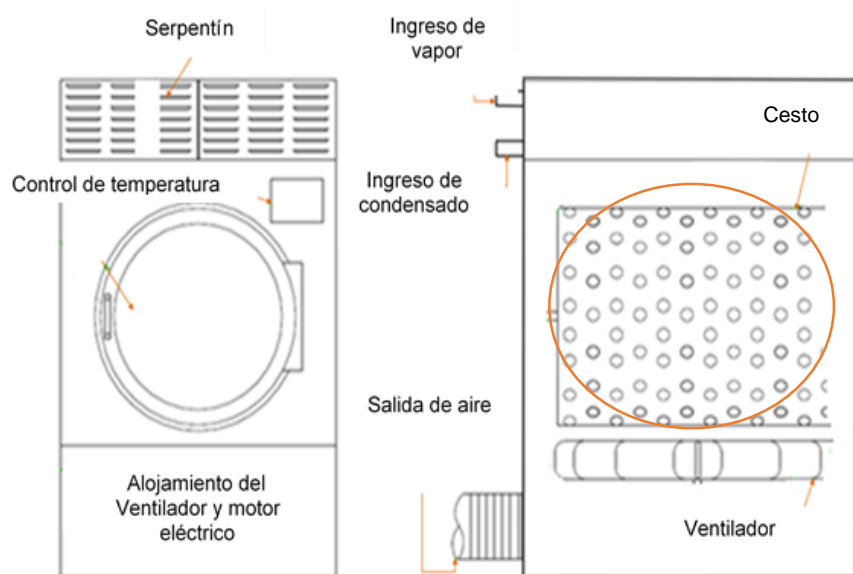


Figura N° 33: Partes principales de las Secadores.

Fuente: Elaboración propia.

Consideraciones:

- Para los cálculos de consumo de vapor se considerara los valores del cuadro N° 10 que se han realizado previa observación y medición.

- Para los indicadores se utiliza los valores del cuadro N° 11.
- El trabajo promedio de secadoras es de 26 días al mes.

Cuadro N° 10: Características operación de las secadoras.

SECADORAS	CIMELCO	
	SF - 85	SV - 50
Modelo	SF - 85	SV - 50
Flujo de aire del ventilador(m ³ /h)	2120	1640
Capacidad nominal (kg)	85	50
Capacidad de trabajo por ciclo (kg)	65	35
T. de salida del aire (°C)	118	121
Presión entrada del vapor (Psig)	92	92
T. de entrada del aire (°C)	21	21

Fuente: Elaboración propia

Cuadro N° 11: Datos promedios de ropa a secar.

Equipo	Modelo	Ropa centrifugada 40% más, respecto a la ropa seca (kg)	Carga promedio por secado (Kg)	Tiempo de secado por ciclo (h)	Tiempo de secado por (h/día)
Secadora	SF-85	560	46.75	0.67	4.00
	SV-50		35.00	0.42	3.33

Fuente: Elaboración propia.

PLANCHADORA: Para determinar el calor perdido y el consumo de vapor en la calandria se procede a calcular las pérdidas de calor.

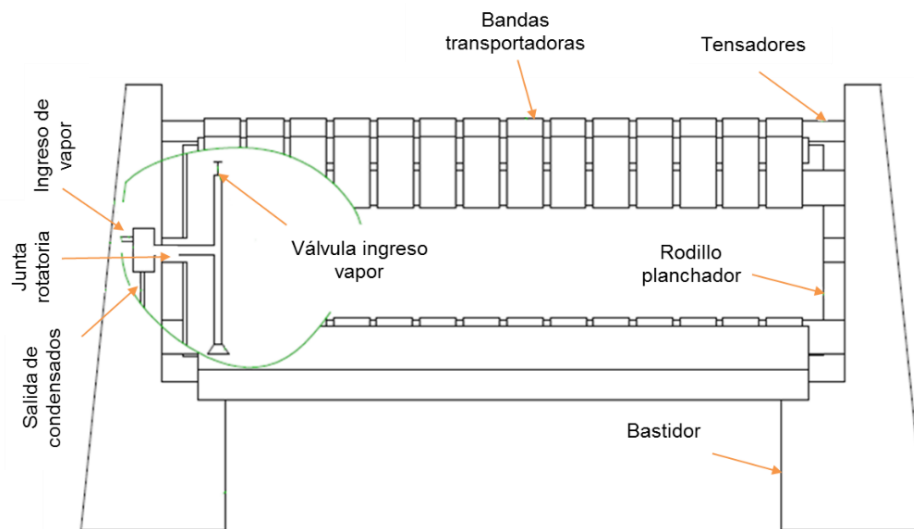


Figura N° 34: Partes de un planchador Calandria.

Fuente: Elaboración propia.

Consideraciones:

- Uso del cilindro al 100%.
- El área superficial es pequeña comparada con los alrededores.
- E aire ambiente está en reposo.
- Temperatura interior de la pared de la prenda de algodón es la misma que la temperatura exterior de la pared del acero.
- Convección Natural.

Determinando la capacidad de trabajo (flujo másico del agua a evaporar).

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{\text{Flujo volumétrico}}{\text{Volumen específico}} = \frac{\dot{V}}{v_e}$$

v_e : Volumen específico se determina a la temperatura de evaporación mediante tabla de propiedades del agua saturada (líquido-vapor): ver Anexo N°7.

Pérdida de calor por evaporación de agua:

La pérdida de calor por evaporación se determina mediante la ecuación 62.

$$\dot{q}_{eva} = \dot{m}_{H_2O} * h_{fg} \quad \dots \dots \quad (62)$$

Donde:

\dot{m}_{H_2O} : Flujo másico de agua a evaporar [kg/h]

h_{fg} : Calor latente de vaporización a la temperatura de evaporación del agua [kJ/kg].

La temperatura de la pared interna se despeja de la ecuación 41, obteniendo la siguiente relación.

$$T_i = T_{sat} - \frac{K_{liq}^3 \cdot \rho_{liq} \cdot (\rho_{liq} - \rho_{vap}) * g * h_{fg}}{\mu_{liq} \cdot \left(\frac{h_i}{0.73}\right)^4 \cdot d_c}$$

Donde las propiedades del líquido y vapor se evalúan en estado saturado. Para fluidos en estado saturado (Agua H₂O) ver Anexo N° 10, y propiedades de gases a presión atmosférica (Vapor de H₂O) ver Anexo N° 9.

El calor perdido por la evaporación es el mismo que se emplea para la determinación de la temperatura interior como exterior del cilindro planchador.

$$\dot{q}_{eva} = \dot{q}_{cond} \quad \dots \dots \quad (63)$$

Adaptando la ecuación 30 a nuestro problema queda expresada de la siguiente forma.

$$\dot{q}_{cond} = \frac{2\pi K_A L_c (T_i - T_{ec})}{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}$$

Donde:

K_A : Conductividad térmica del acero [w/m°k].

T_i : Temperatura de la pared interna del cilindro [°C].

L_c : Longitud del cilindro planchador [m].

T_{e_c} : Temperatura exterior del cilindro [°C].

r_2 : Radio exterior del cilindro [m].

r_1 : Radio interior del cilindro [m].

La temperatura exterior del cilindro se despeja de la ecuación 30 adaptada, quedando expresada de la siguiente forma.

$$T_{e_{cil}} = T_i - \left(\frac{\dot{q}_{eva} \cdot \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2 \cdot \pi \cdot K_A \cdot L_c} \right) \dots \dots \dots (64)$$

La pérdida de calor por convección, se determina con respecto a los factores y condiciones que rodea al cilindro térmico planchador.

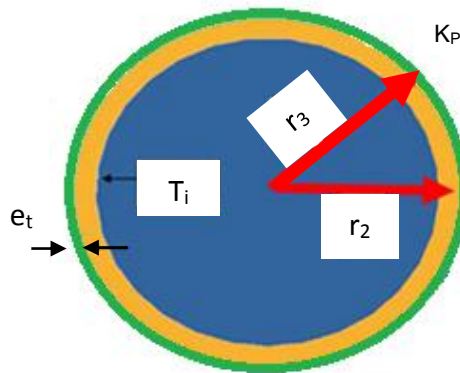


Figura N° 35: Cilindro incluido el espesor de la tela.

Fuente: Elaboración propia.

Se procede a determinar un valor de la, conductividad promedio (K_p), que relacione tanto a la conductividad térmica del agua como la del algodón:

$$K_p = \frac{(K_{alg} + K_{agua})}{2}$$

Donde:

K_p : Conductividad térmica promedio entre el algodón y el agua [w/m°k].

K_{alg} : Conductividad térmica del algodón ver Anexo N° 12 [w/m°k].

K_{agua} : Conductividad térmica del agua ver Anexo N° 10 a la temperatura interior del cilindro [w/m°k].

La temperatura exterior del algodón la determinamos, por medio de la transferencia de calor por conducción.

$$T_{e_alg} = T_i - \left(\frac{\dot{q}_{eva} * \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi K_p L_c} \right) \dots \dots \dots (65)$$

Donde:

r_3 : Radio exterior del cilindro con espesor de la tela [m].

e_t : Espesor de la tela [m].

El coeficiente de transferencia de calor del aire en contacto con el algodón se determina de la siguiente forma.

Para determinar este coeficiente se supondrá que el cilindro se encuentra rodeado en su totalidad por el algodón.

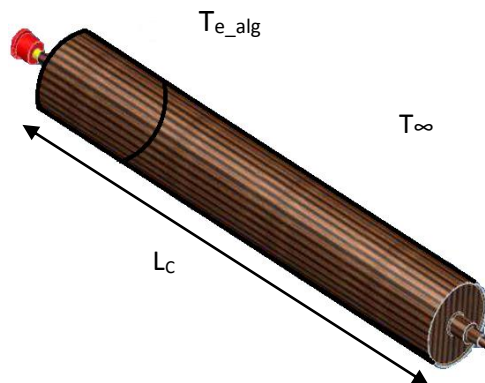


Figura N° 36: Cilindro cubierto con algodón.

Fuente: Elaboración propia

La temperatura de película queda expresada de la siguiente forma.

$$T_p = \frac{T_{e_alg} + T_\infty}{2}$$

El Coeficiente de exposición térmica β , viene dada por la ecuación 31.

Adaptando las variables se obtiene la siguiente relación del Número de Rayleigh.

$$Ra_D = \frac{g \cdot \beta (T_{e_alg} - T_\infty) D^3}{\nu \cdot \alpha}$$

Se determinan α , ν , a la temperatura de película mediante la tabla de propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica ver Anexo N°8.

Luego se determina el Número de Nusselt (Nu) por convección natural de acuerdo al criterio del apartado 2.8.2.

El coeficiente de transferencia de calor del aire en contacto con el acero (h_{ac}) se determinara de la siguiente forma.

Suposiciones para determinar coeficiente de transferencia de calor del aire en contacto con el acero:

- Extremos tienen la misma temperatura exterior que el resto del cilindro.
- Convección natural.

$$T_p = \frac{(T_{e_c} + T_\infty)}{2}$$

Las propiedades de k , Pr , ν , α , se determina a la temperatura de película T_p . Los demás cálculos se determinan de igual forma que para el coeficiente de transferencia de calor del aire en contacto con el algodón.

La Pérdida de calor por convección entre el cilindro térmico planchador y el aire.

Se asumirá que el cilindro está rodeado 80 % por tela de algodón y 20 % de la superficie del acero está expuesta al aire. Como se ilustra en la siguiente figura.

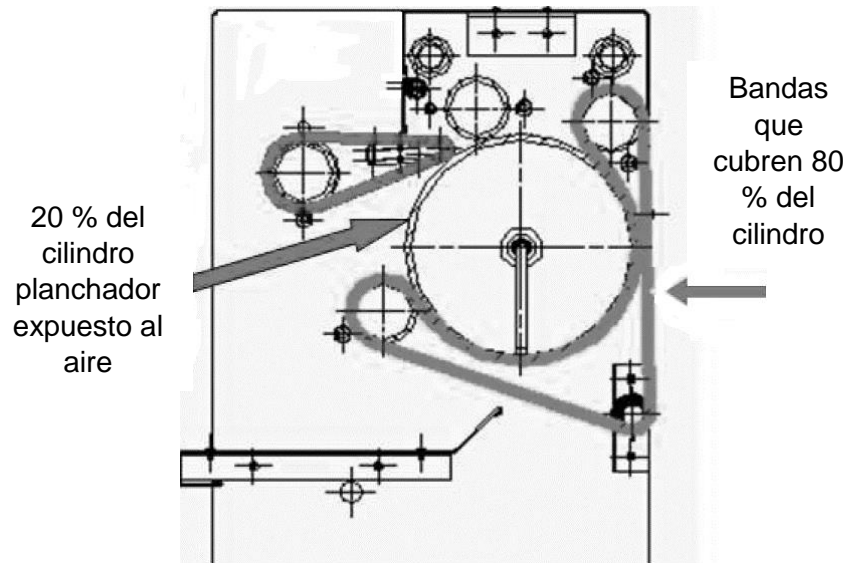


Figura N° 37: Cilindro con 80 % cubierto de tela
Fuente: Elaboración propia

El calor perdido por convección queda expresado de la siguiente forma:

$$\dot{q}_{conv} = (\pi \cdot D \cdot L_c \cdot 0.8) h_{alg} \cdot (T_i - T_\infty) + \left(\pi \cdot D \cdot L_c \cdot 0.2 + 2D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \right) h_{ac} (T_i - T_\infty) \dots \dots (66)$$

La pérdida de calor por radiación:

El coeficiente de transferencia de calor por radiación con la temperatura exterior del algodón se determinara mediante la ecuación 44, adaptando al problema queda representada de la siguiente forma.

$$h_{r-alg} = \varepsilon \sigma (T_{e-alg} + T_\infty) (T_{e-alg}^2 + T_\infty^2)$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación con la temperatura exterior del acero queda expresada de la siguiente forma.

$$h_{r-ac} = \varepsilon\sigma(T_{e-c} + T_{\infty})(T_{e-c}^2 + T_{\infty}^2)$$

La pérdida de calor por radiación quedara expresada, mediante la siguiente ecuación.

$$\dot{q}_r = h_{r-alg} * 0.8\pi * D * L_c * (T_{ealg} - T_{\infty}) + h_{r-ac} * 0.2\pi * D * L_c * (T_{ecil} - T_{\infty}) \quad \dots \dots \quad (70)$$

La pérdida de calor total queda expresada de la siguiente forma.

$$\dot{q}_T = \dot{q}_{eva} + \dot{q}_{conv} + \dot{q}_r$$

El vapor requerido para el planchado con calandria:

$$\dot{m}_V = \frac{\dot{q}_T}{h_{fg}} \quad \dots \dots \quad (67)$$

Donde:

\dot{m}_{VC} : Flujo másico de vapor en la calandria [Kgv/h].

\dot{q}_T : Pérdida de calor total [W].

T_{ealg} : Temperatura exterior de la tela de algodón [°K].

h_{fg} : Calor latente del vapor a la presión de entrada [KJ/Kg].

h_{r-ac} : Coeficiente de transferencia de calor por radiación acero.

h_{r-alg} : Coeficiente de transferencia de calor por radiación algodón.

T_{aire} : Temperatura del aire (°K)

q'_r : Pérdida de calor por radiación.

ε : Emisividad del material.

D : Diámetro del rodillo (m).

\dot{q}_{conv} : Calor perdido por convección.

\dot{q}_{eva} : Pérdida de calor por evaporación

Cuadro N° 12: Características de operación de la calandra

Equipo	Calandria
Marca	IMKA
Modelo	PRI-300V
Dimensiones ancho x fondo x alto(cm)	320/75/114
Motor trifásico HP, KW, V, HZ	1.0 , 0.75 , 220 , 60
Velocidad de giro [RPM]	12
Presión de trabajo [Psig]	93
Longitud del rodillo [cm]	220
Espesor del acero [mm]	70
Diámetro del rodillo [cm]	32
Capacidad de agua a evaporar [kgv/h]	46

Fuente: Elaboración propia

❖ DETERMINACIÓN DE CONSUMO DE VAPOR EN SERVICIO DE COCINA.

MARMITAS: Para determinar el consumo de vapor en las marmitas se realiza un análisis tomando como volumen de control la sustancia que se requiera calentar. La ecuación 68, representa la relación para determinar el consumo de vapor.

$$\dot{m}_{VM} = \frac{V_c * sg * C_{PS}(T_E - T_a)}{t_E * h_{fg}} \dots \quad (68)$$

Donde:

V_c : Capacidad de las marmitas [m³].

sg : Gravedad específica de la sustancia ver anexo N° 13.

C_{PS} : Calor específico de la sustancia ver anexo N°13 [kJ/kg. °C].

T_E : Temperatura de ebullición del agua [°C].

T_a : Temperatura inicial del agua a calentar [°C].

t_E : Tiempo de ebullición de la sustancia [h].

h_{fg} : Calor latente de vaporización a la presión de vapor ver Anexo N °6 [kJ/kg].

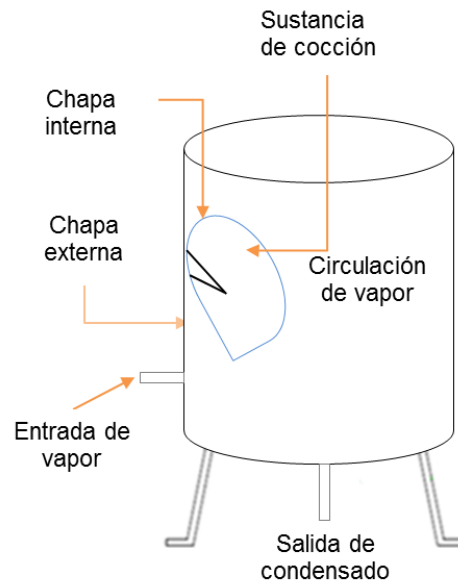


Figura N° 38: Partes de la Marmita.

Fuente: Elaboración propia

Consideraciones:

- ✓ Para nuestros cálculos se utilizara como sustancia a cocer leche.
- ✓ La distribución de vapor al área de cocina es aproximadamente 4 horas por día y trabajan un promedio de 30 días al mes.

Los indicadores de consumo de vapor, combustible por kilogramo de sustancia cocida, se determinan mediante las mismas ecuaciones usadas para los indicadores en equipos de lavado.

Cuadro N° 12: Características de operación de las marmitas

MARMITAS	IMKA	IMKA
Código	HR-MAV-01, 02, 03, 04	HR- MATV-05
Número de unidades	4	3
Capacidad marmita [m3]	(0.1)	(0.15)
Temperatura inicial del agua [°C]	19	19
Tiempo de ebullición del agua [h]	20 (0.33)	20 (0.33)
Temperatura de ebullición [°C]	90.89	90.89
Presión de trabajo actual[Psig]	12	12
Temperatura ingreso del vapor [°C]	120	120

Fuente: Elaboración propia

❖ DETERMINACIÓN DEL CONSUMO DE VAPOR EN SERVICIO DE ESTERILIZACIÓN.

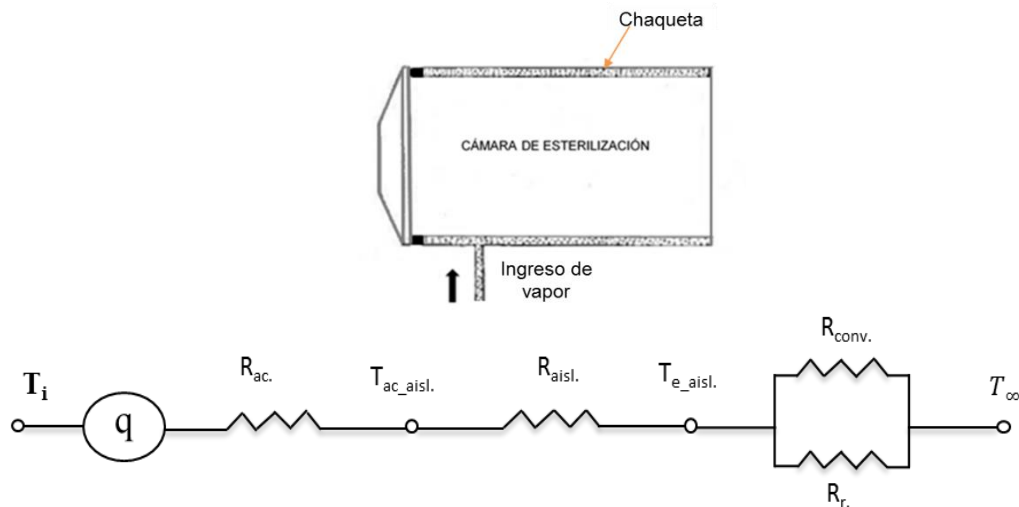


Figura N° 39: Flujo de calor en la pared cilíndrica.

Fuente: Elaboración propia.

AUTOCLAVES: Se realizara un análisis de transferencia de calor para determinar las pérdidas energéticas y el consumo de vapor requerido para esterilizar los materiales quirúrgicos.

Para determinar el flujo de calor disperso en el casco se debe de considerar.

- Debido a que la resistencia térmica a través de la pared del casco es pequeña, se supondrá que la temperatura de interfase entre el cilindro y el aislante $T_{ac_aisl.}$, es la misma que la temperatura interior del autoclave, T_i .
- Recinto cerrado por lo que el coeficiente convectivo se calculara por convección natural.
- Coeficiente de convección interno en orden de magnitud, en comparación con los demás factores su valor es muy grande, por lo tanto la resistencia de convección interna es muy pequeña y se puede despreciar.
- Material a esterilizar guantes de caucho.

En la figura N° 40 se muestra una vista seccional de la autoclave de tipo horizontal.

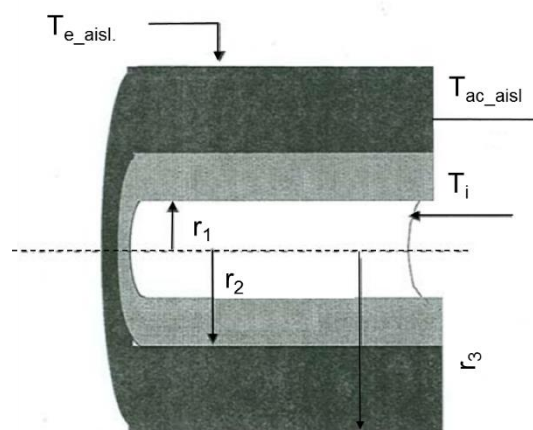


Figura N° 40: Vista seccional de la autoclave.

Fuente: Elaboración propia.

Adaptando la ecuación 32, se obtiene la siguiente ecuación para determinar el calor disperso $\dot{q}_{disperso}$ en el casco de la autoclave.

O bien

$$\dot{q}_{disperso} = \frac{T_i - T_\infty}{R_{ac.} + R_{aisl.} + R_{conv.} + R_r.} \quad \dots \dots (69)$$

Adaptando la ecuación 31, las resistencias térmicas quedaran expresadas de la siguiente forma.

$$R_{ac} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi K_A L} \quad R_{aisl.} = \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi K_B L}$$

$$R_c = \frac{1}{2\pi r_3 L \cdot h_c} \quad R_r = \frac{1}{2\pi r_3 L \cdot h_r}$$

Donde:

T_i : Temperatura interna de la cámara [°C].

\dot{q} : Calor disperso en la autoclave [W].

R_{ac} : Resistencia térmica del acero [°K/W].

T_{ac_aisl} : Temperatura interfase entre el casco de acero y aislante [°C].

$R_{aisl.}$: Resistencia térmica del aislante [°K/W].

$T_{e_aisl.}$: Temperatura superficial del aislante [°C].

$R_{conv.}$: Resistencia por convección [°K/W].

R_r : Resistencia por radiación [°K/W].

T_∞ : Temperatura del medio [°C].

K_A, K_B : Conductividad térmica del acero y aislante [W/m. °K].

El coeficiente de transferencia de calor por convección h_c , se determina mediante la siguiente ecuación:

$$h_c = 1.74 \sqrt[3]{\Delta T} \quad \dots \dots (70)$$

Donde:

ΔT : Variación de temperatura entre la superficie del aislante y el medio [°C].

La temperatura superficial del aislamiento se determina mediante la ecuación 48. Mientras que el coeficiente de transferencia de calor por radiación h_r , se determina mediante la ecuación 44.

Reemplazando en la ecuación 74, el calor disperso en el casco cilíndrico quedara expresada de la siguiente forma.

$$\dot{q}_{disperso\text{casco}} = \frac{T_i - T_\infty}{\frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi K_A L} + \frac{\ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right)}{2\pi K_B L} + \frac{1}{2r_3\pi L(h_c + h_r)}}$$

Donde:

L : Longitud de la cámara [m].

r : Radios de la cámara [m].

K_A : Conductividad térmica del material de la cámara de acero inoxidable [16.3 W/m. °K].

K_B : Conductividad térmica del aislante fieltro de lana de la cámara ver Anexo N° 12 [W/m. °K].

h_c : Coeficiente transferencia de calor por convección [W/m². °K].

h_r : Coeficiente transferencia de calor por radiación [W/m². °K].

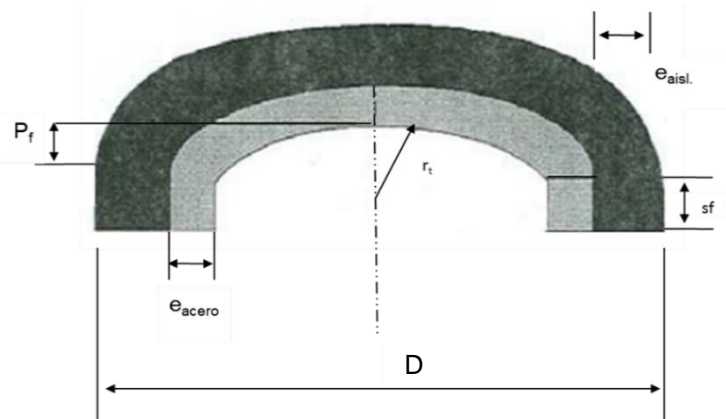


Figura N° 41: Tapa torisférica de la autoclave.

Fuente: Elaboración propia.

Para la obtención del calor disperso por las tapas se sigue el mismo análisis que para el casco cilíndrico.

Calor necesario para calentar los materiales a esterilizar.

$$\dot{q}_{est_{mat}} = m_{mat_{ester}} * C_{p_{mat_{ester}}} * \Delta T \quad \dots \dots \quad \dots \dots (71)$$

Donde:

$\dot{q}_{est_{mat}}$: Calor necesario para esterilizar el material [W].

$m_{mat_{ester}}$: Masa del material a esterilizar [kg].

$C_{p_{mat_{ester}}}$: Calor específico del material a esterilizar ver Anexo N°11 [kJ/kg. °K].

ΔT : Variación de la temperatura interior con la temperatura inicial del material a esterilizar [°C].

Calor necesario para calentar el acero de la autoclave.

$$\dot{q}_{cal_{acero}} = m_{casco+tapa} * C_{p_{acero}} * \Delta T \quad \dots \dots \quad (72)$$

Donde:

$\dot{q}_{cal_{acero}}$: Calor necesario para calentar el acero [W].

$m_{casco+tapa}$: Masa total de la cámara cilíndrica [kg].

$C_{p_{acero}}$: Calor específico del acero [kJ/kg. °K].

Para determinar aproximadamente la masa del casco y tapa, usamos las siguientes ecuaciones.

$$m_{casco} = \frac{\pi L}{4} (r_2^2 - r_1^2) * \rho_{acero} \quad \dots \dots \dots \quad (73)$$

$$m_{tapa} = \frac{\pi d_p * e_t (\rho_{acero})}{4} \quad \dots \dots \dots \quad (74)$$

$$d_p = 1.0416 * D_e + \left\{ r_t + \left[S_f + \left(\frac{r_t}{3} \right) \right] \right\} \quad \dots \dots \dots \quad (75)$$

Donde:

d_p : Diámetro plano de tapa [m].

D_e : Diámetro exterior de la tapa [m].

r_t : Radio interior de transición [m].

S_f : Longitud de ceja recta [m].

e_t : Espesor de la tapa [m].

Calor total requerido para la esterilización del material quirúrgico.

$$\dot{q}_{Total} = \dot{q}_{ester_{mat.}} + \dot{q}_{calentar\ acero} + \dot{q}_{disperso\ casco} + \dot{q}_{disperso\ tapa} \dots \dots \quad (76)$$

Vapor requerido para la esterilización del material a esterilizar.

$$\dot{m}_{VA} = \frac{q_{total}}{h_{fg}} \dots \dots \dots \quad (77)$$

Cuadro N°13: Características y datos de operación de las autoclaves

Capacidad [L]	110	310	580
Cantidad	1	1	3
Marca	OPPICI	TUTTNAUER	TUTTNAUER
Procedencia	CHILE	ISRAEL	ISRAEL
Presión trabajo [Psig]	37	37	37
Espesor del acero [mm]	8	8	8
Espesor de aislante [mm]	50.8	63.5	76.2

Fuente: Elaboración propia.

Las dimensiones de la cámara de las autoclaves se encuentran en el Anexo N°20.

C. EVALUACIÓN DE LAS LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR Y RETORNO DE CONDENSADO.

❖ DETERMINACIÓN DE LA PÉRDIDA DE CARGA EN LAS TUBERÍAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.

Para determinar la pérdida de carga en las líneas de transporte del vapor necesitamos conocer los siguientes datos:

- Temperatura del vapor.
- Presión del vapor ver anexo N° 15.
- Longitud del tramo de tubería recta ver anexo N° 28.
- Número de accesorios en las redes ver anexo N° 21 al N° 23 y N° 25.
- Diámetro de la tubería.
- Rugosidad absoluta asociada a la tubería ver anexo N° 14.
- Caudal de trabajo.

Los valores de accesorios equivalentes en metros ver (Anexo N° 27) mientras que para los accesorios como filtros y separadores se considerara su misma longitud.

Consideraciones:

- Temperatura y presión constante en todo el recorrido de la tubería.
- Caudal nominal de especificaciones técnicas de los equipos ver anexo N° 37.
- Rugosidad absoluta hay que tener en cuenta el estado de la tubería, por lo que se asumirá para nuestros cálculos el valor para una tubería de acero moderadamente oxidado con mínimas incrustaciones ver (Anexo N° 14).

Procedimiento:

El factor de fricción f se resuelve de forma iterativa con los valores del número de Reynolds y la rugosidad absoluta, se procede a despejar f de la ecuación 10 y se obtiene la siguiente relación.

$$f = \left[\frac{1}{-2 * \log_{10}(a + b)} \right]^2$$

$$a = \frac{3.7}{\frac{\varepsilon}{D_i}} \quad b = \frac{2.51}{Re\sqrt{f_i}}$$

Se da un valor a f_i y a partir de él, se calcula un valor de f . Con el valor de f , obtenido se introduce de nuevo en la ecuación en el lugar de f_i y se calcula otro nuevo valor de f . Este proceso se repite hasta obtener una diferencia entre ambos valores (introducido y calculado) menor que lo que se estime como precisión suficiente (aconsejable menor que 0,00001). Conociendo todos los valores se procede a determinar la pérdida de carga, reemplazando los valores en la ecuación 11.

Para más detalles sobre accesorios y distribución de vapor y retorno de condensado ver (Plano RD-01).

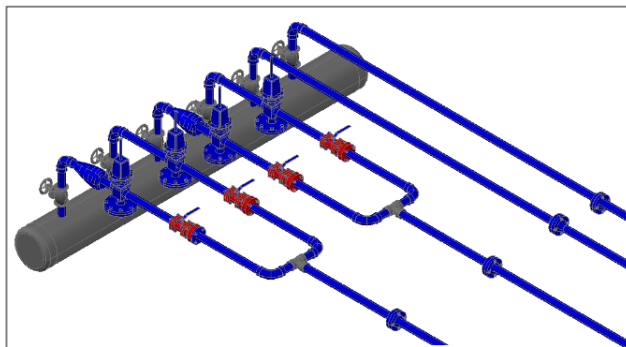


Figura: N° 42: Accesorios en Cabezera Distribuidor de Vapor.

Fuente: Elaboración propia.

Nota: Las tuberías de las líneas de distribución de vapor actualmente instaladas son de Schedule 80 y la de retorno de condensado de Schedule 40.

❖ **DETERMINACIÓN DE LA PÉRDIDA DE CALOR EN LAS LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.**

Para determinar las pérdidas de calor se realizó el levantamiento de información de las longitudes y diámetro de las tuberías ver (Anexo N° 28). Y mediciones de las temperaturas superficiales de las tuberías desnudas ver (Anexo N° 30).

Material de aislamiento con el que cuenta actualmente las líneas principales de distribución de vapor y retorno de condensado son de fibra de vidrio con recubrimiento de chapa metálica de aluminio.

- **Tuberías ubicadas en el exterior e interior del edificio sin y con aislamiento.**

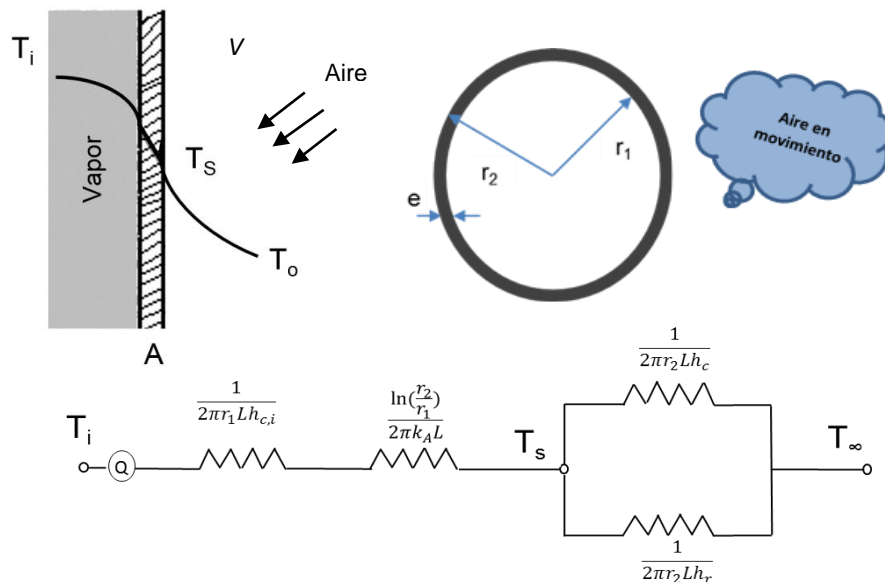


Figura N° 43: Circuito térmico de la tubería sin aislar.
Fuente: Elaboración propia.

Consideraciones:

- Velocidad viento promedio de la ciudad de Nuevo Chimbote 2.1 m/s.
- Transferencia unidimensional de calor en la dirección radial (cilíndrica).
- Tubería en recinto abierto expuesto al viento atmosférico por lo que se usaran correlaciones por convección forzada.

El coeficiente global de transferencia de calor a través del sistema se determina mediante la ecuación 33.

$$U = \frac{1}{\frac{r_1}{K_A} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_1}{r_2} \left(\frac{1}{h_c + h_r}\right)}$$

Reemplazando U en la ecuación 34. La pérdida de calor queda expresada de la siguiente forma.

$$\dot{q} = \left(\frac{1}{\frac{r_1}{K_A} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_1}{r_2} \left(\frac{1}{h_c + h_r}\right)} \right) \cdot 2\pi \cdot r_1 \cdot L(T_i - T_\infty)$$

Donde:

\dot{q} : Pérdida de calor a través del sistema [W].

U : Coeficiente global de transferencia de calor [$W/m^2 \text{ } ^\circ K$].

r_1 : Radio interior de la tubería [m].

r_2 : Radio exterior de la tubería [m].

K_A : Conductividad térmica del acero [58 $W/m \text{ } ^\circ K$].

h_c : Coeficiente de transferencia de calor por convección [$W/m^2 \text{ } ^\circ K$].

h_r : Coeficiente de transferencia de calor por radiación [$W/m^2 \text{ } ^\circ K$].

T_∞ : Temperatura del ambiente que rodea a la tubería [$^\circ C$].

L : Longitud de la tubería [m].

T_i : Temperatura interna de la tubería [$^\circ C$].

La correlación para convección forzada se define por la ecuación 36 y 37, el coeficiente de transferencia de calor por radiación se determina con la ecuación 44. Las propiedades se evaluarán a la temperatura de película de

la tabla de propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica (Anexo N° 8).

▪ **Tuberías ubicadas en el exterior del edificio con Aislamiento.**

Consideraciones.

- Propiedades constantes para el aislante. Las demás consideraciones son las mismas que para las tuberías desnudas en recinto abierto.

El coeficiente global de transferencia de calor quedara expresada de la siguiente forma para una pared compuesta:

$$U = \frac{1}{\left(\frac{1}{2\pi r_1 L h_{c,i}} + \frac{r_1}{K_A} \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{r_1}{K_B} \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) + \frac{r_1}{K_C} \ln\left(\frac{r_4}{r_3}\right) + \frac{r_1}{r_4} \frac{1}{(h_c + h_r)} \right)} \dots (78)$$

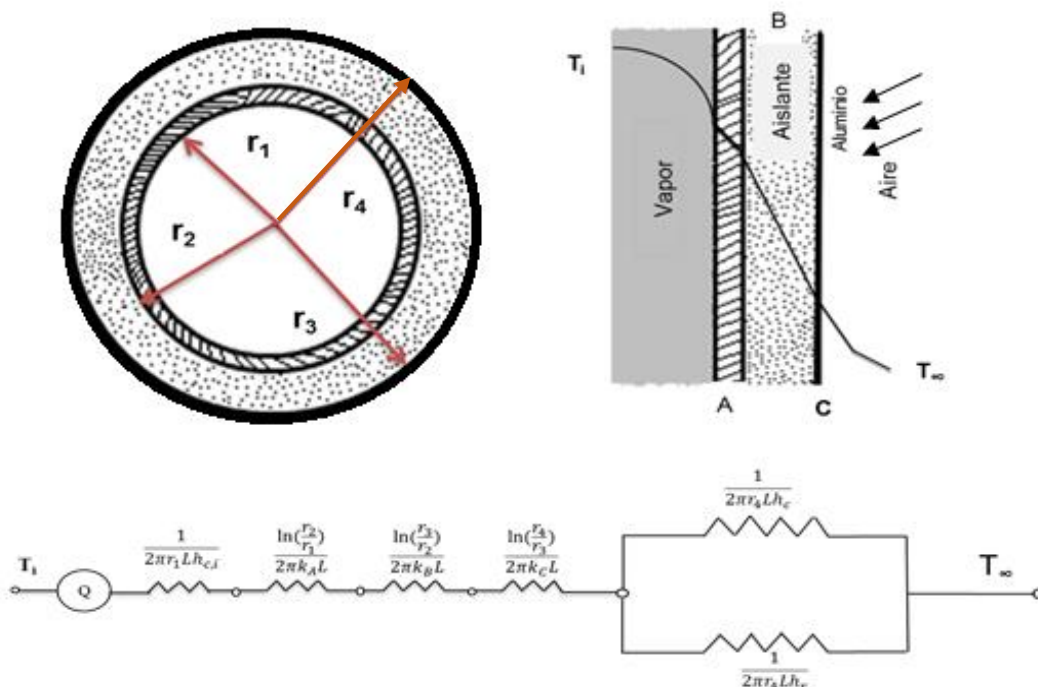


Figura N° 44: Circuito térmico de una tubería aislada.

Fuente: Elaboración propia.

Donde:

r_1 : Radio interno del tubo [m].

r_2 : Radio exterior del tubo [m].

r_3 : Radio externo del aislante térmico B [m].

r_4 : Radio externo con aislante térmico C [m].

k_A : Conductividad térmica del acero [W/m°K].

k_B : Conductividad térmica del aislante fibra de vidrio ver anexo N° 12 [W/m°K].

k_C : Conductividad térmica del recubrimiento de aluminio [238 W/m°K].

$h_{c,i}$: Coeficiente de convección interno [W/m²°K].

Reemplazando la ecuación 78, en la ecuación 34, la pérdida de calor queda expresada de la siguiente forma para una pared compuesta.

$$\dot{q} = U \cdot 2\pi \cdot r_1 \cdot L(T_i - T_\infty)$$

$h_{c,i}$ Coeficiente de convección interno, en orden de magnitud en comparación con los demás factores su valor es muy grande, por lo tanto la resistencia de convección interna es muy pequeña y se puede despreciar.

La temperatura superficial del aislamiento se asumirá un valor para luego iterar hasta que el valor introducido sea lo más próximo a lo calculado.

▪ **Tuberías ubicadas en el interior del edificio sin Aislamiento.**

El circuito térmico de la tubería sin aislar en el interior del edificio es la misma de la figura N° 43.

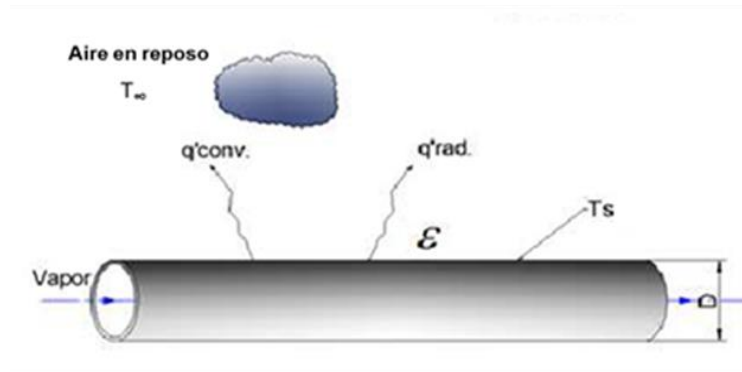


Figura N° 45: Tubería en recinto cerrado.

Fuente: Elaboración propia.

Consideraciones:

- El área superficial es pequeña comparada con los alrededores.
- Condiciones de estado estable.
- Transferencia unidimensional de calor en la dirección radial (cilíndrica).
- Propiedades constantes para el aislante (para tuberías con aislamiento).

Las correlaciones de convección natural están representada por la ecuación 38.

Los demás cálculos se realizarán igual que para tuberías ubicadas en el exterior del edificio.

▪ Tuberías ubicadas en el interior del edificio con Aislamiento.

El circuito térmico de la tubería con aislamiento en el interior del edificio es la misma de la figura N° 44:

Los cálculos se realiza con las mismas correlaciones que se utilizaron para tuberías ubicadas en el interior del edificio sin Aislamiento, mientras que los demás cálculos se realiza igual que para tuberías ubicadas en el exterior del edificio.

La pérdida de calor de las líneas de retorno de condensado se evalúa igual que las redes de vapor teniendo en cuenta las Longitudes de las tuberías y temperaturas superficiales ver Anexo N° 31.

❖ DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA SUPERFICIAL DE LA CUBIERTA DEL AISLAMIENTO Y EFICIENCIA.

TEMPERATURA SUPERFICIAL DE LA CUBIERTA:

Se realiza un balance térmico como se puede desprestigiar la resistencia de conducción en el acero y el aluminio, se supone que la temperatura al interior del aislante es igual a la del vapor y la temperatura de la cubierta de aluminio es igual a la temperatura exterior del aislante.

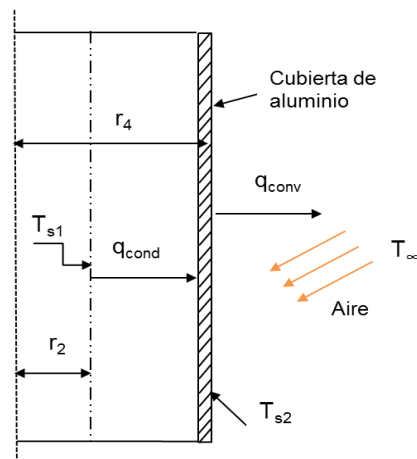


Figura N° 46: Esquema temperatura superficial de la cubierta.

Fuente: Elaboración propia.

Realizando un balance termodinámico en la cubierta de aluminio igualando la ecuación 30 y 39 tenemos la siguiente ecuación.

$$\dot{q}_{rconducción} = \dot{q}_{rconvección} \quad \dots \dots \dots \quad (79)$$

$$\frac{\dot{q}_r}{L_{conducción}} = \frac{2\pi \cdot K_B (T_{s,1} - T_{s,2})}{\ln\left(\frac{r_4}{r_2}\right)} \quad \dots \dots \dots \quad (80)$$

$$\frac{\dot{q}_r}{L_{combinado}} = 2\pi r_4 h_{combinado} (T_{s2} - T_{\infty}) \quad \dots \dots \dots \quad (81)$$

Reemplazando la ecuación 80, 81 en la ecuación 79 se obtiene la ecuación 82.

$$K_B \cdot (T_{s1} - T_{s2}) = r_4 h_{combinado} (T_{s2} - T_{\infty}) \dots (82)$$

Despejando la temperatura superficial de la chaqueta T_{s2}

$$T_{s2} = \frac{KT_{s1} + r_4 h_{combinado} T_{\infty}}{(K + r_4 h_{combinado})} \text{ } ^{\circ}K$$

❖ DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA DEL AISLAMIENTO Y CARGA DE CONDENSADO EN TUBERÍAS.

Para determinar la eficiencia del aislamiento de la red se debe de conocer las pérdidas de calor con y sin aislamiento de las tuberías.

De la termodinámica se sabe que:

$$\eta_A = \left(1 - \frac{\dot{q}_{aislado}}{\dot{q}_{sin\ aislamiento}}\right) \times 100 \dots \dots \dots (83)$$

La cantidad de condensados generados. De la termodinámica se sabe que cuando el vapor está en fase liquido -vapor, el flujo de calor se expresa por la siguiente ecuación.

$$\dot{m}_{cond.} = 3.6 * \frac{\dot{q}}{h_{fg}} \dots \dots \dots (84)$$

Donde:

\dot{q} : Flujo de calor [W/m].

$\dot{m}_{cond.}$: Flujo másico de condensado $\left[\frac{kgc}{h.m}\right]$.

h_{fg} : Calor latente de vaporización a la presión de trabajo [kJ/kg].

❖ EVALUACIÓN DE ESFUERZOS TÉRMICOS Y MECÁNICOS EN LAS TUBERÍAS.

Para determinar los esfuerzos mecánicos en las tuberías se deben de conocer los siguientes datos:

- Las propiedades mecánicas de la tubería ver (Anexo N° 24).
- la presión de trabajo a las cuales están sometidas las tuberías ver (Anexo N° 15).
- Longitud de los tramos a evaluar ver (Anexo N° 28 y plano RD-01).

Suposiciones:

- Asumir que las tuberías se encuentran a la misma temperatura y presión de trabajo en toda la línea.
- Asumiendo que las fuerzas del viento no producen ningún esfuerzo considerable en las tuberías ya que se encuentran a nivel del techo exterior al edificio.

La dilatación que sufrirá la tubería se determina mediante la siguiente ecuación:

$$\Delta = \alpha \cdot T \cdot L \quad \dots \dots \dots (85)$$

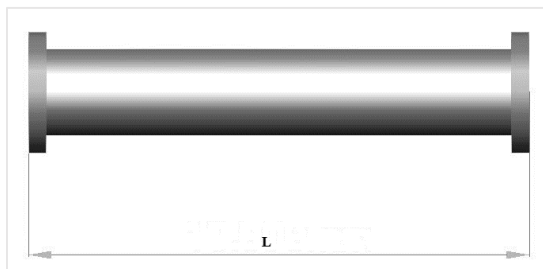


Figura N° 47: Longitud de tramo a evaluar.

Fuente: G. Díaz Andrade. Elementos de diseño para el cálculo de Flexibilidad en tuberías y aplicación de Compensadores de dilatación.

Donde:

L: Longitud de tubería [m].

α : Coeficiente de dilatación térmica [$1/^\circ\text{C}$].

T : Temperatura de operación [$^\circ\text{C}$].

Δ : Dilatación térmica unitaria [mm].

$\alpha.T$: Se determina a la temperatura de operación del vapor mediante el Anexo N°35.

La tensión a la que está sometida la tubería se calcula, mediante la siguiente ecuación.

$$\sigma_{ROT_som.} = E \cdot \frac{\Delta}{L} \dots \dots \dots (86)$$

Donde:

E : Módulo de elasticidad Longitudinal del material (Kg/mm^2)

$\sigma_{ROT_som.}$: Tensión de rotura a que está sometida la tubería (Kg/mm^2)

Se recomienda $\sigma_{ROT_som.} \leq 0.70 \sigma_{Rot_Material}$ para no usar compensadores:

La fuerza asociada a esta tensión se determina mediante la ecuación 87.

$$F = \frac{\sigma_{ROT_som.} \cdot S}{1000} \dots \dots \dots (87)$$

Donde:

F : Fuerza asociada a tensión [Ton].

S : Sección interior de la tubería [mm^2].

D_i : Diámetro interior de la tubería [mm].

$$S = \frac{\pi \cdot D_i^2}{4} \text{ mm}^2 \dots \dots \dots (88)$$

- **Sí el valor de la tensión al cual este sometida la tubería se encuentre fuera del rango establecido se procede de la siguiente forma:**

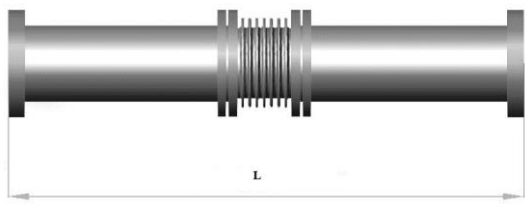


Figura N° 48: Longitud de tramo con compesador.

Fuente: Díaz Andrade, G. Elementos de diseño para el cálculo de Flexibilidad en tuberías y aplicación de Compensadores de dilatación.

La selección del compensador se realiza mediante el diámetro nominal de la tubería y tabla de compensadores de dilatación axial ver (Anexo N°34).

Por tanto la fuerza que se ejerce sobre el compensador para provocar un desplazamiento es:

$$F_i = \frac{1}{2} \cdot R \cdot \Delta \dots \dots \dots (89)$$

Donde:

- R: Rigidez del compensador [Kg/mm].
- F_i: Fuerza ejercida sobre el compensador [Kg].

Y la fuerza debida a la presión interior es.

$$F_j = P \cdot A_m \dots \dots \dots (90)$$

Donde:

- A_m: Área media efectiva del compensador [cm²].
- P: Presión de trabajo [Kg/cm²].
- F_j: Fuerza debida a la presión interior [Kg].

Así la nueva fuerza total que se ejerce es de:

$$F_R = \frac{(F_i + F_j)}{1000} \dots \dots \dots (91)$$

F_R : Fuerza resultante total que se ejerce en la tubería (Ton)

Y la nueva tensión que aparece en la tubería debido a ese esfuerzo usando compensadores queda definido, mediante la siguiente ecuación:

$$\sigma_{ROT_som} = \frac{F_R}{A_m} \dots \dots \dots (92)$$

- **Evaluación de esfuerzos en cambio de direcciones de la tubería ya que actúan como compensadores.**

De la figura N° 49, procedemos a evaluar los esfuerzos térmicos y las longitudes mínimas en ambos brazos para compensar la dilatación producida por el esfuerzo.

Con la ecuación 85, se determina la dilatación térmica unitaria. Las dilataciones Δ_1 , Δ_2 han de ser absorbidas por los brazos L_2 y L_1 .

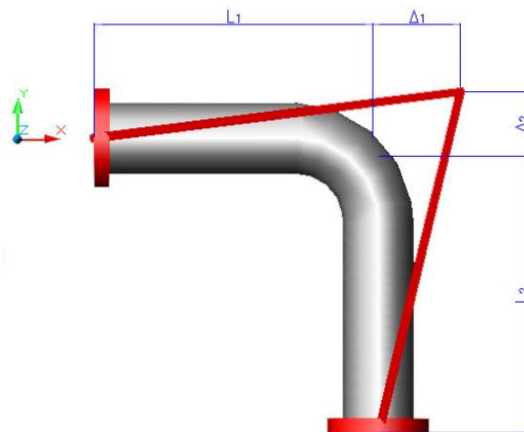


Figura N° 49: Cambio de direcciones en el recorrido.

Fuente: Díaz Andrade, G. Elementos de diseño para el cálculo de Flexibilidad en tuberías y aplicación de Compensadores de dilatación.

Mediante la siguiente 93 se determina la longitud mínima necesaria para absorber esa deformación para cada brazo.

$$L_{m_n} = 0.0526 \cdot \sqrt{\Delta \cdot D_e} \dots \dots \dots (93)$$

Donde:

L_{m_n} : Longitud mínima necesaria para compensar la dilatación [m].

D_e : Diámetro exterior de la tubería [mm].

Por lo tanto para no hacer uso de compensadores o liras debe cumplirse la siguiente relación.

$$L_{mínima\ necesaria} < L_{real\ de\ la\ tubería}$$

Y las tensiones que se generarán en cada brazo son:

$$\sigma_{ROT} = \frac{3 \cdot r}{L} \cdot \frac{\Delta \cdot E}{L} \dots \dots \dots (94)$$

Donde:

σ_{ROT_som} : Tensión de rotura a la que está sometida el material de la tubería [Kg/mm²].

r : Radio de la tubería [mm].

Las fuerzas asociadas a dichas tensiones se determinan con la ecuación 87.

▪ **Compensar dilataciones mediante utilización de liras.**

Mediante la ecuación 85 se determina la dilatación térmica unitaria Δ .

Para calcular la altura de la lira que hace falta para compensar la dilatación debida a la temperatura, se determina con la ecuación 95.

$$h_L \geq 0.02 \sqrt{D_e \cdot \Delta} \dots \dots \dots (95)$$

Donde:

h_L : Altura de la lira en [m].

Los codos deben tener como mínimo:

$$R_C \geq 0.005 * D_e \quad \dots \quad (96)$$

Donde:

R_C : Radio de la curvatura [m].

D_e : Diámetro exterior de la tubería [mm].

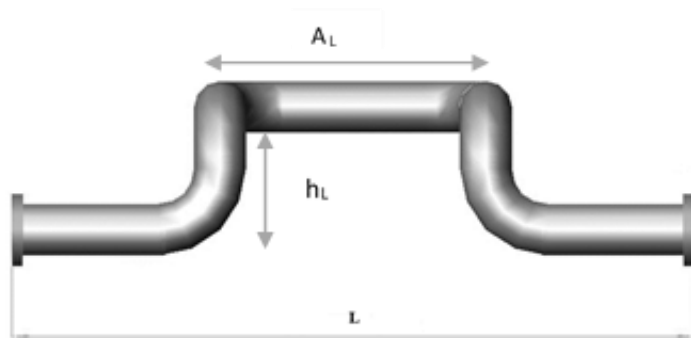


Figura N° 50: Lira tipo doble codo.

Fuente: Díaz Andrade, G. Elementos de diseño para el cálculo de flexibilidad en tuberías y aplicación de compensadores de dilatación.

Mientras que el ancho de la lira debe ser como mínimo dos veces el radio de curvatura, se acostumbra por seguridad y estética, fabricarlos igual a los lados salientes del rectángulo $A_L \geq 2R$

La longitud total de la tubería quedara expresada de la siguiente forma.

$$L_t = A_L + 2h_L + (L - A_L) \quad \dots \quad (97)$$

L_t : Longitud total de la lira (m)

La tensión a que está sometida la tubería, teniendo en cuenta que la longitud total de la lira es de:

$$\sigma_{som.} = E \cdot \frac{\Delta}{L_t} \quad \dots \quad (98)$$

Las fuerzas asociadas a dichas tensiones se determinaran, mediante la ecuación 87.

❖ **DETERMINACIÓN DE LAS PÉRDIDAS DE VAPOR POR FUGA, MEDIANTE EL MÉTODO DE TAMAÑO DE ORIFICIO.**

Para determinar las pérdidas de vapor por fuga se debe de conocer los siguientes datos.

- Presión en la línea de vapor.
- Diámetro del orificio.

Las pérdidas de vapor por fuga se estiman con la ecuación 99.

$$W_{vf} = Kd^2\sqrt{P(P + 1)} \quad \dots \dots \quad (99)$$

Donde:

W_{vf} : Flujo de vapor fugado por el orificio [kgv/h].

d : Diámetro de orificio [mm].

K : Coficiente de valor 0.35 – 0.45

P : Presión en la línea de vapor en (Kg/cm²)

Cálculo de las Pérdidas de Calor en Fugas.

$$q_f = W_{vf}x\Delta h \quad \dots \dots \quad (100)$$

Donde:

q_f : Calor perdido por la fuga, kJ/s

W_{vf} : Flujo de vapor fugado, kg/s

Δh : $h_{vf} - h_{aa}$

h_{vf} : Entalpía del vapor fugado, kJ/kg

h_{aa} : Entalpía a temperatura del agua de alimentación, kJ/kg.

El levantamiento de información de fugas de vapor detectadas se presenta en el Anexo N° 35.

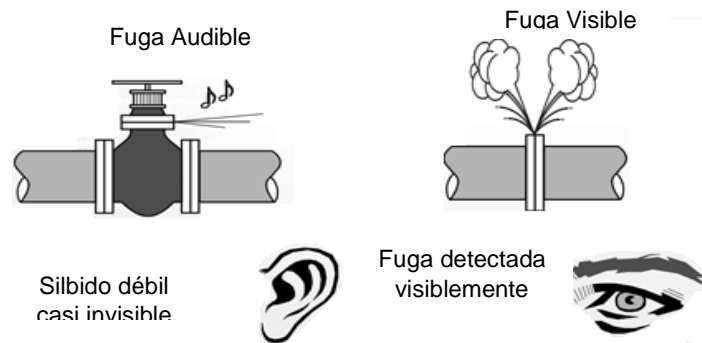


Figura N° 51: Fugas en redes de vapor.

Fuente: Elaboración propia.

❖ EVALUACIÓN E INSPECCIÓN DE LAS TRAMPAS DE VAPOR.

Procedimiento de inspección de trampas de vapor:

- Identificar tipo de trampa.
- Inspeccionar la mirilla de flujo a la salida de la trampa si lo tuviera.
- Inspección visual, sonido y temperatura mediante equipos tales como ultrasonido, pirómetro, cámara termográfica.

La temperatura del condensado a la entrada de la trampa debe ser cercana a la temperatura del vapor saturado si esta es mucho menor indica una trampa está bloqueada o subdimensionada.

La temperatura se usa para identificar si la descarga de condensado está bloqueada, no para detectar fugas.

El flujo de vapor que se fuga se determina mediante la siguiente ecuación 101.

$$W_{vf} = \frac{\left\{ \left[\frac{(0.8 \times 0.4118 \times \pi)}{4} \right] \times \left(\frac{D_i}{25.4} \right)^2 \times (P \times 14.502) \right\} \times 0.4536}{\{ [1.8 \times (T + 273.15)] \}^{0.5}} \dots (101)$$

Donde:

W_{vf} : Flujo de vapor que se fuga [kg/s].

D : Diámetro interior de la línea de conexión a la trampa [mm].

P : Presión del vapor en la línea [Bar].

T : Temperatura del vapor en la línea [°C].

Calor perdido por las trampas de vapor

$$q_{vf} = W_{vf} \times \Delta h_v \dots \dots \dots (102)$$

Donde:

q_{vf} : Calor perdido en la trampa de vapor

Δh_v : $h_{vf} - h$ Entalpía del vapor en la línea, kJ/kg

h_{vf} : Entalpía de vapor fugado, kJ/kg

h : Del agua a la temperatura del sistema donde se fuga el vapor, es igual a " h_{aa} ", entalpía del agua de alimentación, si se tiene retorno de condensado.

El levantamiento de información de las trampas de vapor instaladas actualmente para la recuperación del condensado se detalla en el (Anexo N° 29). Los resultados de inspección de trampas por método de temperatura ver (Anexo N° 45).



Figura N° 52: Inspección por temperatura.

Fuente: TLV compañía especialista en vapor.

D. DETERMINACIÓN DE LA RECUPERACIÓN DE VAPOR FLASH MEDIANTE TANQUE REVAPORIZADOR DEL ÁREA DE LAVANDERÍA.

La ecuación para determinar el porcentaje de recuperación de vapor flash mediante un tanque revaporizador está representada por la siguiente ecuación.

$$\% VF = \frac{h_{lp1} - h_{lp2}}{h_{vp2} - h_{lp2}} \dots \dots \dots (103)$$

Donde:

$\%VF$: Porcentaje de vapor flash o revaporizado generado.

h_{lp1} : Entalpia del líquido saturado a la presión de la red de vapor.

h_{lp2} : Entalpia del líquido saturado a la presión de la red de condensado.

h_{vp2} : Entalpia del vapor saturado a la presión de la red de vapor.

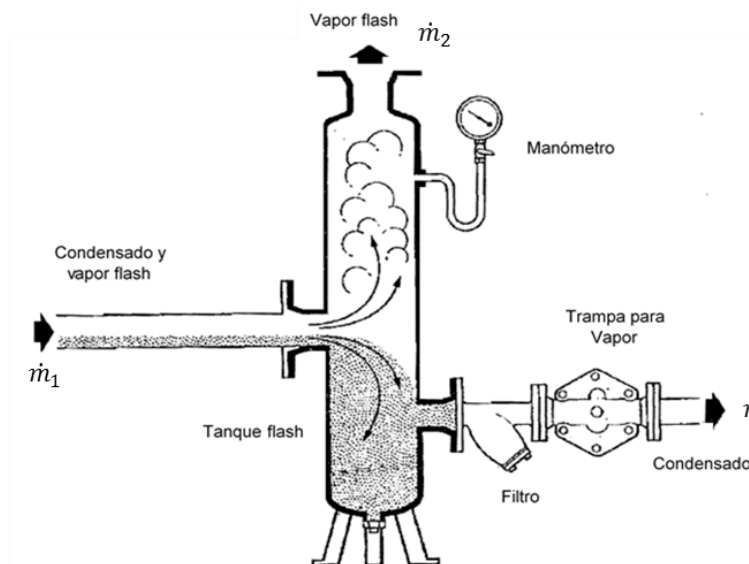


Figura N° 53: Proceso de recuperación de condensado.

Fuente: Elaboración propia.

Aplicando la ley de conservación de la masa y energía se realiza el balance energético mediante la ecuación 4. Adaptando al problema quedara representada por la ecuación.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 \dots \dots \dots (104)$$

Donde:

\dot{m}_1 : Flujo másico de condensado y vapor flash [kg/h].

\dot{m}_2 : Flujo másico de vapor flash [kg/h].

\dot{m}_3 : Flujo másico de condensado [kg/h].

Aplicando balance de energía en el tanque revaporizador.

$$\dot{m}_2 = \frac{\dot{m}_1 (h_{lp1} - h_{lp2})}{h_{vp2} - h_{lp2}} \dots \dots (105)$$

La cuantificación de la energía estará en función de los resultados que se obtenga.

Valor del caudal máximo: El cálculo del Calor latente \dot{Q}_L estará en función de la siguiente ecuación:

$$\dot{Q}_L = \frac{(\dot{m}_2 * h_{vp2})}{4.18} \frac{kcal}{h} \dots \dots (106)$$

Calor Disponible o Ganancia De Calor: Teniendo como referencia las condiciones de generación de vapor flash, se puede determinar los BHP que reporta el calor latente de vaporización del vapor flash a la generación de la misma.

$$\dot{Q}_g = \frac{(\dot{m}_2 * (h_{vp2} - h_{lp2}))}{4.18} \frac{kcal. disponibles}{h} \dots \dots (107)$$

$$BHP_{ganado} = \left(\frac{\dot{Q}_g}{8437 \frac{kcal}{h}} \right) \dots \dots (108)$$

Ahorro de combustible: Tomando como referencia de que se cuenta con un caldero cuya eficiencia se determinó en un inicio. Podemos calcular el ahorro de combustible mediante la siguiente ecuación.

$$F_A = \frac{\dot{m}_2 * (h_{l_{pv}} - h_{l_{pc}})}{\eta_c * P_{CI} * \rho_c * 3.785} \dots \dots \dots (109)$$

Donde:

F_A : Flujo de combustible ahorrado [$\frac{\text{Galon Diesel 2}}{h}$].

η_c : Eficiencia del generador de vapor

P_{CI} : Poder calorífico inferior del Diesel 2 [kJ/kg].

ρ_c : Densidad del combustible Diesel 2 [kg/L].

1 Galón es igual a 3.785 L

3.2.2. REDIMENSIONAMIENTO DE LAS REDES DE VAPOR.

Para el redimensionamiento de la línea de vapor se debe tener en cuenta lo siguiente:

- Temperatura del vapor.
- Presión del vapor.
- Longitud del tramo de tubería recta.
- Número y tipo de accesorios de tubería.
- Pérdida de carga admisible o presión mínima en cola de tubería.
- Cédula y material de tubería.
- Caudal y velocidad del vapor.
- Parámetros de condiciones actuales de las redes.

Se dimensionara la tubería en función de la velocidad teniendo en cuenta la caída de presión en cola de tubería, por lo que los cálculos se basan en el volumen de vapor que se transporta con relación a la sección de la tubería.

Proceso matemático para determinar el diámetro de tubería.

La presión media es la suma de las presiones de caldera o regulada más la requerida por el equipo, luego dividida entre 2.

Una vez obtenida estos datos se procede a calcular el caudal volumétrico mediante la siguiente ecuación.

$$Q_V = \frac{Q_m}{\rho} \quad \dots \quad \dots \quad (110)$$

Donde:

Q_V : Caudal volumetrico [m³/h].

Q_m : Caudal másico [kgv/h].

ρ : Densidad del vapor [kg/m³].

La viscosidad cinemática, dinámica, densidad, volumen específico se determina a la presión media ver (Anexo N° 36).

Mediante la expresión $V = \frac{4Q_V}{\pi D^2}$ se puede determinar el primer diámetro para comenzar una iteración como podemos observar en dicha ecuación se tiene dos incógnitas la velocidad y el diámetro para poder comenzar a iterar, debo restringir la velocidad a 15 m/s para tener menores pérdidas por lo tanto puedo despejar D.

Luego procedo a determinar Reynolds mediante la ecuación 9 para determinar el tipo de flujo, luego se procede a calcular el factor de fricción y la pérdida de carga, viene dada por la fórmula de White –Colebrook y Darcy Weisbach, el procedimiento es la misma del apartado 3.2.1 (B).

El diámetro de tubería se determina mediante la ecuación de White-Colebrook. Para lo cual es necesario realizar las siguientes relaciones para facilitar las iteraciones.

Para facilitar las iteraciones se define las siguientes relaciones de la ecuación 14:

$$D = \left\{ \left[\frac{1}{-2 \log_{10}(c + d) K^{1/2}} \right]^2 \right\}^{1/5}$$

$$e = \frac{4 * Q}{\pi * D * \vartheta} \quad f = \sqrt{K D^5} \quad c = \frac{k}{D * 3.7} \quad d = \frac{2.51}{e * f}$$

Al restringir la velocidad a 15 m/s, tenemos el primer diámetro el cual introducimos en la ecuación y los valores de D y los demás parámetros se van actualizando hasta que se establezca D. Así mismo se debe tener en cuenta la caída de presión permitida en cola y la velocidad en que podemos movernos ver tabla N°2.

Si el diámetro encontrado es no comercial se procede a recalcular con el inmediato superior ver (Diámetros comerciales anexo N° 32).

En el Anexo N° 37 se detalla los datos requeridos para dimensionamiento del diámetro.

- **Para dimensionar el cabecero se debe tener en cuenta lo siguiente.**

Consideraciones:

- Se recomienda velocidades de 5 a 10 m/s.
- Definir la longitud del cabecero teniendo en cuenta la fácil manipulación de válvulas y su mantenimiento.
- Cédula y espesor de tubería capaz de soportar los esfuerzos a la presión de trabajo.
- Flujo de vapor a considerar es el generado a la presión de trabajo por las calderas conectadas al cabezal más el 25 % por seguridad.
Los demás cálculos se realizan de la misma forma que en las redes de vapor.

3.2.3. DIMENSIONAMIENTO DEL ESPESOR ÓPTIMO DEL AISLANTE TÉRMICO.

Los siguientes valores se reemplazaran en las ecuaciones del apartado 2.9.1.

b: Aumento previsible del coste de la energía en 4 %.

i: Interés anual del dinero 12 %.

c: Tasa de inflación anual prevista 4 %.

$n = 20$ años

Para determinar el espesor de aislante óptimo se debe de seguir el siguiente procedimiento.

- (1) e : Espesor de aislamiento [m]: Se evaluara con diferentes espesores.
- (2) \dot{q} : Pérdidas de energía para cada espesor de aislamiento y por unidad de superficie [W/m].
- (3) Valor de pérdidas de energía, a partir de (2).

$$(2) \times E \times Z \quad \frac{S/.}{m^2 \cdot \text{año}}$$

Donde:

$$E: \text{Coste de la energía} \left[\frac{S/.}{W.h} \right]$$

Z : N° de horas de funcionamiento al año [3458 h/año].

- (4) Valor actualizado de las pérdidas para todo el período, a partir de (3).

$$(3) \times \text{Coef. VAN} \quad \frac{S/.}{m}$$

- (5) Incremento del Ahorro entre dos espesores consecutivos, a partir de (4):

$$\text{Valor (4) para espesor } e_i - \text{Valor (4) para espesor } e_{i+1}$$

- (6) I : Incremento De Inversión del aislamiento entre dos espesores consecutivos:

$$I_{i+1} - I_i \quad \frac{S/.}{m}$$

- (7) Diferencias entre (5) y (6)

$$(5) - (6) \quad \frac{S/.}{m}$$

Resulta obvio que la situación óptima (espesor óptimo económico) es precisamente la del equilibrio, es decir, cuando el incremento del ahorro.

Los precios de diferentes espesores de aislante térmico de lana de roca ver Anexo N° 53.

3.2.4. SELECCIÓN DE PURGADORES PARA TRAMPEO.

A. ACCESORIOS EN LA RED DE VAPOR.

- **Válvulas reguladoras de presión:**

Para la selección se debe tener en cuenta los siguientes datos: Caudal, presión de entrada y salida del vapor ver Anexo N° 39.

- **Válvulas de seguridad:**

Cálculo de la presión de tarado de la válvula de seguridad.

$$SVp = \frac{Parp + Bpvr + Ms}{1 - Fd} \quad \dots \quad (111)$$

Donde:

SVp = Presión de tarado de la válvula de seguridad

Parp = Presión de ajuste de la válvula reductora de presión

Bpvr = Banda proporcional de la válvula reductora de presión

Ms = Margen de seguridad

Fd = Factor de descarga

Calcular la capacidad de descarga que debe permitir la válvula de seguridad.

$$\Delta p = P1 - (SVp + 10\%) \quad \dots \quad (112)$$

Para vapor de agua tenemos dos casos:

Si $\Delta p < 0.42 * P1$, entonces

$$Q = 12 * Kv * P1 * \sqrt{\left(1 - 5.67 * \left(0.42 - \left(\frac{\Delta p}{P1}\right)^2\right)\right)} \dots \dots \quad (113)$$

Si $\Delta p > 0.42 * P1$, entonces

$$Q = 12 * Kv * P1 \dots \dots \dots \quad (114)$$

Donde:

Q = Caudal de vapor en [Kg/h].

P1= Presión aguas arriba de la válvula reductora de presión en [Bar].

SVp = Presión de tarado de la válvula de seguridad en [Bar].

ΔP = Presión diferencial a través de la válvula reductora de presión.

Kv = Coeficiente de caudal de la válvula reductora de presión completamente abierta.

Una vez obtenido la presión de tarado y el caudal se procede a seleccionar la válvula de seguridad con Anexo N° 40.

- **Filtros:**

Para la instalación de filtros en tuberías nuevas se recomienda seleccionar filtros con perforaciones de 0.8 a 1.6 mm y con diámetro igual a la conducción de vapor.

- **Separadores de gotas:**

Para la selección de separadores de gotas se debe de conocer la presión de servicio del vapor, caudal másico y la velocidad ver Anexo N° 41.

B. SELECCIÓN DE TRAMPAS DE VAPOR PARA RED DE CONDENSADO Y EQUIPOS.

- ❖ **TRAMPEO DE VAPOR PARA EL CABEZAL DISTRIBUIDOR.**

En primer lugar se debe dimensionar la pierna colectora ver (Anexo N° 43). Para cabezales hasta 100 mm se considera el mismo diámetro que el cabezal. Arriba de 100 mm, se usa la mitad del diámetro del cabezal, pero nunca menos de 100 mm.

En una pierna colectora demasiado pequeña se produce el efecto de “venturi pequeño” donde la caída de presión succiona al condensado fuera de la trampa.

$$C_{RT} = F_S * C_{Calderas} * \#Calderas * Acarreo \dots (115)$$

Donde:

C_{RT} : Capacidad requerida para la trampa [kgv/h].

$C_{Calderas}$: Capacidad de generación de las calderas [kgv/h].

F_S : Factor de seguridad

Factor de seguridad ver (Anexo N° 42) y un Acarreo Anticipado (típicamente 10 -20 %).

La selección se realiza con la capacidad requerida para la trampa y la presión diferencial ver carta de selección Trampa a flotador termostática para vapor (Anexo N°46).

❖ **TRAMPEO DE VAPOR EN LÍNEAS PRINCIPALES DE DISTRIBUCIÓN.**

Las trampas se deben de seleccionar para que descarguen el Condensado. El condensado generado en la línea se determina mediante la siguiente ecuación.

$$C = \frac{A * U * (T_i - T_{\infty}) * E}{h_{fg}} \dots \dots \dots (116)$$

Donde:

C : Condensado en [kg/h].

A : Área exterior de la tubería [m²].

U : kJ/hr.m².°C

T_i : Temperatura del vapor, en [°C].

T_∞ : Temperatura del medio, en [°C].

E : 1 menos la eficiencia del aislamiento del 75 %; $1 - 0.75 = 0.25$

h_{fg} : Calor latente del vapor a la presión de operación en la línea [kJ/kg].

Se recomienda asumir una eficiencia del aislamiento 75 % para seleccionar trampas en las tuberías principales. El valor de U se determina con la diferencia de temperatura de $(T_i - T_\infty)$ y con el diámetro nominal de la tubería de conducción del vapor ver (Anexo N° 49).

La capacidad requerida para la trampa queda expresada mediante la siguiente ecuación.

$$C_{RT} = F_S * C \quad \dots \quad (117)$$

Factor de seguridad ver (Anexo N°47) y un Acarreo Anticipado (típicamente 10 - 20%). Y para seleccionar la longitud y diámetro de la pierna colectora ver (Anexo N° 43).

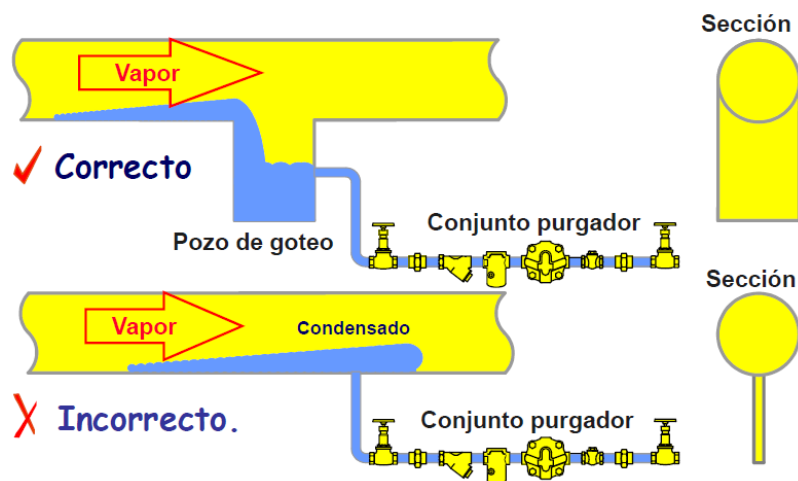


Figura N° 54: Trampeo de Línea de Distribución Principal
Fuente: Spirax Sarco. Distribución de vapor.

❖ TRAMPEO DEL DRENAJE DE SEPARADOR DE GOTA Y FINAL DE LÍNEA.

El factor de seguridad para drenaje en separadores y selección de trampa ver (Anexo N°42 y N° 47). Con la siguiente ecuación se determina la carga requerida por la trampa.

$$C_{RT} = FS * \dot{m}_V * Acarreo \quad \dots \quad (118)$$

Donde:

\dot{m}_V : Flujo másico de vapor en la línea de conducción de vapor [kgv/h].

Se considera un estimado de condensado (típicamente de 10 a 20 %).

Instalación: Conéctense las trampas a la línea de drenaje del separador, a unos 250 a 300 mm debajo del separador.

❖ SELECCIÓN DE TRAMPA DE VAPOR PARA EQUIPOS DE CONSUMO DE LOS SERVICIOS DE CONSUMO.

Para el reemplazo de trampas se debe tener en cuenta lo siguiente:

- Estado de trampa vapor.
- Flujo de vapor vivo descargado por tipo trampa (ver Anexo N° 44).
- Tipo de equipo donde se instalara la trampa.
- Condiciones ambientales.

La ecuación 119 determina la capacidad requerida por la trampa.

$$C_{RT} = \dot{m}_V * FS \quad \dots \quad (119)$$

Donde:

\dot{m}_V : Flujo másico de consumo del equipo a trampear [kgv/hr].

FS : El factor de seguridad a emplear es según el tipo de equipo a trampear ver Anexo N° 47.

3.2.5. AHORRO ENERGÉTICO Y ECONÓMICO EN EL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.

A. GENERADORES DE VAPOR.

El costo de generación de vapor se desarrolla mediante la ecuación 120.

$$CV = \frac{F * PC}{Z * PGV} \dots \dots \dots (120)$$

Donde:

CV: Costo de generación vapor [S. /kgv].

F: Consumo de combustible [Gal/día].

PC: Precio del combustible Diesel 2 ver anexo N° 51 [S/. /Gln].

Z: Horas de Operación del Caldero [h/día].

PGV: Producción de vapor del generador [Kgv/h].

Así mismo cabe indicar que solo opera un caldero por día, un promedio de 10 horas por día durante todo el año. El costo del vapor en unidades de energía se expresa así.

$$CEV = \frac{CGV}{h_2} \dots \dots \dots (121)$$

Donde:

CEV: Costo de Energía Vapor [S/. /kJ].

h₂: Entalpía final del vapor saturado a la presión operación del caldero [KJ/kgv]

El costo de energía expresada en S/./W.h es de la siguiente forma.

$$CEV' = \frac{CEV}{0.000278}$$

El Ahorro de consumo de combustible con la propuesta de mejora se desarrolla mediante la siguiente ecuación.

$$ACGV = CGVSM - CGVCM \quad \dots \quad (122)$$

Donde:

ACGV: Ahorro combustible generación de vapor [Glns. Diesel 2/h].

CGVSM: Consumo generador de vapor sin mejora [Glns. Diesel 2/h].

CGVCM: Consumo generador de vapor con mejora [Glns. Diesel 2/h].

El Ahorro económico anual en generación de vapor es.

$$AEGV = ACGV * PC * Z \quad \dots \quad (123)$$

Donde:

AEGV: Ahorro económico en el generador de vapor [S/. /Año].

Z: Horas de Operación del Caldero [h/Año].

B. LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR, RETORNO DE CONDENSADO Y TANQUES RECOLECTORES.

Para determinar el ahorro energético y económico en las líneas de distribución de vapor y retorno de condensado se sigue la siguiente metodología.

El Ahorro energético se determina mediante la siguiente ecuación.

$$\dot{q}_{mejorado} = \dot{q}_{pérdidas \text{ aislamiento actual}} - \dot{q}_{pérdidas \text{ aislamiento propuesto}} \quad \dots \quad (124)$$

Donde:

q_{mejorado}: Ahorro energético en líneas de distribución de vapor y retorno de condensado [W/m].

El costo económico por pérdidas de calor en líneas de distribución actual sin mejora se desarrolla mediante la siguiente ecuación.

$$PEAA = \dot{q}_{pérdidas \text{ aislamiento actual}} * CEV' * Z * L \quad \dots \quad (125)$$

Donde:

PEAA: Pérdida económica con aislamiento actual [S/. /Año].

CEV': Costo de Energía Vapor sin mejora [S/. /W.h].

Z: Hora de trabajo por centros de consumo de vapor [h/año].

L: Longitud de tubería [m].

El Ahorro económico con propuesta de mejora.

$$AEPA = PEAA - PEPA \dots \dots (126)$$

Donde:

AEPA: Ahorro económico con propuesta aislamiento [S/. /Año].

PEPA: Pérdida económica con propuesta aislamiento [S/. /Año].

PEPA se desarrolla de la misma forma que *PEAA* con la única diferencia que se evalúa con *CEV'* calculada con propuesta de mejora.

C. PÉRDIDA ECONÓMICA POR FUGA DE VAPOR.

La pérdida económica se desarrolla mediante la siguiente ecuación.

$$AEPM = W_{vf} * CV \dots \dots \dots (127)$$

Donde:

AEPM: Ahorro económico con propuesta de mejora [S/. /Año].

W_{vf}: Flujo de vapor fugado sin propuesta [kgv /Año].

D. AHORRO ECONÓMICO POR CAMBIO DE TRAMPAS DE VAPOR.

El reemplazo de trampas de vapor en mal estado representara el ahorro económico.

El Ahorro económico se desarrolla mediante la siguiente ecuación.

$$AETV = W_{vf} * CEV * Z \dots \dots \dots (128)$$

Donde:

$AETV$: Ahorro económico por sustitución Trampas Vapor [S/. /Año].

W_{vf} : Flujo de vapor fugado sin cambio trampas [kgv /h].

CEV : Costo de Energía del Vapor [S/. /kJ].

Z : Horas de operación [h/año].

E. COSTOS ENERGÉTICOS EN CENTROS DE SERVICIO DE CONSUMO DE VAPOR.

Para calcular el costo energético por centro de servicio del Hospital Regional usaremos la siguiente ecuación.

$$CE = ICV * IEE \dots \dots \dots (129)$$

Donde:

CE : Costo energético [S./mes].

ICV : Indicador de consumo de vapor [Tonv/mes].

IEE : Indicador económico energético [S./Tonv].

Para determinar el indicador económico por kilogramo de ropa lavada usaremos la siguiente ecuación.

$$\frac{\dot{m}_{VL}}{M_{Ropa}} * CGV \left[\frac{S/.}{kg.Ropa} \right] \dots \dots \dots (130)$$

Para determinar los indicadores económicos en los demás centros de consumo de vapor se procederá de la misma forma.

F. AHORRO ECONÓMICO POR RECUPERACIÓN DE VAPOR FLASH.

Se determina el ahorro económico por recuperación de vapor flash.

$$AE = FA * PC * Z \dots \dots \dots (131)$$

Donde: $AEVF$: Ahorro económico por recuperación de vapor flash [S/. /año].

CAPITULO IV



RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. EVALUACIÓN ACTUAL DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR Y PROCESOS ENERGÉTICOS DEL HOSPITAL REGIONAL.

4.1.1. BALANCE DE ENERGÍA EN LOS GENERADORES DE VAPOR Y EQUIPOS.

A. BALANCE DE ENERGÍA EN GENERADORES DE VAPOR:

El balance de energía actual de los Generadores de vapor del Hospital Regional se realizó utilizando las ecuaciones descritas en el apartado 3.2.1. (A). Los resultados obtenidos a la salida de la chimenea con el analizador de gases ver tabla N° 6.

Tabla N° 6: Resultados obtenidos en el Análisis de Gases.

Parámetro	Caldera de 50 BHP	Caldera de 70 BHP
CO ₂ (%)	15.37	9.09
CO (%)	0.04	0.03
O ₂ (%)	9.8	9
N ₂ (%)	75	82
Exceso de Aire (%)	35	75
T° de Gases de la Chimenea °C	270	214
T° ambiente °C	27	27

Fuente: Elaboración propia

De la tabla N° 6, se observa una elevada temperatura en gases de la chimenea del Caldero de 50 BHP, el cual implica mayor consumo de combustible.

Los resultados de Balance de Energía en los generadores de vapor se presentan en la tabla N°7.

Tabla N° 7: Resultados del balance de energía en Calderas.

Descripción	Caldero 70 BHP [%]	Caldero 50 BHP [%]
Pérdida por entalpia de los gases escape secos [P ₁]	9.98	7.90
Pérdida por entalpia de vapor de agua en gases [P ₂]	1.40	1.80
Pérdida por inquemados gaseosos [P ₃]	0.20	0.17
Pérdida por inquemados sólidos [P ₄]	0.79	2.00
Pérdida por convección [P ₅]	2.52	4.24
Pérdida por radiación [P ₆]	2.47	4.71
Eficiencia [η]	82.4	79.2

Fuente: Elaboración Propia.

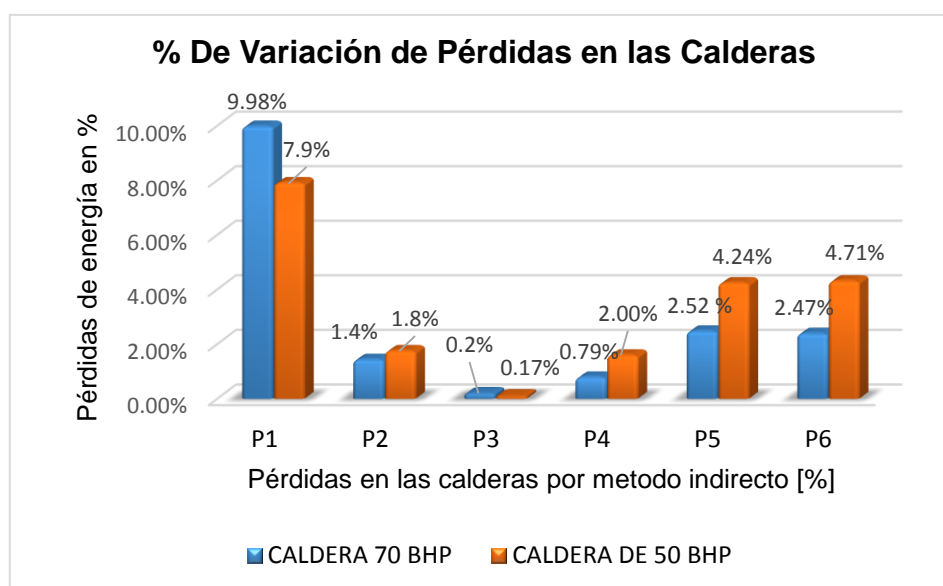


Figura N° 55: Variación de las pérdidas de energía en las calderas.

Fuente: Elaboración Propia.

Los resultados de indicadores energéticos de los generadores de vapor se resumen en la tabla N° 8.

Tabla N° 8: Indicadores Energéticos en los generadores.

Descripción	Caldero 50 BHP	Caldero 70 BHP	Unidad
Consumo combustible	10.3	11.02	Galón. Comb/h
Potencia real	33	37	BHP
Factor de carga	0.7	0.53	
Producción de vapor	462.2	513.0	kgv/hr
Indicadores Energéticos	13.70	14.15	Kgv/kg.Comb.
	0.073	0.071	kg. Comb/kgv
	22.19	21.48	Galón. Comb/tonv
	45.06	46.55	Kgv/Galón. Comb.

Fuente: Elaboración Propia

B. BALANCE DE ENERGÍA EN EQUIPOS DE CONSUMO DE VAPOR.

La determinación del consumo de vapor e indicadores térmicos en los servicios de consumo de vapor se realizaron mediante la metodología descrita en el apartado 3.2.1. (B). Los resultados se detallan en la tabla N° 9, 10 y N° 11.

❖ **SERVICIO DE LAVANDERÍA.**

Tabla N° 9: Índice de consumo en Lavadoras.

Generador	Equipo	Modelo	Kgv/h	Kg.Comb/ kg.Ropa	Kgv/kg. Ropa	Tonv/mes
Caldero 70 BHP	Lavadoras	42026Q4J AAK	47	0.0123	0.174	1.02
		LRI-30	28	0.0117	0.166	0.58
		LRI-15	19.0	0.0119	0.169	0.20
Caldero 50 BHP		42026Q4J AAK	47	0.0127	0.174	1.02
		LRI-30	28	0.0121	0.166	0.58
		LRI-15	19.0	0.0123	0.169	0.20

Fuente: Elaboración Propia.

El consumo estimado de vapor mensual por las Lavadoras es de 1.8 Tonv/mes.

Tabla N° 10: Índice de consumo en Secadoras

Generador	Equipo	Modelo	kgv/h	Kg.comb/ kg.Ropa	Kgv/kg. Ropa	Tonv/mes
Caldero 50 BHP	Secadoras	SF-85	121.0	0.122	1.73	12.58
		SV-50	96.0	0.081	1.14	8.32
Caldero 70 BHP		SF-85	121.0	0.126	1.73	12.52
		SV-50	96.0	0.083	1.14	8.32

Fuente: Elaboración Propia

De la tabla N° 10 se observa que el consumo de vapor estimado en secadoras de ropa es de 20.9 Tonv/mes.

Tabla N° 11: Resultados del Balance de energía en Calandria.

Calores que Intervienen en La Calandria	Valor [KJ/h]
Calor necesario para la evaporación	103819.84
Calor Perdido por Convección	4519.74
Calor Perdido por Radiación	3710.92
Consumo de Vapor [kgv/h]	70.49

Fuente: Elaboración Propia.

❖ **SERVICIO DE NUTRICIÓN.**

Tabla N° 12: Resultados de índice de consumo en Marmitas.

Generador	Equipos	Código	Kgv/h	Kg.comb/kg. Sustancia	Kgv/kg. Sustancia	Tonv/mes
Caldera de 50 BHP	Marmitas	HR-MAV-01	36	0.0108	0.1480	3.24
		HR-MATV-01	66	0.0107	0.1467	5.94
Caldera de 70 BHP		HR-MAV-01	36	0.0105	0.1480	3.24
		HR-MATV-01	66	0.0104	0.1467	5.94

Fuente: Elaboración Propia

Los índices de consumo de vapor y combustible de las Marmitas con código HR-MAV-02, HR-MAV-03, HR-MAV-04 son los mismos que los índices de Marmitas HR-MAV01. Debido a que se ha considerado a cocer la misma sustancia a cocer (leche).misma

El consumo promedio mensual en el servicio de cocina es de 18.9 Tonv/mes, funcionando todas las marmitas a la vez

❖ **SERVICIO DE ESTERILIZACIÓN.**

Los resultados del balance de energía en la autoclave resumen en la tabla N°13.

Tabla N°13: Resultados del Balance de energía en Autoclave.

Equipo	Modelo	Calores que Intervienen en el Autoclave	Valor [KJ/h]
Autoclave 580 Lt	58020-SP-1H-ND-AC	Calor perdido en el casco	716.75
		Calor perdido en la tapa torisférica	237.00
		Calor necesario para esterilizar	39168.00
		Calor necesario para calentar el acero del autoclave	64636.56
		Consumo de Vapor [kgv/h]	47.58

Fuente: Elaboración Propia.

El consumo promedio mensual de vapor en central de esterilización es de 8.86 Tonv/mes

4.1.2. EVALUACIÓN DE LAS REDES DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR Y RETORNO DE CONDENSASO.

A. DETERMINACIÓN DE LA PÉRDIDA DE CARGA ACTUAL EN REDES DE VAPOR.

La pérdida de carga en las líneas de distribución de vapor. Se determina mediante la metodología del apartado 3.2.1 (B).

Tabla N° 14: Parámetros actuales en redes principales de vapor.

Descripción	Centros de Servicio					Unidad
	Caldera- Cabecero	Cabecero - Lavandería	Cabecero - Cocina	Cabecero - Esterilización		
Material Tubería	Acero al carbono Schedule 80					
Diámetro interior [D _i]	0.0588	0.0492	0.0588	0.0588		m
Flujo másico [Q _m]	513.0	556.0	336.0	279.7		kgv/h
Densidad del vapor [ρ]	4.12	4.10	1.15	2.40		kg/m ³
Caudal volumétrico [Q _v]	124.6	135.6	291.2	116.7		m ³ /h
Velocidad del fluido [V]	12.78	19.79	29.60	12.01		m/s
Longitud tubería recta [L]	22.0	50.0	100.0	148.0		m
Longitud accesorios [L _A]	34.0	30.1	59.2	65.7		m
Longitud Total [L _T]	56.0	80.1	159.2	213.7		m
Presión de trabajo [P]	6.9	6.87	1.034	3.4		Barg
Viscosidad cinemática [ν]	3.57E-06	3.58E-06	1.13E-05	5.86E-06		m ² /s
Rugosidad relativa [ε /D _i]	5.43E-03	8.13E-03	6.80E-03	6.80E-03		
Coefficiente de fricción [f]	3.38E-02	3.56E-02	3.39E-02	3.41E-02		
Pérdida de carga [h _f]	0.1	0.466	0.464	0.275		Bar

Fuente: Elaboración Propia

B. DETERMINACIÓN DE LA PÉRDIDA DE CALOR EN LAS LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR Y RETORNO DE CONDENSADO.

Los cálculos se realizaron utilizando la metodología de apartado 3.2.1 (B).

Tabla N° 15: Pérdidas de Calor en Tuberías Principales de Distribución de vapor sin Aislamiento.

Líneas de Distribución de Vapor	Tramo	DN [Pulg.]	Temperatura superficial medida		Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y Radiación		Coeficiente Global de transferencia de Calor	Pérdida de Calor
			Ts [°C]	Ts [°K]	Tp [°C]	Tp [°K]	Reb	Nub	hc [w/m2.°K]	hr [w/m2.°K]		
			U [W/m2.°K]	U [W/m2.°K]	q/L [W/m]							
Cocina	A - P	2 1/2	101.50	374.65	63.75	336.90	7806.55	46.64	18.53	7.48	32.08	558.80
Lavandería	A2 - D'	2	138.43	411.58	82.21	355.36	5891.87	39.99	19.89	8.86	35.12	760.20
Esterilización	A1 - M	2 1/2	123.08	396.23	74.54	347.69	7415.73	45.30	18.62	8.25	33.23	705.99

Tabla N° 16: Pérdidas de Calor en Tuberías Principales de Distribución de vapor con Aislamiento.

Líneas de Distribución de Vapor	Tramo	DN [Pulg.]	Temperatura superficial del aislamiento Calculada		Temperatura del recubrimiento de chapa de aluminio calculada	Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y radiación		Coeficiente Global de transferencia de Calor	Pérdida de calor
			Ts [°C]	Ts [°K]		Reb	Nub	hc [w/m2.°K]	hr [w/m2.°K]				
			U [W/m2.°K]	U [W/m2.°K]	q/L [W/m]								
Cocina	A - P	2 1/2	30.446	303.596	29.219	28.223	301.373	19911.639	78.974	13.828	0.311	1.663	29.268
Lavandería	A2 - D'	2	32.014	305.164	30.991	29.007	302.157	18457.930	75.640	13.899	0.312	1.749	37.882
Esterilización	A1 - M	2 1/2	31.295	304.445	29.865	28.648	301.798	20158.455	79.583	13.419	0.311	1.660	35.383

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 17: Pérdida de Calor en Ramales de Distribución de Vapor sin Aislamiento

Ramales de Distribución de Vapor	Tramo	DN [Pulg.]	Temperatura superficial medida		Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y Radiación		Coeficiente Global de transferencia de Calor U [W/m ² .°K]	Pérdida de Calor q/L [W/m]
			Ts [°C]	Ts [°K]	Tp [°C]	Tp [°K]	RaD	NuD	hc [w/m ² .°K]	hr [w/m ² .°K]		
Cocina	Q1 - M1	3/4	99.00	372.15	62.50	335.65	7.52E+04	7.21	7.83	7.37	21.50	120.97
	Q2 - M2	3/4	99.00	372.15	62.50	335.65	7.52E+04	7.21	7.83	7.37	21.50	120.97
	Q4 - M4	3/4	99.00	372.15	62.50	335.65	7.52E+04	7.21	7.83	7.37	21.50	120.97
	Q5 - M5	3/4	99.00	372.15	62.50	335.65	7.52E+04	7.21	7.83	7.37	21.50	120.97
	Q3 - M3	1 1/2	99.00	372.15	62.50	335.65	4.441E+05	11.59	6.96	7.37	18.12	206.08
Lavandería	S1 - S3	1	131.93	405.08	78.96	352.11	1.72E+05	8.97	8.05	8.60	22.84	244.20
	S1 - S4	3/4	131.93	405.08	78.96	352.11	8.81E+04	7.51	8.44	8.60	24.10	199.78
	G' - G1	1	130.68	403.83	78.34	351.49	1.72E+05	8.96	8.05	8.55	22.76	243.41
	G1 - L1	3/4	130.68	403.83	78.34	351.49	8.79E+04	7.51	10.55	8.55	27.01	223.95
	G1 - L'	3/4	130.68	403.83	78.34	351.49	8.79E+04	7.51	10.55	8.55	27.01	223.95
	L' - L2	1/2	130.68	403.83	78.34	351.49	4.49E+04	6.32	8.88	8.12	26.11	159.29
	L' - L3	1/2	130.68	403.83	78.34	351.49	4.49E+04	6.32	8.88	8.12	26.11	159.29
	N1 - E1	1/2	118.17	391.32	72.09	345.24	4.27E+04	6.24	8.77	8.06	25.87	129.61
	N2 - E2	1/2	118.17	391.32	72.09	345.24	4.27E+04	6.24	8.77	8.06	25.87	129.61
	N3 - E3	1/2	118.17	391.32	72.09	345.24	4.27E+04	6.24	8.77	8.06	25.87	129.61
Esterilización	N4 - E4	1/2	118.17	391.32	72.09	345.24	4.27E+04	6.24	8.77	8.06	25.87	129.61
	N5 - E5	1/2	118.17	391.32	72.09	345.24	4.27E+04	6.24	8.77	8.06	25.87	129.61

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 18: Pérdida de Calor en Tuberías Principales de Distribución sin Aislamiento en Interior de Edificio.

Líneas de Distribución de Vapor	Tramo	DN [Pulg.]	Temperatura superficial del aislamiento Calculada		Temperatura del recubrimiento de chapa de aluminio calculada	Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y radiación		Coeficiente Global de transferencia de Calor	Pérdida de calor de calor
			Ts [°C]	Ts [°K]		Tp [°C]	Tp [°K]	RaD	NuD	hc [w/m2.°K]	hr [w/m2.°K]		
Cocina	P - R	2 1/2	39.130	312.280	36.31	32.565	305.715	3.70E+06	21.099	3.694	0.322	1.493	26.288
Lavandería	D' - F'	2	43.402	316.552	41.26	34.701	307.851	3.66E+06	21.040	4.014	0.325	1.594	34.532
Esterilización	M - N'	2 1/2	41.180	314.330	38.12	33.590	306.740	4.202E+06	21.897	3.834	0.325	1.501	31.979

Tabla N° 19: Pérdida de Calor en Ramales de Distribución con Aislamiento.

Líneas de Distribución de Vapor	Tramo	DN [Pulg.]	Temperatura superficial del aislamiento Calculada		Temperatura del recubrimiento de chapa de aluminio calculada	Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y radiación		Coeficiente Global de transferencia de Calor	Pérdida de calor de calor
			Ts [°C]	Ts [°K]		Tp [°C]	Tp [°K]	RaD	NuD	hc [w/m2.°K]	hr [w/m2.°K]		
Cocina	Q3 - M3	1 1/2	43.299	316.449	39.42	34.649	307.799	1371610.639	15.880	4.311	0.331	2.278	25.899
Lavandería	S' - S1	1	48.658	321.808	45.74	37.329	310.479	1423793.421	16.049	4.641	0.339	2.476	35.347
	F - F1	3/4	46.303	319.453	43.25	36.151	309.301	7.543E+05	13.4243	4.654632	0.33558	3.22087513	26.7032

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 20 Pérdida de Calor en Generadores y Tanque de Condensados sin Aislamiento

Generadores de vapor y Tanques de Condensado	Diámetro Exterior [m]	Temperatura superficial medida		Temperatura Película		Números Adimensionales		Calor perdido por convección y Radiación		Pérdida de Calor
		Ts [°C]	Ts [°K]	Tp [°C]	Tp [°K]	Ra _D	Nu _D	q'conv [w/m]	q'rad [w/m]	
Caldero 50 BHP	1.16	44.88	318.03	35.44	308.59	2.36E+09	151.64	242.78	160.37	403.14
Caldero 70 BHP	1.50	32.33	305.48	29.16	302.31	1.53E+09	132.39	68.40	60.93	129.33
Tanque condensado 1	1.20	80.70	353.85	53.35	326.50	1.72E+09	137.11	659.68	927.54	1587.21
Tanque condensado 2	0.80	55.78	328.93	40.89	314.04	3.79E+09	176.39	445.61	670.94	1116.55

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 21: Pérdida en Cabecero Distribuidor de Vapor sin Aislamiento

Distribuidor de Vapor	DN [Pulg.]	Temperatura superficial medida		Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección	Calor perdido por convección y Radiación		Pérdida de calor
		Ts [°C]	Ts [°K]	Tp [°C]	Tp [°K]	Ra _D	Nu _D		q'conv [w/m]	q'rad [w/m]	
Cabezal	6	149	422	86.25	359.25	2.271E+07	35.990	6.629	422.354	585.492	1007.846

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 22: Pérdida de Calor en Cabecero con Aislamiento.

Distribuidor de Vapor	DN [Pulg.]	Temperatura superficial del aislamiento Calculada		Temperatura Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y radiación		Coeficiente Global de transferencia de Calor	Pérdida de calor de calor
		Ts [°C]	Ts [°K]	Tp [°C]	Tp [°K]	Rab	Nu _b	h _c [w/m2.°K]	h _r [w/m2.°K]		
Cabecero	6	32	304.737	28.793	301.943	9.52E+06	27.832	2.685	0.312	9.239	60.321

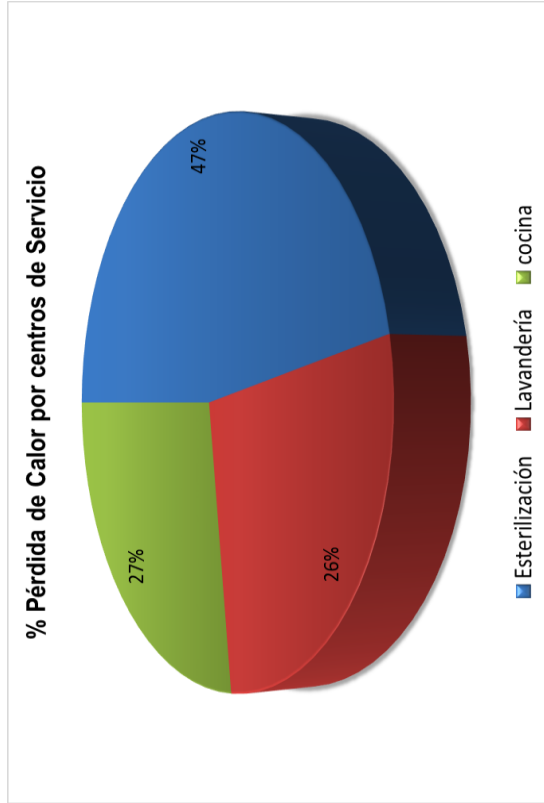


Figura N° 56: Porcentaje de Pérdidas de calor por centros de Servicio del Hospital Regional.

Fuente: Elaboración Propia.

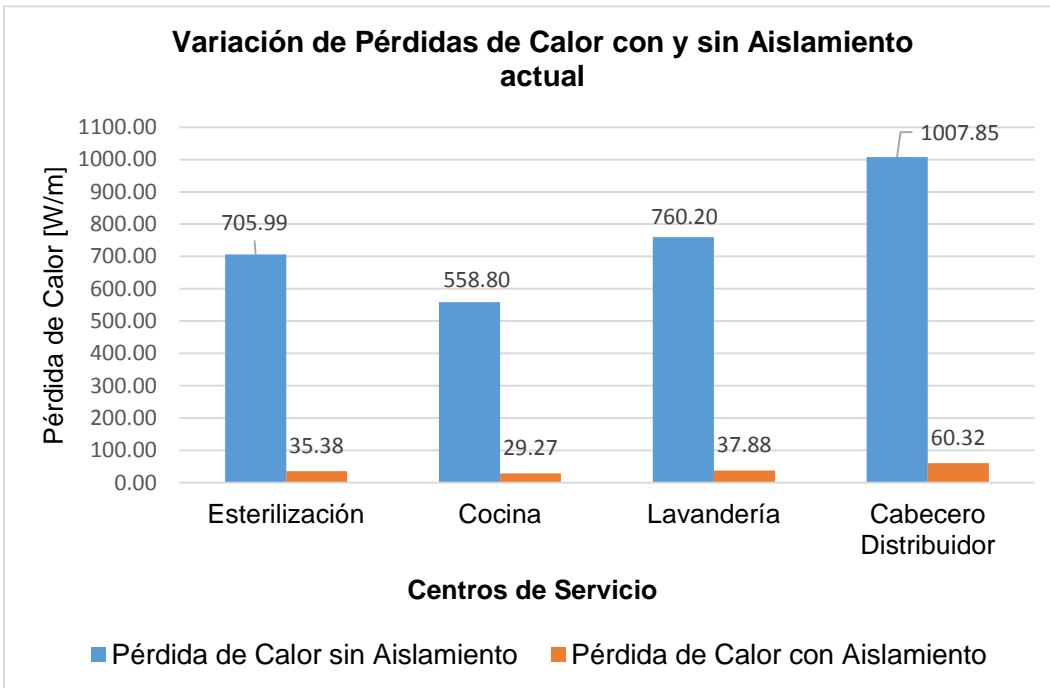


Figura N° 57: Variación de pérdidas de calor con y sin Aislamiento Actual

Fuente: Elaboración Propia

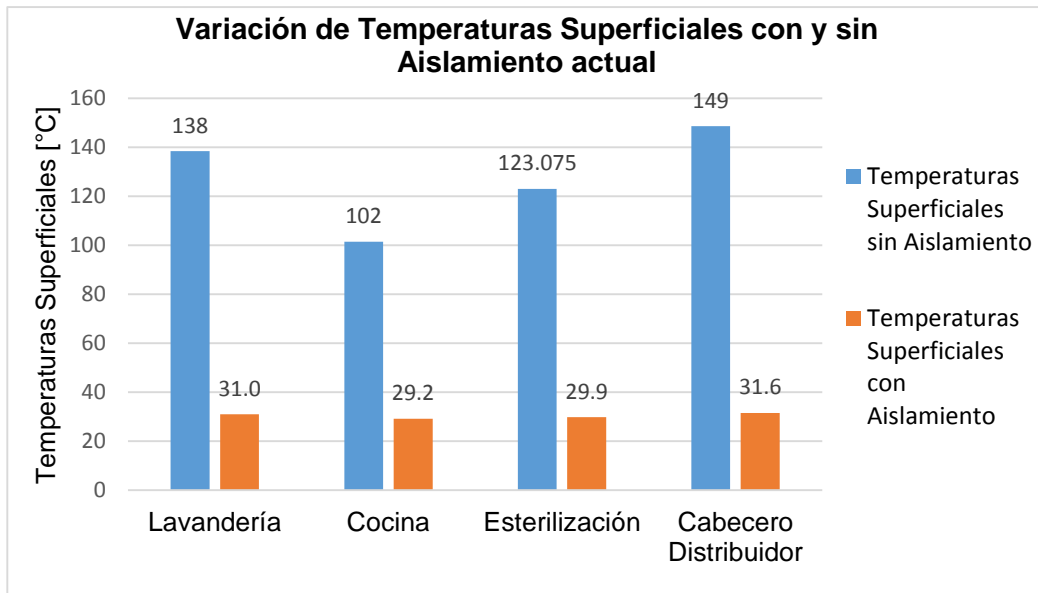


Figura N° 58: Variación de Temperaturas Superficiales con y sin Aislamiento.

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 23: Pérdida de Calor en Tuberías Principales de Retorno de Condensado sin Aislamiento

Línea de Retorno de Condensado	Diámetro Nominal DN [Pulg.]	Temperatura superficial medida		Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y Radiación		Coeficiente Global de Transferencia de Calor U [W/m ² .°K]	Pérdida de Calor q/L [W/m]
		Ts [°C]	Ts [°K]	Tp [°C]	Tp [°K]	Re _D	Nu _D	h _c [W/m ² .°K]	h _r [W/m ² .°K]		
* Lavandería	1 1/4	112	384.75	68.80	341.95	4.40E+03	34.27	23.90	7.82	38.08	205.07
Cocina	1	71	344.05	48.45	321.6	3.88E+03	32.12	26.83	6.44	41.61	215.91
Esterilización	1 1/2	96.2	369.33	61.09	334.24	5.25E+03	37.64	22.47	7.27	35.05	365.51

Tabla N° 24: Pérdida de Calor en Tuberías Principales de Retorno de Condensado con Aislamiento

Línea de Retorno de Condensado	Diámetro Nominal DN [Pulg]	Temperatura superficial del Aislamiento Calculada		Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y Radiación		Coeficiente Global de Transferencia de Calor U [W/m ² .°K]	Pérdida de Calor q/L [W/m]
		Ts [°C]	Ts [°K]	Tp [°C]	Tp [°K]	Re _D	Nu _D	h _c [W/m ² .°K]	h _r [W/m ² .°K]		
* Lavandería	1 1/4	36.83	309.98	31.41	304.56	9.98E+05	14.52	4.17	0.327	2.25	23.69
Cocina	1	28.56	301.71	27.28	300.43	1.12E+04	56.90	17.71	0.307	1.93	15.34
Esterilización	1 1/2	29.96	303.11	27.98	301.13	1.31E+04	62.14	16.48	0.309	2.46	25.63

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 25: Pérdida de Calor en Ramales de Retorno de Condensado sin Aislamiento

Ramales Retorno de Condensado	Tramo	Diámetro Nominal		Temperatura superficial medida		Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y Radiación		Coeficiente Global de transferencia de Calor	Pérdida de Calor
		DN [Pulg]		Ts [°C]	Ts [°K]	Tp [°C]	Tp [°K]	RaD	NuDb	hc [W/m2.°K]	hr [W/m2.°K]		
Lavandería	e1 - e2	1		115	389	71	344	1.62E+05	8.81	7.80	7.97	19.74	164.19
	e1 - e4	3/4		120	393	73	346	8.39E+04	7.42	8.27	8.14	20.88	142.82
Cocina	m5 - n5	3/4		76	349	51	324	6.01E+04	6.81	7.17	6.60	17.54	75.13
	m4 - n4	3/4		76	349	51	324	6.01E+04	6.81	7.17	6.60	17.54	75.13
	n6 - n3	1/2		76	349	51	324	3.08E+04	5.75	7.57	6.60	19.13	47.59
	m2 - n2	3/4		76	349	51	324	6.01E+04	6.81	7.17	6.60	17.54	75.13
	m1 - n1	3/4		76	349	51	324	6.01E+04	6.81	7.17	6.60	17.54	75.13
Esterilización	w - x1	1/2		102	375	64	337	3.91E+04	6.10	8.31	7.49	21.32	91.32
	w1 - x2	1/2		102	375	64	337	3.91E+04	6.10	8.31	7.49	21.32	91.32
	w2 - x3	1/2		102	375	64	337	3.91E+04	6.10	8.31	7.49	21.32	91.32
	w3 - x4	1/2		102	375	64	337	3.91E+04	6.10	8.31	7.49	21.32	91.32
	w4 - x5	1/2		102	375	64	337	3.91E+04	6.10	8.31	7.49	21.32	91.32

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 26: Pérdida de Calor en Ramales de Retorno de Condensado con Aislamiento.

Ramales de Retorno de Condensado	Tramo	DN [Pulg]	Temperatura superficial Calculada		Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y Radiación		Coeficiente Global de Transferencia de Calor U [W/m ² .°K]	Pérdida de Calor q/L [W/m]
			Ts [°C]	Ts [°K]	Tp [°C]	Tp [°K]	Rab	Nub	hc [W/m ² .°K]	hr [W/m ² .°K]		
Lavandería	e - e1	1	38.9	312.1	32.5	305.61	7.02E+05	13.16	4.16	0.325	2.56	21.19
	f - g	3/4	38.4	311.6	32.2	305.35	5.21E+05	12.12	4.158	0.324	2.85	19.49
Cocina	m3 - n6	1	38.0	311.1	32.0	305.13	4.18E+05	11.40	4.08	0.322	2.80	15.26

Fuente: Elaboración Propia.

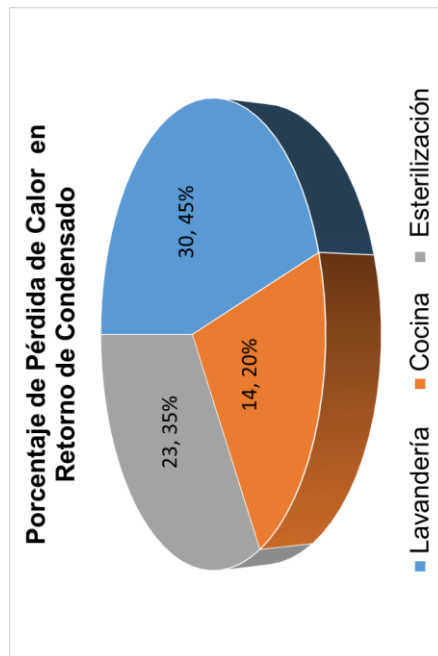


Figura N° 59: Porcentaje de Pérdida de Calor en Tuberías Principales de Retorno de condensado.

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 27: Pérdidas de Calor con y sin Aislamiento Red de vapor Flash.

Red de Vapor Flash	Tramo	Diámetro Nominal	Temperatura Superficial		Número Adimensional	Coeficiente Global de Transferencia de Calor	Pérdida de Calor
			Medida	Calculada			
		[Pulg]	Ts [°C]		Re _D	U [W/m ² .°K]	q/L [W/m]
Sin Aislamiento	c - a	1 1/4	111.60		4402.55	38.08	400.86
Con Aislamiento				31.74	12185.70	2.68	28.18

Fuente: Elaboración Propia.

C. DETERMINACIÓN DE LA EFICIENCIA DEL AISLAMIENTO Y CARGA DE CONDENSADO EN LAS LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.

Se desarrollaron mediante la metodología del apartado 3.2.1 (B).

Tabla N° 28: Eficiencia del aislamiento en las redes.

Centros de servicio de Distribución de vapor	Diámetro Nominal	Eficiencia de Aislamiento	Diámetro Nominal	Eficiencia de Aislamiento
	Red de vapor		Red de condensado	
	[Pulg]	%	[Pulg]	%
Lavandería	2	94.03	1 1/4	88.45
Cocina	2 1/2	94.15	1	92.89
Esterilización	2 1/2	94.32	1 1/2	92.99

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 29: Carga de condensado en tuberías principales de vapor.

Centro de Servicio	Diámetro Nominal	Pérdida de Calor sin Aislamiento	Pérdida de Calor con Aislamiento	Presión de Trabajo	Calor Latente	Carga de Condensado	
						Sin Aislamiento	Con Aislamiento
	[Pulg]	[W/m]	[W/m]	[Psig]	[kJ/kg]	[kgc/h.m]	[Kgc/h.m]
Lavandería	2	760.199	37.882	100	2052.17	1.333	0.07
Cocina	2 1/2	558.802	29.268	50	2185.94	0.920	0.05
Esterilización	2 1/2	705.995	35	15	2125.32	1.196	0.06

Fuente: Elaboración Propia

D. DETERMINACIÓN DE ESFUERZOS TÉRMICO Y MECÁNICO EN LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.

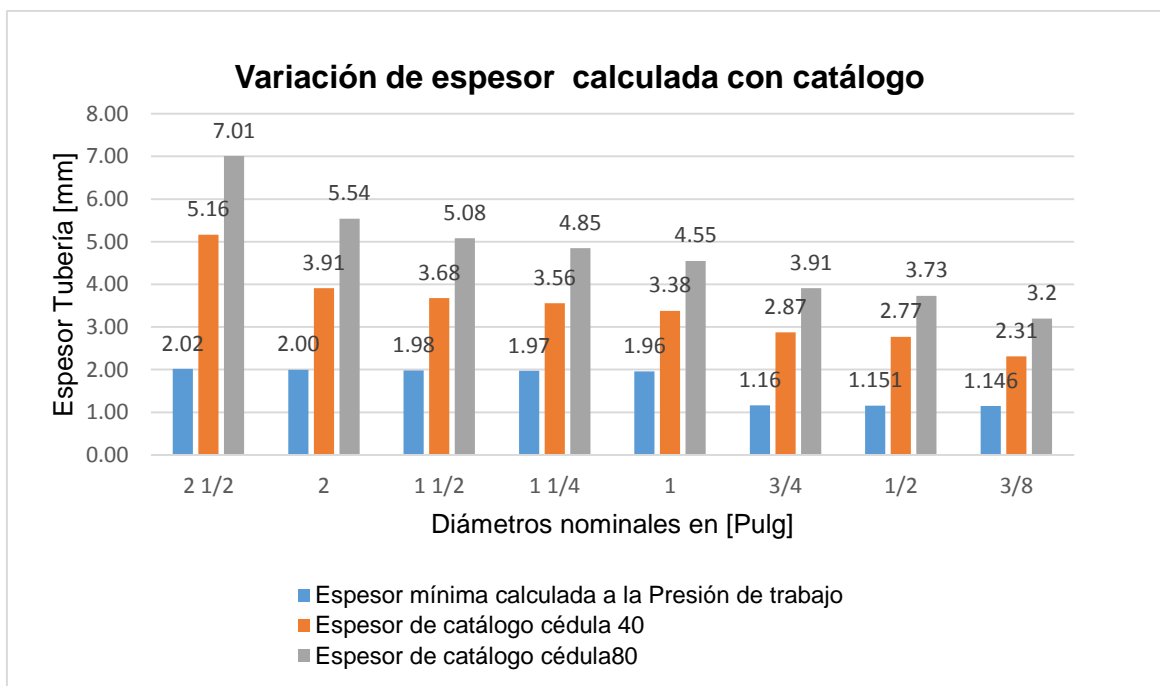


Figura N° 60: Variación de espesor calcula vs con catálogo.

Fuente: Elaboración Propia.

La determinación del espesor mínimo de pared de tubería se desarrolló mediante la metodología del apartado 3.2.1 (B).

Tabla N° 30: Esfuerzos mecánicos en Líneas Principales de distribución

Línea de Distribución Vapor	Tramo	Longitud Tubería	Dilatación térmica unitaria	Dilatación axial Δ	Fuerza asociada a la tensión	Tensión en tubería	Se recomienda 70 % σ_{ROT} del Material	Cuenta con Compensador
		[m]	[mm/m]	[mm]	[Kg]	[Kg/mm ²]	[Kg/mm ²]	
Lavandería	B2 - Cx	22.8	1.86	42.36	68623.7	36.02	29.05	No
Cocina	B - C	22	1.26	27.71	73395.2	26.86		Si
	D - G	20	1.26	25.19	73395.2	26.86		No
	G - P	30.5	1.26	38.41	73395.2	26.86		No
Esterilización	B1 -Cy	22.5	1.59	35.88	58909.2	30.9		Si
	C1 - H	48	1.59	76.55	58909.2	30.9		Si

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 31: Esfuerzos mecánicos en brazos Líneas Principales

Línea de Distribución Vapor	Tramo	Longitud Brazo [m]		Alargamiento de la tubería [mm]		Tensiones que se generarán en cada brazo [Kg/mm ²]		Longitud mínima necesaria [m]	
		L1	L2	$\Delta 1$	$\Delta 2$	L1	L2	L1	L2
Lavandería	Cx-D'-F'	6	16.5	11.15	30.65	1.49	0.07	2.26	1.36
Esterilización	H-I-J	11.00	4.7	17.54	7.50	0.13	1.69	1.23	1.88
	I-J-K	4.70	6.00	7.50	9.57	0.92	0.44	1.39	1.23
	J-K-L	6.00	5.00	9.57	7.97	0.47	0.81	1.27	1.39
	K-L-M	5	16	7.974	25.52	2.17	0.07	2.27	1.27

Fuente: Elaboración Propia

De la tabla N° 30 se observa que existen tramos en Lavandería y Cocina que requieren de compensadores de dilatación.

E. DETERMINACIÓN DE PÉRDIDAS CALOR EN TRAMPAS Y FUGA EN LAS LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR Y RETORNO DE CONDENSADO.

La determinación de pérdidas de vapor por fugas de vapor se realizó mediante la metodología del apartado 3.2.1. (B) y mediante el anexo N° 36. Los resultados se resumen en la tabla N° 32.

Tabla N° 32: Resultados de pérdidas de fuga en redes de vapor.

Ubicación de Fuga de vapor	Accesorios	Flujo de vapor fugado [kg/h]	Flujo Total de vapor fugado [kg/h]
Estación reguladora	Brida	0.283	0.850
	Valvulas	0.283	0.567
	Tuberías	x	x
Cabecero	Brida	0.126	0.126
	Valvulas	0.126	0.756
	Tuberías	x	x
Lavanderia	Brida	x	x
	Valvulas	0.283	0.283
	Tuberías	x	x
Cocina	Brida	0.084	0.084
	Valvulas	0.234	0.234
	Tuberías	x	x
	Union universal	0.084	0.169
Esterilización	Brida	x	x
	Valvulas	0.430	0.430
	Tuberías	x	x

Fuente: Elaboración Propia

La inspección de trampas de vapor se desarrolló mediante la metodología del apartado 3.2.1 (C). Los resultados se resumen en anexo N° 45.

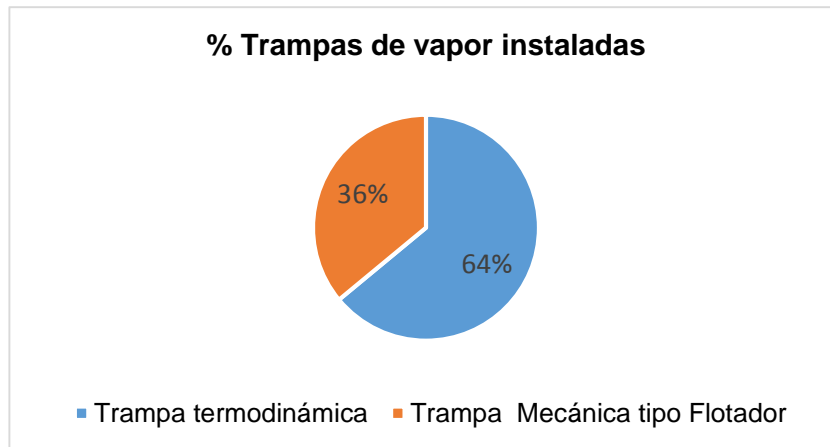


Figura N° 61: Porcentaje por tipo de Trampas instaladas.

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 33: Fuga de vapor vivo en trampas termodinámicas.

Ubicación	Trampa termodinámica	Fuga de vapor en Trampa Nueva por Und.	Total de vapor fugado	Calor perdido por fuga
	[Und]	[kgv/h]	[kgv/h]	[kJ/h]
Cabecero	1	3	3	7,430.61
E. reguladora	2	3	6	14,861.22
Lavandería	5	3	15	37,153.05
Cocina	1	3	3	7,247.61
Esterilización	7	3	21	51,426.27
Total Calor perdido por fuga				118,118.76

Fuente: Elaboración Propia.

De la tabla N° 33 se observa que las pérdidas de calor por trampas termodinámicas es representativa por lo que se debe limitar al mínimo su uso.

Tabla N° 34: Pérdida de Calor en Trampas en malas Condiciones.

Ubicación / Centrales de Servicio	Diámetro conexión a Línea recuperación condensado		Trampas de Vapor	Vapor que se fuga por unidad	Total Vapor que se fuga	Calor perdido por la fuga
	DN [Pulg]	D [mm]				
Cabecero	1/2	21.3	1	18.45	18.45	45709.338
Estación Reguladora	1/2	21.3	2	18.45	36.91	91418.676
Lavandería	1/2	21.3	1	18.45	18.45	45709.34
	3/4	26.7	3	29.00	86.99	215471.33
Cocina	3/4	26.7	4	4.88	19.52	47168.52
	3/4	26.7	5	7.67	38.35	102276.31
Esterilización	1/2	21.3	5	8.73	43.65	106891.29
	3/4	26.7	3	13.72	41.15	100775.94

Fuente: Elaboración propia.

Asumiendo todas las trampas en mal estado ver tabla N° 34, se obtiene un calor perdido de 755,420.75 kJ/h. Lo cual indica la importancia de mantener operando en óptimas condiciones las trampas de vapor.

F. DETERMINACIÓN DE LA RECUPERACIÓN DE VAPOR FLASH DEL SERVICIO DE LAVANDERÍA.

El cálculo de recuperación de vapor flash del servicio de Lavandería se desarrolló mediante la metodología del apartado 3.2.1. (D). Los resultados se resumen en la tabla N° 35.

Tabla N° 35: Recuperación de vapor Flash con Tanque Revaporizador

Presión de Trabajo	Flujo másico de condensado y vapor flash [m ₁]	Flujo másico de condensado [m ₃]	Flujo másico de vapor flash [m ₂]	Valor del Caudal máximo [Q _L]	Calor disponible o ganancia de calor [Q _g]
[kgf/cm ²]	[kgv/h]	[kgv/h]	[kgv/h]	[Kcal/h]	[Kcal/h]
2.1	426.23	395.91	30.32	19,776.65	15,676.79

Fuente: Elaboración Propia

De la tabla N° 35 se obtiene 1.86 BHP ganado mediante recuperación de vapor flash el cual representa un ahorro para la empresa.



Figura N° 62: Tanque revaporizador del servicio de Lavandería.

Fuente: Elaboración propia.

4.2. MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.

4.2.1. GENERADORES Y CENTROS DE CONSUMO DE VAPOR.

A. GENERADORES DE VAPOR.

Para estimar el ahorro de combustible se traza la temperatura del gas y el oxígeno en gases de chimenea en la gráfica del anexo N° 3 (Ahorro de combustible al reducir el exceso de aire en la combustión al 20 %).

Los nuevos parámetros de los generadores de vapor se desarrolló utilizando la metodología del apartado 3.2.1 (A). Los resultados se resumen en la tabla N° 36 y N° 37.

Tabla N° 36: Resultados obtenidos con la regulación de exceso de aire.

Parámetro	Caldera 50 BHP	Caldera 70 BHP
Exceso de Aire [%]	20	20
Ahorro de Combustible [%]	6.7	4.2
Ahorro de Combustible [Glns/h]	0.69	0.46
Eficiencia Mejorada [%]	85.3	85.2

Fuente: Elaboración Propia

De la tabla N° 36 se observa un ahorro promedio de 5 % de combustible con una eficiencia térmica de 85 %.

Tabla N° 37: Indicadores Energéticos en Calderas con mejora.

Descripción	Caldero 50 BHP	Caldero 70 BHP	Unidad
Producción de vapor	462.2	513	kgv/h
Indicadores Energéticos	9.6	10.56	Glns. Comb./h
	14.69	14.78	Kgv/kg.Comb.
	0.0681	0.0677	kg.Comb/kgv
	20.70	20.58	Gal.Comb/tonv
	48.30	48.59	Kgv/Glns. Comb.

Fuente: Elaboración propia

B. INDICADORES EN LOS CENTROS DE CONSUMO DE VAPOR.

Mediante la metodología del apartado 3.2.1 (B). Se determinó los índices de consumo de combustible en el servicio de Lavandería y Cocina.

Los resultados del índice de consumo con la propuesta de mejoramiento en el generador de vapor se resumen en la tabla N° 38, N° 39 y N° 40.

❖ LAVANDERÍA:

Tabla N° 38: Índice de consumo de combustible en Secadoras

Generador de Vapor	Equipo	Modelo	kg.Comb/kg.Ropa
Caldero 50 BHP	Secadoras	SF-85	0.1175
		SV-50	0.0778
Caldero 70 BHP		SF-85	0.1168
		SV-50	0.0773

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 39: Índice de consumo de combustible en lavadoras.

Generador de Vapor	Equipo	Modelo	Kg.Comb/ kg.Ropa
Caldero 50 BHP	Lavadoras	42026Q4J AAK	0.0119
		LRI-30	0.0113
		LRI-15	0.0115
Caldero 70 BHP		42026Q4J AAK	0.0118
		LRI-30	0.0112
		LRI-15	0.0114

Fuente: Elaboración Propia.

❖ **COCINA:**

Tabla N° 40: Índice de consumo de combustible en Marmitas

Generador de Vapor	Equipos	Código	Kg.Comb/kg.Sustancia
Caldera de 50 BHP	Marmitas	HR-MAV-01	0.010077
		HR-MATV-01	0.009986
Caldera de 70 BHP		HR-MAV-01	0.010017
		HR-MATV-01	0.009926

Fuente: Elaboración Propia

La evaluación del consumo de combustible por kilogramo de sustancia cocida se ha realizado para una misma sustancia a cocer.

4.2.2. REDES DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.

A. REDIMENSIONAMIENTO DE LAS REDES DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR Y CABECERO.

- ✓ Considerando los resultados del apartado 4.1.2 (A, B, D, E), y la pérdida de vida útil de tuberías ver anexo N° 50. El cálculo del redimensionamiento de tuberías de vapor se desarrolló mediante la metodología del apartado 3.2.2 (A).

Tabla N° 41: Resultados del redimensionamiento de las Líneas vapor

Líneas Principales / Ramales	Cantidad Equipos [Und]	Presión de trabajo Caldero [barg]	Presión Regulada [barg]	Presión requerida por Equipo [barg]	Consumo de Vapor [kgv/h]	Diámetro Nominal [Pulg]	Diámetro Interior [mm]	Pérdidas de carga [bar]	Velocidad [m/s]		
LAVANDERÍA	7	6.9	Presión directa de caldero		556	2	52.48	0.27	21		
Secadoras	2			6.3	272	1-1/4	35.04	0.039	20.24		
Secadora SF-85	1			6.3	159	1	26.64	0.027	20.0		
Secadora SV-50	1			6.3	114	3/4	20.93	0.051	23.7		
Lavadoras	3			6.3	129	1	26.64	0.147	23.9		
Lavadora 60 kg	1			6.3	61	1/2	15.8	0.108	23		
Lavadora 30 kg	1			6.3	41	1/2	15.8	0.047	15		
Lavadora 15 kg	1			6.3	27	3/8	12.52	0.058	16		
Planchadora 1	1			6.3	27.2	3/8	12.52	0.046	16		
Calandra	1			6.3	88.0	3/4	20.96	0.064	18.3		
Planchadora 2	1			6.3	38.6	1/2	15.8	0.028	15.0		
COCINA	5			1.24			336	2 1/2	62.68	0.21	25.1
Marmita 100 Lts	4				1.034	250	1	26.64	0.01	21.5	
Marmita triple	1		1.034		86	1-1/4	35.04	0.014	21.4		
ESTERILIZACIÓN	5		3.45			280	1-1/2	40.94	0.81	27.1	
Autoclave 580 Lts	3			2.4	180	3/4	20.93	0.051	23		
Autoclave 310 Lts	1			2.4	54	3/4	20.93	0.040	20		
Autoclave 110 Lts	1			2.4	45	3/4	20.93	0.028	17		

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 42: Redimensionamiento del Cabecero.

Parámetro	Valor	Unidad
Caudal másico [Q_m]	1217.08	Kgv/h
Caudal volumétrico [Q_v]	301.26	m ³ /h
Presión de Trabajo	6.9	Barg
Velocidad [V]	5	m/s
Longitud cabezal	4	m
Densidad [ρ]	4.04	Kg/m ³
Schedule	40	
Diámetro Nominal [DN]	6	[Pulg]
Diámetro interior [D_i]	0.15408	m
Rugosidad absoluta [ϵ]	0.00005	m
Rugosidad relativa [ϵ / D_i]	0.000343	Adimensional
Coefficiente de fricción [f]	0.0179	Adimensional
Pérdida de carga [h_f]	0.52	mcv
Pérdida de carga [h_f]	0.00021	Bar

Fuente: Elaboración Propia.

Las dimensiones del cabezal ver plano CDV-01.

El desarrollo de los cálculos se realizó mediante la metodología del apartado 3.2.2 (B). Los resultados se resumen en la tabla N° 42.

B. PÉRDIDAS EN LÍNEAS DE VAPOR REDIMENSIONADA.

Los cálculos se determinaron mediante la metodología del apartado 3.2.1. (C).

❖ **PÉRDIDA DE CALOR EN TUBERÍAS DE TRANSPORTE DEL VAPOR SIN AISLAMIENTO.**

Tabla N° 43: Pérdida de Calor en Tuberías Principales de Distribución de vapor sin Aislamiento.

Líneas de Distribución de Vapor	DN [Pulg]	Temperatura Superficial		Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y Radiación		Coeficiente Global de Transferencia de Calor	Pérdida de Calor
		T _s [°C]	T _s [°K]	T _p [°C]	T _p [°K]	Re _D	Nu _D	h _c [w/m ² .°K]	h _r [w/m ² .°K]		
Cocina	2 1/2	123.00	396.15	74.5	348	7417.08	45.31	18.62	8.25	31.21	614.55
Lavandería	2	169.00	442.15	97.5	371	5480.75	38.40	19.73	10.12	34.24	791.84
Esterilización	1 1/2	146.00	419.15	86	359	4625.94	35.12	22.56	9.17	37.37	576.02

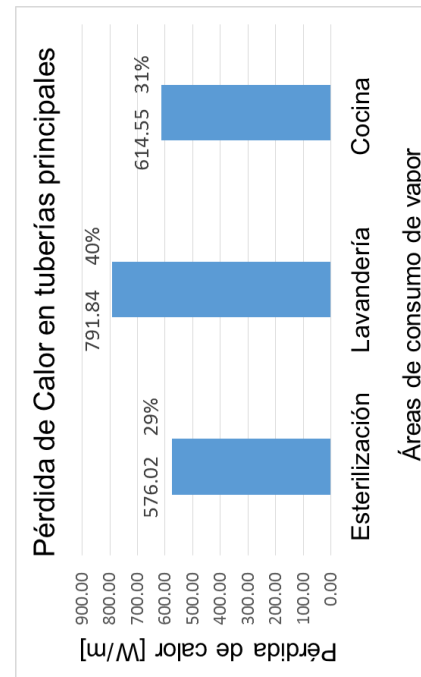


Figura N° 63: Variación de Pérdidas de Calor en Tuberías sin Aislamiento.

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 44: Pérdida de Calor en Cabecero distribuidor de Vapor.

Cabezal Distribuidor de Vapor	DN	Considerando Temperatura Superficial igual al del Vapor		Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y Radiación		Coeficiente Global de transferencia de Calor	Pérdida de Calor
		Ts [°C]	Ts [°K]	Tp [°C]	Tp [°K]	Ra _D	Nu _D	h _c [w/m2.°K]	h _r [w/m2.°K]		
Cabecero	6	168	441	97	370.2	2.3E+07	36.26	6.895	10.124	18.550	1275.06

Fuente: Elaboración Propia

C. DIMENSIONAMIENTO ÓPTIMO ECONÓMICO DEL ESPESOR DEL AISLANTE TÉRMICO Y PÉRDIDA DE CALOR EN TUBERÍA AISLADA.

Los cálculos del espesor del aislante óptimo se desarrollaron mediante la metodología del apartado 3.2.1 (C) y 3.2.3.

❖ LÍNEAS PRINCIPALES DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.

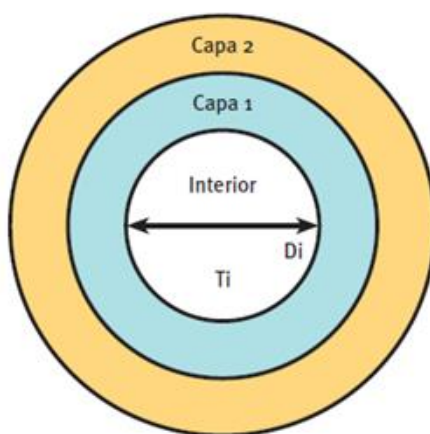


Figura N° 64: Capas de Aislamiento en tubería.

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 45: Pérdida de Calor con Diferentes espesores de Aislamiento de Lana de Roca.

Espesores e [m]	Diámetro Nominal DN [Pulg]	Temperatura Superficial de Aislamiento Calculada		Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y Radiación		Coeficiente Global Transferencia de Calor U [W/m ² .°K]	Pérdida de Calor q/L [W/m]
		T _s [°C]	T _s [°K]	T _p [°C]	T _p [°K]	Re _b	Nu _b	h _c [W/m ² .°K]	h _r [W/m ² .°K]		
0.02	1 1/2	34.35	307.50	30.18	303.33	1.16E+04	58.11	17.24	0.3163	2.85	43.6
0.03		32.21	305.36	29.11	302.26	1.43E+04	65.31	15.79	0.3129	2.18	33.4
0.04		31.04	304.19	28.52	301.67	1.69E+04	71.99	14.69	0.3111	1.83	27.9
0.05		30.30	303.45	28.15	301.30	1.96E+04	78.28	13.83	0.3100	1.60	24.5
0.06		29.54	302.69	27.77	300.92	2.23E+04	92.98	14.47	0.3088	1.45	22.2
0.07		29.20	302.35	27.60	300.75	2.49E+04	99.59	13.85	0.3083	1.34	20.4
0.08		28.94	302.09	27.47	300.62	2.76E+04	105.99	13.33	0.3079	1.25	19.1
0.09		28.73	301.88	27.37	300.52	3.02E+04	112.19	12.88	0.3075	1.18	18.0

Servicio de Esterilización

Fuente: Elaboración Propia

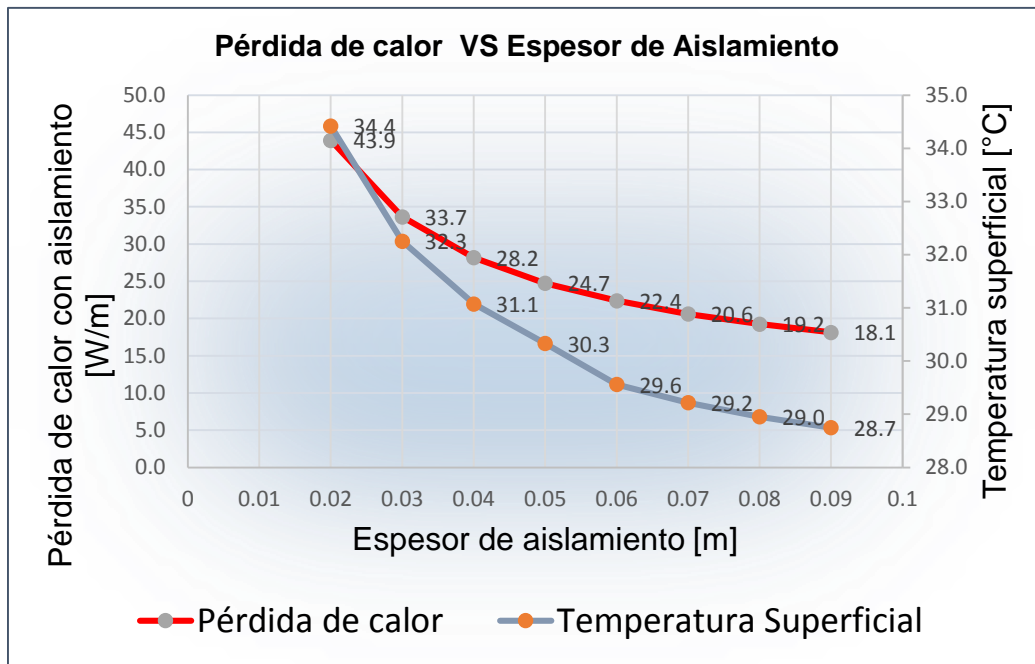


Figura N° 65: Variación de Pérdida de Calor con diferentes espesores de Aislamiento

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 46: Resultados de Evaluación del Espesor del Aislante Óptimo para Línea Principal de Esterilización.

(1) Espesor de Aislamiento e[m]	(2) Pérdidas de Energía [W/m]	(3) Valor de (2) [\$/m2.año]	(4) Valor de (3) en Período [\$/m]	(5) Incremento de Ahorro [\$/m]	(6) Incremento de Inversiones [\$/m]	(7) Diferencia (5) - (6) [\$/m]
0.02	43.93	40.56	558.79			
0.03	33.66	31.08	428.16	130.63	6.0	124.7
0.04	28.18	26.02	358.45	69.71	6.1	63.7
0.05	24.73	22.83	314.58	43.86	5.6	38.3
0.06	22.39	20.68	284.85	29.73	6.5	23.3
0.07	20.62	19.03	262.24	22.61	21.3	1.3
0.08	19.24	17.77	244.76	17.48	24.5	-7.0
0.09	18.14	16.75	230.78	13.98	29.4	-15.4

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 47: Pérdida de Calor con Diferentes espesores de Aislamiento de Lana de Roca

Espesores e [m]	Diámetro Nominal DN [Pulg]	Diámetro Aislado D _{aisl.} [m]	Temperatura Superficial de Aislamiento Calculada		Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y Radiación		Coeficiente Global Transferencia de Calor U [W/m ² .°K]	Pérdida de Calor q/L [W/m]
			T _s [°C]	T _s [°K]	T _p [°C]	T _p [°K]	Re _b	Nu _b	h _c [W/m ² .°K]	h _r [W/m ² .°K]		
0.02	2	0.10	36.92	310.07	31.46	304.61	1.29E+04	61.69	16.36	0.3204	2.61	61.17
0.03		0.12	33.98	307.13	29.99	303.14	1.56E+04	68.73	15.14	0.3157	1.98	46.34
0.04		0.14	32.38	305.53	29.19	302.34	1.83E+04	75.25	14.18	0.3132	1.64	38.45
0.05		0.16	30.99	304.14	28.49	301.64	2.10E+04	89.78	14.78	0.3111	1.43	33.60
0.06		0.18	30.36	303.51	28.18	301.33	2.37E+04	96.46	14.11	0.3101	1.29	30.15
0.07		0.20	29.90	303.05	27.95	301.10	2.63E+04	102.97	13.55	0.3093	1.18	27.61
0.08		0.22	29.55	302.70	27.77	300.92	2.90E+04	109.27	13.07	0.3088	1.10	25.66
0.09		0.24	29.28	302.43	27.64	300.79	3.16E+04	115.38	12.65	0.3084	1.03	24.10

Servicio de Lavandería

Fuente: Elaboración Propia

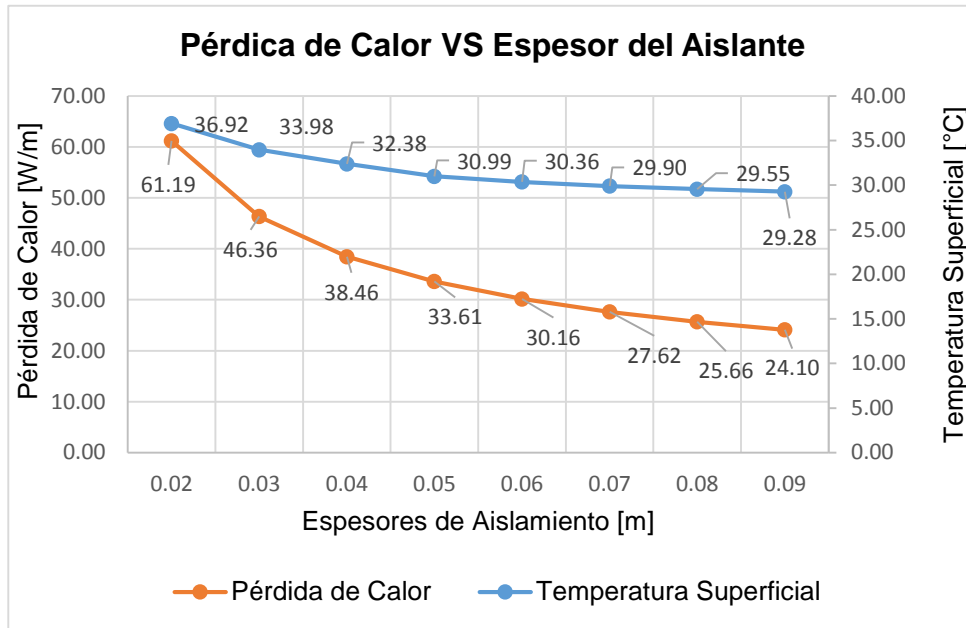


Figura N° 66: Variación de Pérdida de Calor con diferentes espesores de Aislamiento.

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 48: Resultados de Evaluación del Espesor del Aislante Óptimo para Línea Principal de Lavandería

(1) Espesor de Aislamiento e[m]	(2) Pérdidas de Energía [W/m]	(3) Valor de (2) [\$/m2.año]	(4) Valor de (3) en Período [\$/m]	(5) Incremento de Ahorro [\$/m]	(6) Incremento de Inversiones [\$/m]	(7) Diferencia (5) - (6) [\$/m]
0.02	61.17	56.47	778.02			
0.03	46.34	42.79	589.47	188.55	0.00	188.55
0.04	38.45	35.49	489.01	100.46	6.40	94.07
0.05	33.60	31.02	427.32	61.69	6.90	54.79
0.06	30.15	27.83	383.47	43.85	7.45	36.40
0.07	27.61	25.49	351.19	32.27	21.93	10.34
0.08	25.66	23.69	326.32	24.87	26.32	-1.44
0.09	24.10	22.25	306.49	19.83	31.58	-11.74

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 49: Pérdida de Calor con Diferentes espesores de Aislamiento de Lana de Roca para Servicio Cocina

Espesores	Diámetro Nominal	Diámetro Aislado	Temperatura Superficial de Aislamiento Calculada		Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y Radiación		Coeficiente Global Transferencia de Calor	Pérdida de Calor
			Ts [°C]	Ts [°K]	Tp [°C]	Tp [°K]	Reb	Nu _D	h _c [W/m ² .°K]	h _r [W/m ² .°K]		
0.02	2 1/2	0.02	34.10	307.25	30.05	303.20	1.47E+04	66.31	15.56	0.3159	2.53	49.3
0.03		0.03	32.06	305.21	29.03	302.18	1.74E+04	73.01	14.51	0.3127	1.90	37.0
0.04		0.04	30.93	304.08	28.47	301.62	2.00E+04	79.29	13.68	0.3109	1.56	30.5
0.05		0.05	30.21	303.36	28.11	301.26	2.27E+04	85.31	13.00	0.3094	1.35	26.4
0.06		0.06	29.46	302.61	27.73	300.88	2.54E+04	100.72	13.75	0.3087	1.21	23.6
0.07		0.07	29.13	302.28	27.56	300.71	2.80E+04	107.09	13.24	0.3082	1.11	21.5
0.08		0.08	28.87	302.02	27.44	300.59	3.07E+04	113.27	12.80	0.3078	1.02	19.9
0.09		0.09	28.67	301.82	27.34	300.49	3.33E+04	119.29	12.41	0.3074	0.96	18.7

Fuente: Elaboración Propia

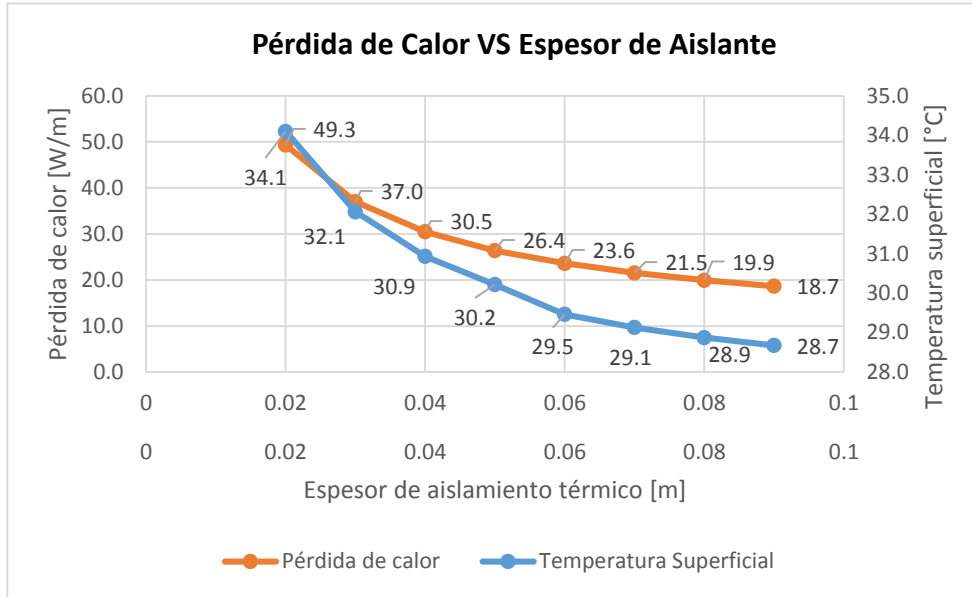


Figura N° 67: Variación de Pérdida de Calor con diferentes espesores de Aislamiento

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 50: Resultados de Evaluación del Espesor del Aislante Óptimo para Línea Principal de Cocina

(1) Espesor de Aislamiento e[m]	(2) Pérdidas de Energía [W/m]	(3) Valor de (2) [\$/m2.año]	(4) Valor de (3) en Período [\$/m]	(5) Incremento de Ahorro [\$/m]	(6) Incremento de Inversiones [\$/m]	(7) Diferencia (5) - (6) [\$/m]
0.02	49.31	45.52	627.20			
0.03	37.02	34.18	470.88	156.32	9.99	146.33
0.04	30.48	28.14	387.67	83.21	6.97	76.24
0.05	26.38	24.36	335.58	52.08	7.52	44.56
0.06	23.63	21.82	300.56	35.03	8.12	26.90
0.07	21.54	19.89	274.01	26.55	23.90	2.65
0.08	19.94	18.41	253.60	20.41	28.68	-8.28
0.09	18.66	17.23	237.36	16.24	34.42	-18.19

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 51: Pérdida de Calor con Diferentes espesores de Aislamiento de Lana de Roca para Cabezal.

Espesores e [m]	Diámetro Nominal DN [Pulg]	Diámetro Aislado D _{aisl.} [m]	Temperatura Superficial de Aislamiento Calculada		Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y Radiación		Coeficiente Global Transferencia de Calor U [W/m ² .°K]	Pérdida de Calor q/L [W/m]
			T _s [°C]	T _s [°K]	T _p [C°]	T _p [°K]	Re _b	Nu _b	h _c [W/m ² .°K]	h _r [W/m ² .°K]		
0.02	6	0.21	59.25	332.40	42.13	315.28	2.27E+07	36.05	4.72	0.3563	1.73	119.91
0.03		0.23	51.40	324.55	38.20	311.35	2.41E+07	36.70	4.34	0.3420	1.31	90.87
0.04		0.25	46.45	319.60	35.72	308.87	2.66E+07	37.80	4.09	0.3346	1.08	74.57
0.05		0.27	43.16	316.31	34.08	307.23	2.93E+07	38.90	3.87	0.3293	0.92	64.00
0.06		0.29	40.78	313.93	32.89	306.04	3.22E+07	40.06	3.70	0.3255	0.82	56.58
0.07		0.31	39.00	312.15	32.00	305.15	3.53E+07	41.17	3.55	0.3224	0.74	51.05
0.08		0.33	37.58	310.73	31.29	304.44	3.88E+07	42.38	3.43	0.3202	0.68	46.78
0.09		0.35	36.45	309.60	30.73	303.88	4.25E+07	43.55	3.31	0.3183	0.63	43.37
0.1		0.37	35.56	308.71	30.28	303.43	4.36E+07	43.88	3.20	0.3169	0.59	40.56
0.11		0.39	34.71	307.86	29.86	303.01	5.11E+07	46.06	3.14	0.3157	0.55	38.25

Fuente: Elaboración Propia.

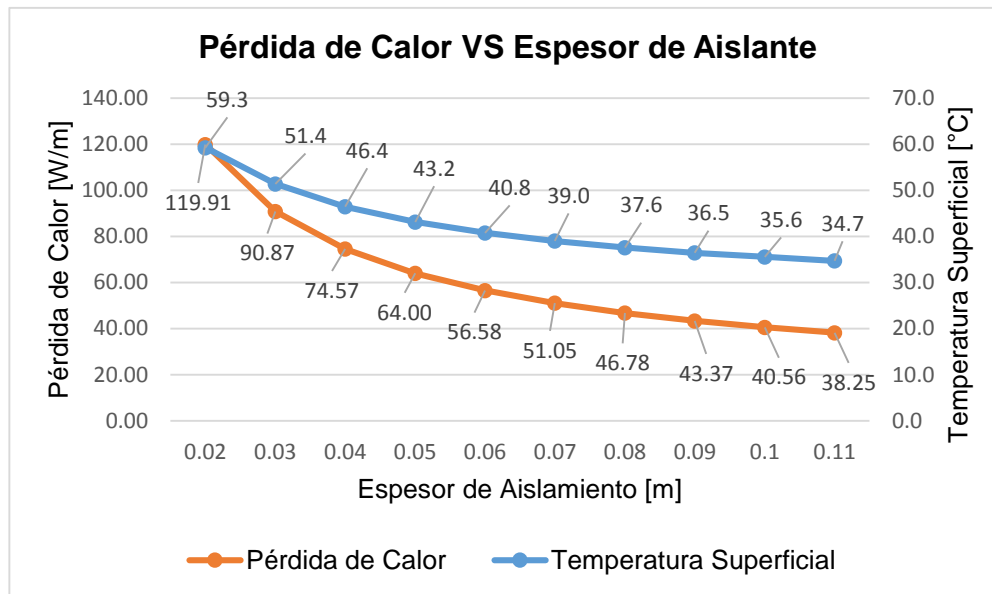


Figura N° 68: Variación de Pérdida de Calor con diferentes espesores de Aislamiento.

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 52: Resultados de Evaluación del Espesor del Aislante Óptimo para Cabezal

(1) Espesor de Aislamiento e[m]	(2) Pérdidas de Energía [W/m]	(3) Valor de (2) [S./m2.año]	(4) Valor de (3) en Período [S./m]	(5) Incremento de Ahorro [S./m]	(6) Incremento de Inversiones [S./m]	(7) Diferencia (5) - (6) [S./m]
0.02	119.91	110.70	1525.18			
0.03	90.87	83.89	1155.81	369.38	6.46	362.91
0.04	74.57	68.84	948.49	207.32	6.97	200.35
0.05	64.00	59.08	814.03	134.46	7.52	126.94
0.06	56.58	52.23	719.61	94.41	8.12	86.29
0.07	51.05	47.13	649.35	70.27	23.90	46.36
0.08	46.78	43.19	595.06	54.29	28.68	25.60
0.09	43.37	40.04	551.64	43.42	34.42	8.99
0.1	40.56	37.45	515.97	35.68	35.00	0.68
0.11	38.25	35.31	486.53	29.43	36.00	-6.57

Fuente: Elaboración Propia

❖ **RAMALES DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.**

Tabla N° 53: Resumen de espesor de aislante térmico y pérdidas de calor en Ramales de Vapor.

Centro de Servicio / Ramales de Vapor	Tramo	Diámetro Nominal	Espesor del Aislante	Diámetro Aislado	Temperatura Superficial	Pérdida de Calor
		DN [Pulg]	e [m]	D _{aisl.} [m]	T _s [°C]	q/L [W/m]
Cocina	Q1 - M1	1	0.05	0.13	33.63	15.58
	Q2 - M2	1	0.05	0.13	33.63	15.58
	Q3 - M3	1 1/4	0.05	0.142	34.27	17.65
	Q4 - M4	1	0.05	0.13	33.63	15.58
	Q5 - M5	2	0.05	0.13	33.63	15.58
Lavandería	Gy -P2	1/2	0.04	0.1	36.53	19.74
	L' - L3	1/2	0.04	0.1	36.53	19.74
	Gx - P1	1/2	0.04	0.1	36.53	19.74
	L' - L2	1/2	0.04	0.1	36.53	19.74
	Lx - L1	1/2	0.04	0.1	36.53	19.74
	F - F1	3/4	0.05	0.13	36.12	20.03
	S' - S''	1 1/4	0.05	0.142	37.52	25.42
	S'' - S4	3/4	0.05	0.13	36.12	20.03
	S1 - S3	1	0.05	0.13	37.25	23.46
Esterilización	N1 - E1	3/4	0.05	0.13	34.45	16.76
	N2 - E2	3/4	0.05	0.13	34.45	16.76
	N3 - E3	3/4	0.05	0.13	34.45	16.76
	N4 - E4	3/4	0.05	0.13	34.45	16.76
	N5 - E5	3/4	0.05	0.13	34.45	16.76

Fuente: Elaboración Propia.

❖ TANQUE DE CONDENSADO.

Tabla N° 54: Pérdida de Calor y espesor de Aislamiento en Tanque alimentador de agua a las calderas.

Espesor e [m]	Diámetro Exterior D _e [m]	Temperatura Superficial de Aislamiento Calculada		Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y Radiación		Coeficiente Global Transferencia de Calor U [W/m ² .°K]	Pérdida de Calor q/L [W/m]
		T _s [°C]	T _s [°K]	T _p [°C]	T _p [°K]	R _{ab}	Nu _b	h _c [W/m ² .°K]	h _r [W/m ² .°K]		
0.02	1.1	39.12	312.27	32.56	305.71	1.76E+09	138.36	3.23	0.3221	1.29	163.73
0.03		36.34	309.49	31.17	304.32	1.53E+09	132.29	3.02	0.3178	0.97	122.69
0.04		34.59	307.74	30.29	303.44	1.38E+09	128.01	2.87	0.3150	0.78	98.66
0.05		33.37	306.52	29.68	302.83	1.28E+09	125.03	2.75	0.3131	0.65	82.86
0.06		32.46	305.61	29.23	302.38	1.21E+09	122.89	2.65	0.3118	0.56	71.65
0.07		31.77	304.92	28.89	302.04	1.15E+09	120.96	2.57	0.3106	0.50	63.24
0.08		31.22	304.37	28.61	301.76	1.11E+09	119.59	2.50	0.3097	0.45	56.73
0.09		30.76	303.91	28.38	301.53	1.08E+09	118.67	2.44	0.3090	0.41	51.53
0.1		30.38	303.53	28.19	301.34	1.07E+09	118.12	2.39	0.3085	0.37	47.28
0.11		30.05	303.20	28.03	301.18	1.05E+09	117.56	2.34	0.3080	0.34	43.72

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 55: Pérdida de Calor con diferentes espesores de Aislamiento en Tanque de Condensado de Cocina

Espesor Aislante		Diámetro Exterior Tanque	Diámetro Aislado	Temperatura Superficial de Aislamiento Calculada		Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y Radiación		Coeficiente Global Transferencia de Calor	Pérdida de Calor
				Ts [°C]	Ts [°K]	Tp [C°]	Tp [°K]	Rab	Nu _D	h _c [W/m ² .°K]	h _r [W/m ² .°K]		
0.02		0.8	0.85	317.92	35.38	308.53	9.71E+08	3.63	0.3314	1.36	202.21		
0.03	44.77		313.93	33.39	306.54	8.57E+08	3.39	0.3249	1.01	150.71			
0.04	40.78		311.42	32.13	305.28	7.86E+08	3.21	0.3209	0.81	120.95			
0.05	38.27		309.68	31.27	304.42	7.36E+08	3.07	0.3180	0.68	101.48			
0.06	36.53		308.38	30.61	303.76	7.06E+08	2.96	0.3160	0.59	87.78			
0.07	35.23		307.38	30.11	303.26	6.84E+08	2.87	0.3144	0.52	77.55			
0.08	34.23		306.57	29.71	302.86	6.73E+08	2.79	0.3132	0.47	69.66			
0.09	33.42		305.92	29.38	302.53	6.62E+08	2.72	0.3122	0.43	63.34			
0.09	32.77		305.92	29.38	302.53	6.62E+08	2.72	0.3122	0.43	63.34			

Fuente: Elaboración Propia

❖ LÍNEAS PRINCIPALES DE RETORNO DE CONDENSADO.

Tabla N° 56: Pérdida de Calor con diferentes espesores de Aislamiento en Retorno de Condensado

Espesor del Aislante	Diámetro Nominal	Diámetro aislado	Temperatura Superficial de Aislamiento Calculada		Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y Radiación		Coeficiente Global Transferencia de Calor	Pérdida de Calor
			Ts [°C]	Ts [°K]	Tp [°C]	Tp [°K]	ReD	Nu _D	h _c [W/m ² .°K]	h _r [W/m ² .°K]		
0.02	1 1/2	0.09	32.0	305.11	28.98	302.13	1.17E+04	58.36	17.25	0.3125	2.85	29.38
0.03		0.11	30.5	303.66	28.26	301.41	1.43E+04	65.52	15.80	0.3103	2.18	22.51
0.04		0.13	29.7	302.87	27.86	301.01	1.70E+04	72.17	14.70	0.3091	1.83	18.84
0.05		0.15	29.2	302.38	27.61	300.76	1.97E+04	78.45	13.83	0.3083	1.60	16.54
0.06		0.17	28.7	301.86	27.36	300.51	2.23E+04	93.14	14.47	0.3075	1.45	14.97
0.07		0.19	28.5	301.63	27.24	300.39	2.50E+04	99.74	13.86	0.3072	1.34	13.79
0.08		0.21	28.3	301.46	27.15	300.30	2.76E+04	106.13	13.33	0.3069	1.25	12.87
0.09		0.23	28.2	301.32	27.08	300.23	3.03E+04	112.33	12.88	0.3067	1.18	12.13

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 57: Resultados de Evaluación del Espesor del Aislante Óptimo para Retorno de condensado de Esterilización

(1) Espesor de Aislamiento [m]	(2) Pérdidas de Energía [W/m]	(3) Valor de (2) de [S/J.m2.año]	(4) Valor de (3) en Período [S/J/m]	(5) Incremento de Ahorro [S/J/m]	(6) Incremento de Inversiones [S/J/m]	(7) Diferencia (5) - (6) [S/J/m]
0.02	29.38	24.53	337.91			
0.03	22.51	18.79	258.90	79.01	5.98	73.04
0.04	18.84	15.73	216.74	42.16	6.06	36.10
0.05	16.54	13.81	190.21	26.53	5.60	20.93
0.06	14.97	12.50	172.23	12.59	6.46	6.12
0.07	13.79	11.51	158.55	13.67	21.35	-7.67
0.08	12.87	10.74	147.98	10.57	24.49	-13.92
0.09	12.13	10.13	139.53	8.46	29.39	-20.93

Fuente: Elaboración Propia

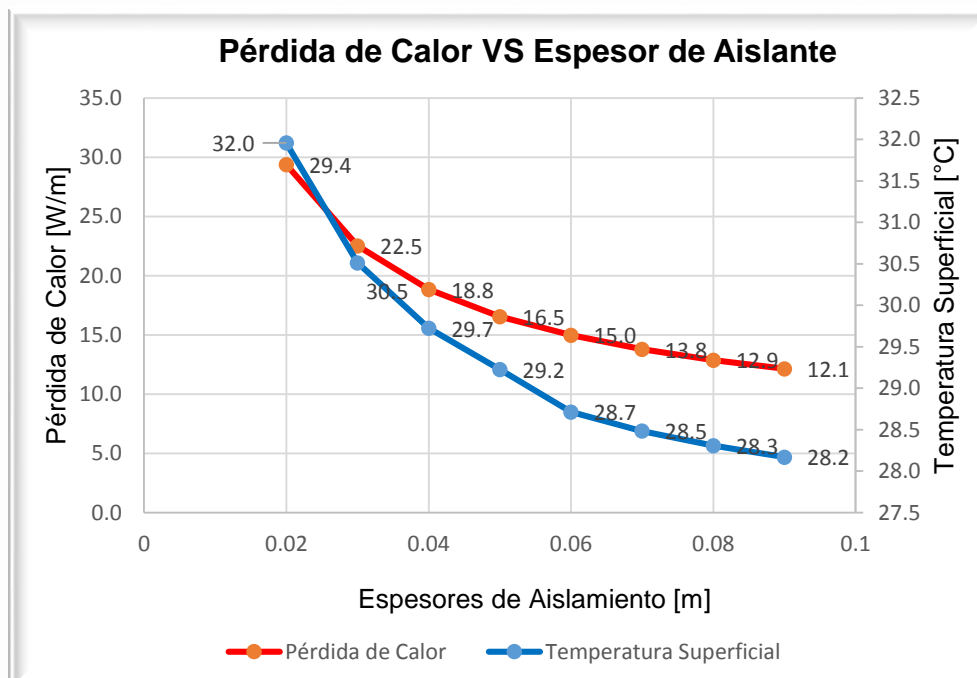


Figura N° 69: Variación de Pérdida de Calor y Temperatura con diferentes espesores de Aislamiento.

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 58: Pérdida de Calor con Diferentes espesores de Aislamiento en Retorno de Condensado.

Espesor del Aislante		Diámetro Nominal	Diámetro Aislado	Temperatura Superficial de Aislamiento Calculada		Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y Radiación		Coeficiente Global Transferencia de Calor	Pérdida de Calor
				Ts [°C]	Ts [°K]	Tp [°C]	Tp [°K]	Reb	Nu _D	h _c [W/m ² .°K]	h _r [W/m ² .°K]		
e [m]	DN [Pulg]	D _{aisl.} [m]	Ts [°C]	Ts [°K]	Tp [°C]	Tp [°K]	Reb	Nu _D	h _c [W/m ² .°K]	h _r [W/m ² .°K]	U [W/m ² .°K]	q/L [W/m]	
0.02		0.07	30.22	303.37	28.11	301.26	9.78E+03	52.92	18.72	0.3098	3.39	17.57	
0.03		0.09	29.29	302.44	27.64	300.79	1.24E+04	60.48	16.85	0.3084	2.65	13.74	
0.04		0.11	28.78	301.93	27.39	300.54	1.51E+04	67.44	15.50	0.3076	2.26	11.69	
0.05		0.13	28.46	301.61	27.23	300.38	1.77E+04	73.95	14.47	0.3071	2.00	10.38	
0.06	1	0.15	28.13	301.28	27.06	300.21	2.04E+04	88.19	15.01	0.3066	1.83	9.49	
0.07		0.17	27.98	301.13	26.99	300.14	2.31E+04	94.97	14.31	0.3064	1.70	8.81	
0.08		0.19	27.87	301.02	26.93	300.08	2.57E+04	101.50	13.72	0.3062	1.60	8.28	
0.09		0.21	27.78	300.93	26.89	300.04	2.84E+04	107.83	13.22	0.3061	1.52	7.86	

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 59: Resultados de Evaluación del Espesor del Aislante Óptimo para Retorno de condensado de Cocina.

(1) Espesor de Aislamiento e[m]	(2) Pérdida de Energía [W/m]	(3) Valor de (2) [S./m2.año]	(4) Valor de (3) en Período [S./m]	(5) Incremento de Ahorro [S./m]	(6) Incremento de Inversiones [S./m]	(7) Diferencia (5) - (6) [S./m]
0.02	17.57	14.67	202.11			
0.03	13.74	11.47	158.08	44.03	5.39	38.64
0.04	11.69	9.76	134.43	23.65	5.46	18.19
0.05	10.38	8.67	119.44	14.99	7.22	7.77
0.06	9.49	7.93	109.19	10.25	7.16	3.09
0.07	8.81	7.36	101.36	7.83	15.74	-7.91
0.08	8.28	6.92	95.27	6.09	22.08	-15.99
0.09	7.86	6.56	90.37	4.90	26.50	-21.59

Fuente: Elaboración Propia

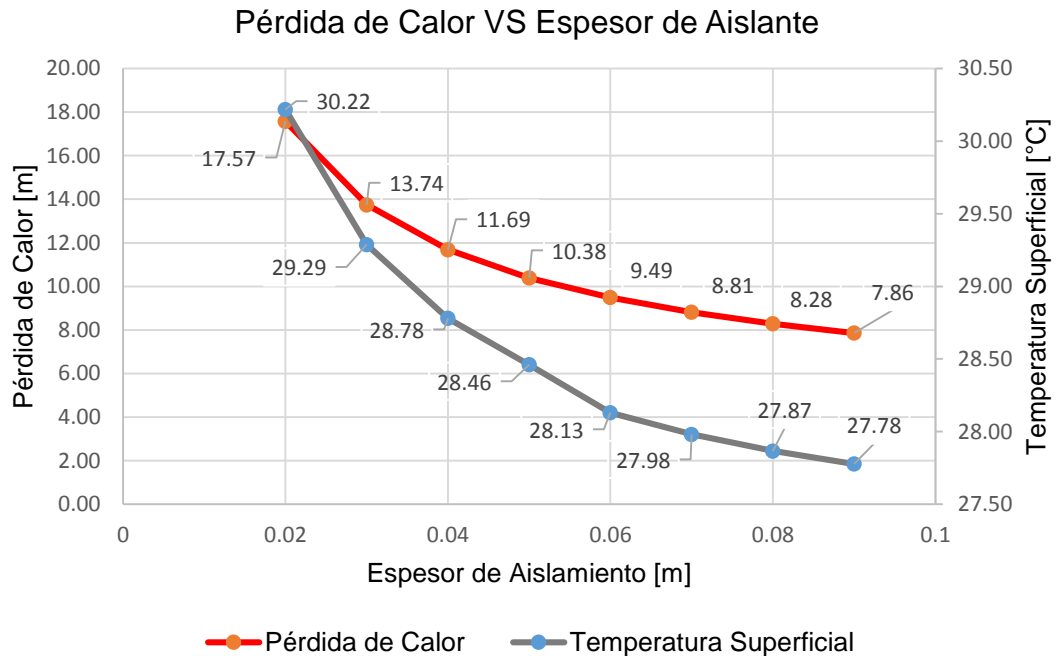


Figura N° 70: Variación de Pérdida de Calor y Temperatura con diferentes espesores de Aislamiento.

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 60: Pérdida de Calor con Diferentes espesores de Aislamiento en red de vapor Flash.

Espesor del Aislante		Dímetro Nominal	Dímetro aislado	Temperatura Superficial de Aislamiento Calculada		Temperatura de Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y Radiación		Coeficiente Global Transferencia de Calor	Pérdida de Calor
e [m]	DN [Pulg]	D_{aisl} [m]	T_s [°C]	T_s [°K]	T_p [C°]	T_p [°K]	Re_D	Nu_D	h_c [W/m ² .°K]	h_r [W/m ² .°K]	U [W/m ² .°K]	q/L [W/m]	
0.02	1 1/4	0.08	32.5	305.70	29.27	302.42	1.09E+04	56.04	17.81	0.3135	3.02	31.81	
0.03		0.10	30.9	304.09	28.47	301.62	1.35E+04	63.38	16.20	0.3110	2.33	24.55	
0.04		0.12	30.1	303.21	28.03	301.18	1.62E+04	70.16	15.01	0.3096	1.96	20.67	
0.05		0.14	29.5	302.65	27.75	300.90	1.88E+04	76.53	14.08	0.3087	1.73	18.22	
0.06		0.16	28.9	302.08	27.46	300.61	2.15E+04	91.04	14.68	0.3078	1.57	16.56	
0.07		0.18	28.7	301.82	27.33	300.48	2.42E+04	97.72	14.04	0.3074	1.45	15.29	
0.08		0.20	28.5	301.62	27.24	300.39	2.68E+04	104.17	13.49	0.3071	1.36	14.31	
0.09		0.22	28.3	301.47	27.16	300.31	2.95E+04	110.42	13.01	0.3069	1.28	13.53	

Línea Recuperación de Vapor Flash
de Servicio de Lavandería

Fuente: Elaboración Propia

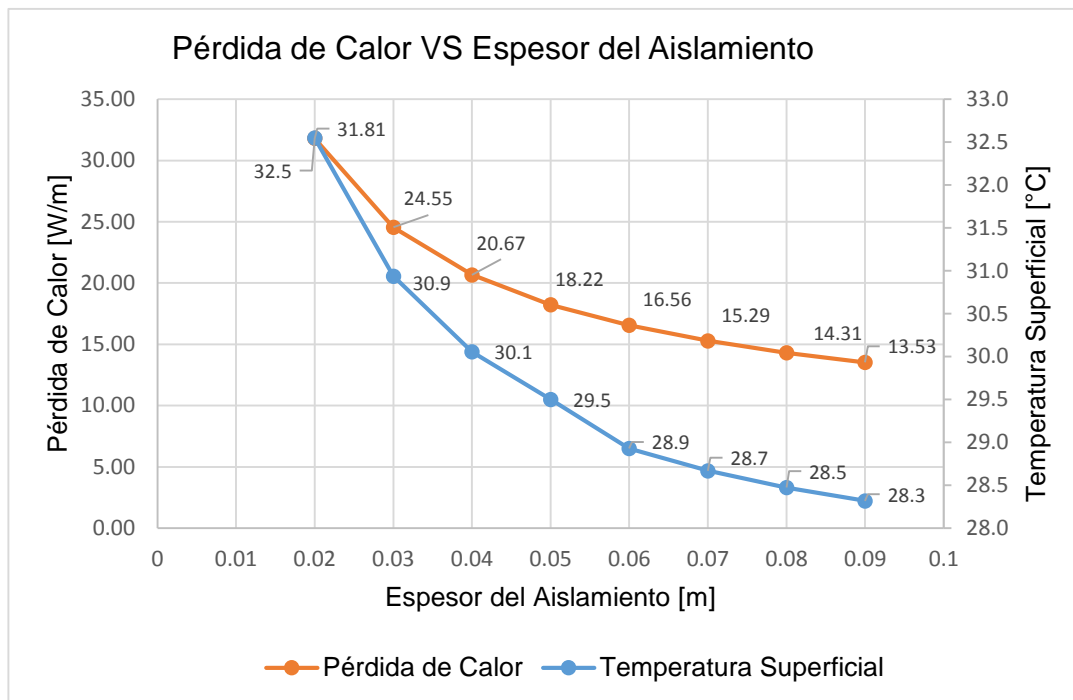


Figura N° 71: Variación de Pérdida de Calor y Temperatura con diferentes espesores de Aislamiento.

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 61: Resultados de Evaluación del Espesor del Aislante Óptimo para Línea de Recuperación de Vapor Flash

(1) Espesor de Aislamiento e[m]	(2) Pérdidas de Energía [W/m]	(3) Valor de (2) [\$/m ² .año]	(4) Valor de (3) en Período [\$/m]	(5) Incremento de Ahorro [\$/m]	(6) Incremento de Inversiones [\$/m]	(7) Diferencia (5) - (6) [\$/m]
0.02	31.81	26.55	365.83			
0.03	24.55	20.50	282.37	83.46	5.74	77.73
0.04	20.67	17.26	237.75	44.62	5.82	38.80
0.05	18.22	15.21	209.61	28.14	7.32	20.82
0.06	16.56	13.83	190.48	19.13	8.52	10.61
0.07	15.29	12.77	175.90	14.57	16.23	-1.66
0.08	14.31	11.95	164.61	11.29	23.51	-12.22
0.09	13.53	11.29	155.56	9.05	28.21	-19.16

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 62: Pérdida de Calor con diferentes espesores de Aislamiento en Retorno de Condensado Lavandería

Espesor del Aislante	Diámetro Nominal	Diámetro aislado	Temperatura Superficial de Aislamiento Calculada		Temperatura Película		Números Adimensionales		Coeficiente de Convección y Radiación		Coeficiente Global Transferencia de Calor	Pérdida de Calor
			Ts [°C]	Ts [°K]	Tp [°C]	Tp [°K]	RaD	Nu _D	h _c [W/m ² .°K]	h _r [W/m ² .°K]		
0.02	1 1/4	0.08	42.5	315.60	34.23	307.38	8.29E+05	13.79	4.43	0.3277	2.53	26.87
0.03		0.10	38.2	311.35	32.10	305.25	1.23E+06	15.40	3.97	0.3207	2.06	21.84
0.04		0.12	35.6	308.77	30.81	303.96	1.71E+06	16.91	3.64	0.3166	1.78	18.92
0.05		0.14	33.9	307.04	29.94	303.09	2.29E+06	18.38	3.40	0.3140	1.60	16.99
0.06		0.16	32.7	305.81	29.33	302.48	2.92E+06	19.72	3.19	0.3119	1.47	15.59
0.07		0.18	31.7	304.88	28.87	302.02	3.66E+06	21.04	3.03	0.3105	1.37	14.53
0.08		0.20	31.0	304.14	28.49	301.64	4.52E+06	22.38	2.90	0.3095	1.29	13.70
0.09		0.22	30.4	303.56	28.21	301.36	5.42E+06	23.58	2.78	0.3086	1.23	13.02

Fuente: Elaboración Propia

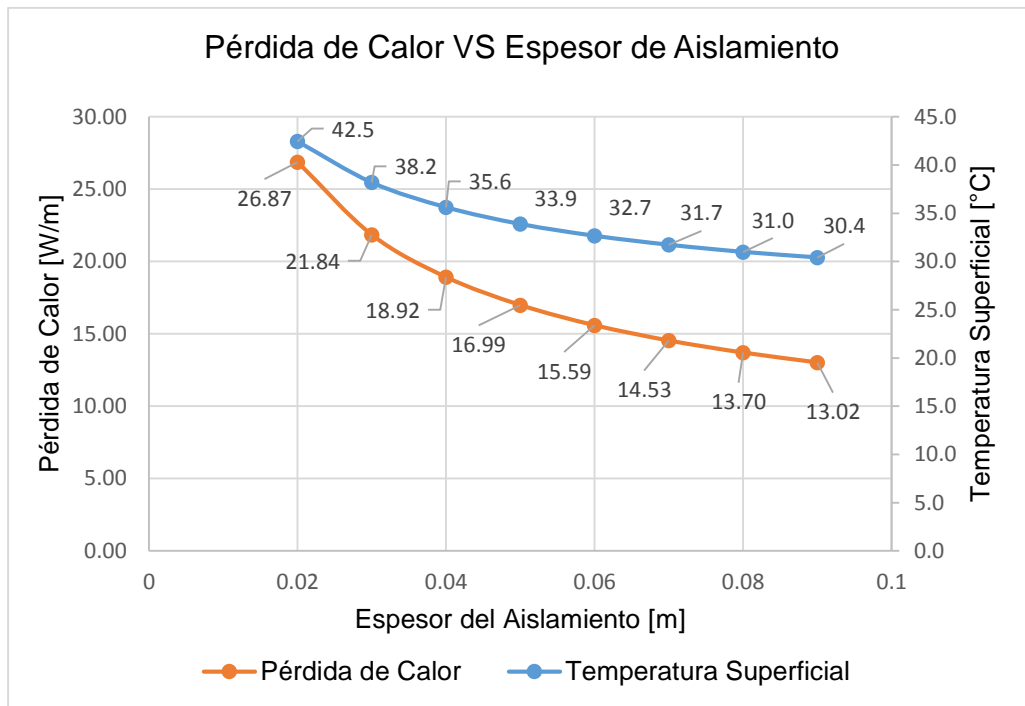


Figura N° 72: Variación de Pérdida de Calor y Temperatura con diferentes espesores de Aislamiento.

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 63: Resultados de evaluación del espesor del Aislante óptimo para Línea de Recuperación de Condensado.

(1) Espesor de Aislamiento e[m]	(2) Pérdida de Energía [W/m]	(3) Valor de (2) [S./m2.año]	(4) Valor de (3) en Período [S./m]	(5) Incremento de Ahorro [S./m]	(6) Incremento de Inversiones [S./m]	(7) Diferencia (5) - (6) [S./m]
0.02	26.87	22.43	309.05			
0.03	21.84	18.23	251.20	57.85	5.74	52.11
0.04	18.92	15.79	217.60	33.60	5.82	27.78
0.05	16.99	14.18	195.37	22.24	7.32	14.92
0.06	15.59	13.02	179.32	16.05	8.52	7.53
0.07	14.53	12.13	167.17	12.15	16.23	-4.08
0.08	13.70	11.44	157.59	9.58	23.51	-13.93
0.09	13.02	10.87	149.76	7.83	28.21	-20.38

Fuente: Elaboración

❖ **RAMALES DE RETORNO DE CONDENSADO.**

Tabla N° 64: Resultados de Evaluación del Espesor del Aislante y Pérdida de Calor para Ramales de Retorno Condensado.

Centro de Servicio / Ramales de Retorno Condensado	Tramo	Esesor del Aislante	Diámetro Nominal	Diámetro Aislado	Temperatura Superficial	Pérdida de Calor
		e [m]	DN [Pulg]	D _{aisl.} [m]	T _s [°C]	q/L [W/m]
Cocina	m1 - n1	0.05	3/4	0.128	30.9	9.10
	m2- n2	0.05	3/4	0.128	30.9	9.10
	m3 - n6	0.05	1	0.135	30.9	9.69
	m4 - n4	0.05	3/4	0.128	30.9	9.10
	m5 - n5	0.05	3/4	0.128	30.9	9.10
	n3 - n6	0.04	1/2	0.103	31.4	8.98
Lavandería	e - e2	0.05	1	0.135	31.9	14.74
	e1 - e4	0.05	3/4	0.128	31.2	14.60
	f - g	0.05	3/4	0.128	31.2	14.60
Esterilización	w - x1	0.04	1/2	0.103	31.9	11.85
	w1 - x2	0.04	1/2	0.103	31.9	11.85
	w2 - x3	0.04	1/2	0.103	31.9	11.85
	w3 - x4	0.04	1/2	0.103	31.9	11.85
	w4 - x5	0.04	1/2	0.103	31.9	11.85

Fuente: Elaboración Propia.

❖ **EFICIENCIA DEL AISLAMIENTO Y CARGA DE CONDENSADO EN REDES DE VAPOR.**

La eficiencia del aislamiento en redes de vapor y retorno de condensado se realizó teniendo en cuenta la metodología descrita en el apartado 3.2.1. (B). Los resultados se resumen en la tabla N° 65 y N° 66.

Tabla N° 65: Eficiencia de Aislamiento en redes principales de vapor.

Redes principales Distribución de vapor	Diámetro Nominal	Pérdida de calor sin Aislamiento	Pérdida de calor con Aislamiento	Eficiencia de Aislamiento
	[Pulg]	[W/m]	[W/m]	%
Lavandería	2	791.84	25.66	96.82
Cocina	2 1/2	614.55	21.54	96.49
Esterilización	1 1/2	576.02	20.45	96.45

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 66: Eficiencia Aislamiento en redes de retorno de condensado.

Redes principales retorno de condensado	Diámetro Nominal	Pérdida de calor sin Aislamiento	Pérdida de calor con Aislamiento	Eficiencia de Aislamiento
	[Pulg]	[W/m]	[W/m]	%
Lavandería	1 1/4	205.07	14.53	92.91
Cocina	1	215.91	9.49	95.60
Esterilización	1 1/2	365.51	14.97	95.90

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 67: Carga de condensado en redes de vapor.

Líneas Principales de Distribución de Vapor	Diámetro Nominal	Longitud de Tubería	Pérdida de Calor con Aislamiento	Presión de Trabajo	Calor Latente	Carga de Condensado Total
	[Pulg]	[m]	[W/m]	[Psig]	[KJ/kg]	[Kgc/h]
Lavandería	2	48	25.66	100	2052.17	2.16
Cocina	2 1/2	102	21.54	18	2191.59	3.61
Esterilización	1 1/2	144	20.45	50	2121.67	5.01

Fuente: Elaboración Propia.

❖ DETERMINACIÓN DE ESFUERZO TÉRMICO, MECÁNICO EN TUBERÍAS DE VAPOR Y SELECCIÓN DE COMPENSADORES.

Los cálculos se desarrollaron mediante la metodología del apartado 3.2.1 (B)

Tabla N° 68: Esfuerzos Mecánicos en la Red de Distribución de Vapor.

Línea de Distribución Vapor	Tramo	Longitud Tubería	Dilatación térmica unitaria	Dilatación axial Δ	Fuerza asociada a la tensión	Tensión en tubería	Se recomienda 70 % σ_{rot} del Material	Requiere Compensador
		[m]	[mm/m]	[mm]	[Kg]	[Kg/mm ²]		
Lavandería	B2 - Cx	22.8	1.86	42.36	68623.7	36.02	29.05	Si
Cocina	B - C	22	1.30	28.53	75580.5	27.66		Si
	D - G	20	1.30	25.94	75580.5	27.66		Si
	G - P	30.5	1.30	39.56	75580.5	27.66		Si
Esterilización	B1 - Cy	22.5	1.59	35.88	40607.4	30.9		Si
	C1 - H	48	1.59	76.55	40607.4	30.9	Si	

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 69: Esfuerzos Mecánicos en brazos Red de Distribución de Vapor.

Línea de Distribución Vapor	Tramo	Longitud Brazo [m]		Alargamiento de la tubería [mm]		Tensiones en cada brazo [Kg/mm ²]		Longitud mínima necesaria [m]	
		L1	L2	$\Delta 1$	$\Delta 2$	L1	L2	L1	L2
Lavandería	Cx-D-F'	6	16.5	11.147	30.65	1.49	0.07	2.26	1.36
Esterilización	H-I-J	11	4.7	17.54	7.50	0.09	1.11	1.00	1.53
	I-J-K	4.7	6	7.50	9.57	0.61	0.29	1.13	1.00
	J-K-L	6	5	9.57	7.97	0.31	0.54	1.03	1.13
	K-L-M	5	16	7.974	25.52	1.43	0.04	1.85	1.03

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 70: Esfuerzos Mecánicos en la Red de Distribución de Vapor con Compensadores de Dilatación.

Línea de Distribución Vapor	Tramo	Compensador Serie H PN25	Rigidez del Compensador	Fuerza que se ejerce sobre el compensador	Fuerza debida a la presión interior	Fuerza total ejercida en la tubería	Tensión ejercida en la tubería
		HF-HFC					
		Referencia					
Lavandería	B2 - Cx	6226	20	423.57	2553.0	2976.57	1.56
Cocina	B - Cz	6228	16	228.27	599.72	827.99	0.30
	C2 - G	6228	16	207.52	599.72	807.2	0.30
	G - P	6228	16	316.47	599.72	916.2	0.34
Esterilización	B1 - Cy	6224	18	322.94	875.00	1197.94	0.91
	C1 - H	6224	18	688.95	875.00	1563.95	1.19

Fuente: Elaboración Propia.

4.2.3. SELECCIÓN DE ACCESORIOS PARA TRAMPEO DE VAPOR

La selección de accesorios se realizó usando la metodología descrita en el apartado 3.2.4 (A, B)

A. SELECCIÓN DE ACCESORIOS PARA EL CABECERO Y ESTACIÓN REDUCTORA DE PRESIÓN.

Tabla N° 71: Selección de trampa de vapor para Cabecero Distribuidor.

Cabecero Distribuidor de Vapor	Diámetro Nominal	N° Calderas	Factor de Seguridad	Capacidad Requerida para la Trampa	Diámetro Pierna Colectora	Longitud Mínima de la Pierna	Diferencial de Presión	Tipo -Modelo / Tamaño Trampa Vapor
	DN [Pulg]		FS	C _{RT} [Kg.C/h]	[Pulg]	[mm]	[Barg]	
	6		2	1.5	284.46	6	250	

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 72: Selección de Separador y Trampa para su drenaje en ERP.

Estación Reductora de Presión / Caza de Fuerza	Flujo másico de Vapor en la línea	Velocidad del Vapor	Presión del Vapor en Línea	Tipo de Separador de gotas / Tamaño	Capacidad Requerida para la Trampa	Factor de Seguridad	Diferencial de Presión	Tipo -Modelo / Tamaño de Trampa Vapor
	[Kg.v/h]	[m/s]	[Barg]		C _{RT} [Kg.C/h]	FS	[Barg]	
Cocina	556	21	6.89	S2 / DN50	166.8	3	6.90	FT14-14 / 3/4"
Esterilización	556	21	6.89	S2 / DN50	166.8	3	6.90	FT14-14 / 3/4"

Fuente: Elaboración Propia

Así mismo para su respectivo drenaje se recomiendan filtros del mismo tamaño del diámetro del drenaje del separador seleccionado. Por lo tanto elegimos filtros de Acero 14HP de 2" y ½" tipo "Y" respectivamente.

Tabla N° 73: Selección de Válvula Reductora de Presión.

Estación Reductora de Presión	Presión de Entrada	Presión de Salida	Vapor Requerida en Línea	Medida Nominal de la Válvula Reductora de Presión	Coeficiente caudal de la válvula reductora de presión [Cv]	Tipo de Válvula Reductora de Presión
	[Barg]	[Barg]	[Kgv/h]	DN [Pulg]		
Cocina	6.90	3.45	336.0	3/4	5.5	DP17
Esterilización	6.90	1.24	280.0	3/4	5.5	DP17

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 74: Selección de Válvula de Seguridad para ERP.

Caza de Fuerza / Centro de Servicio	Presión de ajuste de la VRP	Presión aguas arriba de la VRP	Presión Diferencial a través VRP	Presión de tarado de Válvula Seguridad	Coeficiente de Caudal VRP	Caudal de Vapor	Válvula de Seguridad Modelo / Conexión
	P_{AVRP} [Barg]	P_1 [Barg]	ΔP [Barg]	SV_P [Barg]	K_v	[Kgv/h]	
Cocina	1.24	6.9	4.90	2	5.5	455.4	SV615 / 20/32
Esterilización	3.45	6.9	2.19	4	5.5	441.8	SV615 / 20/32

Fuente: Elaboración Propia

B. SELECCIÓN DE ACCESORIOS PARA LÍNEA DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR DE SERVICIO DE LAVANDERÍA, COCINA Y ESTERILIZACIÓN.

Tabla N° 75: Selección de Separadores para Líneas Principales.

Centro de Servicio / Línea Principal Distribución Vapor	Tramo de Ubicación Separador	Flujo másico de Vapor en línea	Velocidad del Vapor	Presión del Vapor en Línea	Tipo de Separador de gotas / Tamaño	Capacidad Requerida para la Trampa	Factor de Seguridad	Diferencial de Presión	Tipo - Modelo/ Tamaño de Trampa Vapor
		[Kg/h]	[m/s]	[Barg]		CRT [Kg.C/h]	FS	[Barg]	
Cocina	Q - R	336	25.1	1.24	S3 / DN65	201.6	3	1.24	FT14 - 4.5 / 3/4"
Esterilización	N - N1	280	27.6	3.45	S3 / DN40	168	3	3.45	FT14 - 14 / 1/2"
Lavandería	D' - G'	556	21	6.90	S3 / DN50	333.6	3	6.90	FT14 - 4.5 / 3/4"

Fuente: Elaboración Propia

El trampeo de vapor en líneas principales de distribución: Se calculó la carga de condensado en tuberías principales de distribución de acuerdo a la metodología del apartado 3.2.4. (B).

Del plano RD-01 se ha identificado las longitudes de las líneas de vapor por lo que se ha optado colocar 3 trampas de vapor en la línea de esterilización y una en línea de Cocina.

Tabla N° 76: Carga de Condensado en tuberías Principales

Centros de Servicio	Diámetro de Tubería	Pérdida de Calor	Variación de Temperatura	1- (Eficiencia del Aislante)	Calor Latente	Longitud de Tramo Tubería	Carga de Condensado Total
	DN [Pulg]	U [KJ/h.m ² .°C]	T _i - T _∞ [°C]	E	h _{fg} [KJ/kg]	[m]	C [Kg/h]
Cocina	2 1/2	49	98	0.25	2191.59	50	6.28
Esterilización	1 1/2	57	121	0.25	2121.67	40	4.93

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 77: Selección de Trampas de vapor en tuberías Principales

Tuberías Principales / Centro de Servicio	Diámetro Nominal	Tramo de Ubicación Pierna Colectora	Factor de Seguridad	Carga de Condensado	Capacidad Requerida para la Trampa	Diámetro Pierna Colectora	Longitud Mínima de la Pierna	Diferencial de Presión	Tipo - Modelo / Tamaño
	DN [Pulg]		FS	C [Kgc/h]	C _{RT} [Kg.C/h]		[mm]	[Barg]	
Cocina	2 1/2	D - G	3	6.28	18.84	2 1/2	250	1.24	FT14-14 / 1/2"
Esterilización	1 1/2	C1 - I	3	4.93	14.80	1 1/2	250	3.45	
	1 1/2	C1 - I	3	4.93	14.80	1 1/2	250	3.45	
	1 1/2	K - L	3	5.25	15.75	1 1/2	250	3.45	

Fuente: Elaboración Propia

C. SELECCIÓN DE TRAMPA DE VAPOR PARA FINAL DE LÍNEA

Tabla N° 78: Selección de Trampas para final de Línea de vapor en tuberías Principales.

Tuberías Principales / Final de línea	Flujo másico de Vapor en la línea	Factor de Seguridad	Porcentaje estimado de Condensado	Capacidad Requerida para la Trampa	Diferencial de Presión	Trampa de Vapor	
	[Kgv/h]	FS	%	C _{RT} [Kg.C/h]	[Kg/cm ²]	Tipo / Modelo	Tamaño
Cocina	336	3	20	201.6	1.26	TDS52	DN15
Esterilización	280	3	20	168	3.52	TDS52	DN15
Lavandería	556	3	20	333.6	7.03	TDS52	DN15

Fuente: Elaboración Propia

**D. TRAMPEO DE VAPOR DE EQUIPOS EN SERVICIO DE LAVANDERÍA
COCINA Y ESTERILIZACIÓN.**

Tabla N° 79: Selección de Trampa de Vapor para trapeo de retorno de condensado en equipos.

Centros de Servicio / Ramales	Equipo	Codigo / Modelo	Cantidad de Equipos	Flujo másico de Vapor Requerida por equipo [Kg/h]	Factor de Seguridad FS	Capacidad Requerida para la Trampa [Kg.C/h]	Diferencial de Presión [Barg]	Trampa de Vapor	
								Tipo / Modelo	Tamaño en [Pulg]
Cocina	Marmita	HRMAV-01 /	1	50	3	150	1.24	FT14-10	3/4
		HRMAV-02 /	1	50	3	150	1.24	FT14-10	3/4
		HRMAV-03 /	1	50	3	150	1.24	FT14-10	3/4
		HRMAV-04 /	1	50	3	150	1.24	FT14-10	3/4
Esterilización	Autoclave	HRMATV-01 /	3	29	3	87	1.24	FT14-14	1/2
		/ 58020-SP-1H-ND-AC	1	60	3	180	3.45	FT14-14	3/4
		/ 5801130-SP-1V-ND-AB	2	60	3	180	3.45	FT14-14	3/4
		/ 55120-SP-1V-ND-AB	1	54	3	162	3.45	FT14-14	3/4
Lavandería	Secadora	/ HR0110A1	1	45	3	135	3.45	FT14-14	1/2
		/ SF - 85	1	159	3	477	6.90	FT14 - 4.5	1
	Calandria	/ SV - 50	1	114	3	342	6.90	FT14 - 4.5	3/4
		/ PRI-300V	1	88	3	264	6.90	FT14 - 4.5	3/4
Planchadora	HRPR-01 /	HRPR-01 /	1	27.2	3	81.6	6.90	FT14 - 14	1/2
		HRPR-02 /	1	38.6	3	115.8	6.90	FT14 - 14	1/2

Fuente: Elaboración Propia.

4.3. AHORRO ECONÓMICO CON PROPUESTAS DE MEJORA.

A. GENERADORES DE VAPOR.

❖ COSTO DE GENERACIÓN DE VAPOR Y ENERGÍA ANTES Y DESPUES DE LA MEJORA.

El Ahorro anual de combustible se determinó utilizando la metodología del apartado 3.2.5 (A). Los resultados se presentan en la tabla N° 80.

Tabla N° 80: Ahorro Económico en Generadores de Vapor.

Generador	Descripción	Con Mejora	Unidad
Caldero 50 BHP	Ahorro Económico	1250.62	Glns. Diesel/año
		10,403.93	S./año
Caldero 70 BHP		842.37	Glns. Diesel/año
		7,007.70	S./año
Ahorro Total		17,411.63	S./año

Fuente: Elaboración Propia

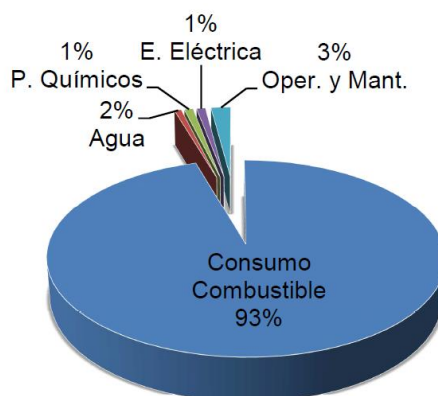


Figura N° 73: Variables que influyen en el costo del vapor

Fuente: Thermal Engineering LTDA.

En la figura N° 74, elaborada por Thermal Engineering es posible observar la incidencia de cada uno de estas variables en el costo total asociado a la generación de vapor.

Tabla N° 81: Costo de Generación de Vapor.

Generador	Descripción	Sin Mejora	Con Mejora	Unidad
Caldera 50 BHP	Costo del Vapor	0.186	0.173	S./Kgv
		185.69	173.25	S./Tonv
	Costo de Energía	6.71E-05	6.26E-05	S./KJ
		2.41E-04	2.25E-04	S./W.h
Caldera 70 BHP	Costo del Vapor	0.180	0.172	S./Kgv
		179.79	172.24	S./Tonv
	Costo de Energía	6.49E-05	6.22E-05	S./KJ
		2.32E-04	2.22E-04	S./W.h

Fuente: Elaboración Propia

B. LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR, RETORNO DE CONDENSADO Y TANQUES.

❖ MEJORAS CON AISLAMIENTO DE TANQUES DE CONDENSADO Y CABEZAL.

El Ahorro económico anual se desarrolló utilizando la metodología descrita en el apartado 3.5.2 (B). Los resultados se presentan en las tablas del N° 82 al N° 88.

Tabla N° 82: Ahorro en tanques de condensado con propuesta de Aislamiento.

Tanques de Condensado	Pérdida de calor sin Mejora [W]	Pérdida de Calor con Mejora [W]	Pérdida Sin Mejora [S./año]	Pérdida con Mejora [S./año]	Ahorro [S./año]
Sótano de Cocina	1904.65	83.58	S/. 671.32	S/. 27.49	S/. 643.83
Caza de Fuerza	2679.72	136.15	S/.2,361.25	S/. 111.93	S/. 2,249.32
Ahorro Total					S/. 2,893.15

Fuente: Elaboración Propia.

Tabla N° 83: Ahorro Económico en Cabezal distribuidor de Vapor con Propuesta de Aislamiento.

Distribuidor de Vapor	Pérdida de calor sin Mejora [W]	Pérdida de Calor con Mejora [W]	Pérdida Sin Mejora [S./año]	Pérdida con Mejora [S./año]	Ahorro [S./año]
Cabecero	271.45	162.26	S/.239.19	S/.133.40	S/. 105.79
Ahorro Total					S/. 105.79

Fuente: Elaboración Propia.

De la tabla N° 82 y N° 83, con la propuesta del redimensionamiento del cabezera y aislamiento óptimo del tanques de condensado se logra reducir las pérdidas energéticas obteniendo un Ahorro anual de S/. 3,000.00.

Tabla N° 84: Ahorro Económico en Redes de Vapor con Propuesta de Aislamiento y Redimensionamiento.

Líneas de transporte de vapor	Pérdida de calor sin Mejora [W]	Pérdida de Calor con Mejora [W]	Pérdida Sin Mejora [S/./año]	Pérdida con Mejora [S/./año]	Ahorro [S/./año]
Lavandería	1768.10	1344.89	S/.1,090.59	S/.773.96	S/. 316.62
Cocina	2879.15	2142.03	S/.1,014.80	S/.704.40	S/. 310.39
Esterilización	4996.41	2864.69	S/.1,320.79	S/.706.54	S/. 614.25
Ahorro Total					S/.1,241.27

Fuente: Elaboración Propia.

De la tabla N° 84 se observa un ahorro económico anual de s/. 1241.27 con el redimensionamiento de las líneas de distribución de vapor y el dimensionamiento óptimo económico del espesor del aislamiento.

Tabla N° 85: Ahorro Económico en Ramales de vapor.

Ramales de Transporte de vapor	Pérdida de calor sin Mejora [W]	Pérdida de Calor con Mejora [W]	Pérdida Sin Mejora [S./año]	Pérdida con Mejora [S./año]	Ahorro [S./año]
Lavandería	11505.98	1297.27	S/.7,097.02	S/. 746.56	S/.6,350.46
Cocina	1684.74	345.87	S/. 593.81	S/. 113.74	S/. 480.07
Esterilización	3616.23	467.70	S/. 955.94	S/. 115.35	S/. 840.59
Ahorro Total					S/. 7,671.12

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 86: Ahorro económico en redes principales de retorno.

Retorno de Condensado	Pérdida de calor sin Mejora [W]	Pérdida de Calor con Mejora [W]	Pérdida Sin Mejora [S./año]	Pérdida con Mejora [S./año]	Ahorro [S./año]
Lavandería	426.48	199.92	S/.263.06	S/.115.05	S/. 148.01
Línea Flash	5740.28	676.80	S/.3,540.67	S/.389.49	S/. 3,151.18
Cocina	1484.48	847.21	S/. 523.22	S/.278.60	S/. 244.62
Esterilización	3980.87	2334.22	S/.1,052.33	S/.575.70	S/. 476.63
Ahorro Total					S/. 4, 020.44

Fuente: Elaboración Propia

De la tabla N° 86 se observa un Ahorro anual de S/. 4, 020.44 en las redes principales de retorno de condensado.

Tabla N° 87: Ahorro Económico en Ramales de retorno condensado.

Ramales Retorno de Condensado	Pérdida de calor sin Mejora [W]	Pérdida de Calor con Mejora [W]	Pérdida Sin Mejora [S/./año]	Pérdida con Mejora [S/./año]	Ahorro [S/./año]
Lavandería	2883.72	336.90	S/.1,778.71	S/. 193.88	S/. 1,584.83
Cocina	1357.62	239.57	S/. 478.51	S/. 78.78	S/. 399.73
Esterilización	2547.84	330.55	S/. 673.52	S/. 81.52	S/. 591.99
Ahorro Total					S/. 2,576.55

Fuente: Elaboración Propia.

Los ramales de retorno de condensado actualmente el 90 % se encuentran sin aislamiento térmico por lo que con la propuesta de aislamiento se obtiene un ahorro económico importante anual de S/. 2,576.55.

Pérdida económica por fuga de vapor:

Los cálculos de pérdidas de calor se desarrollaron mediante la metodología del apartado 3.2.5 (C). Las pérdidas económicas se resumen en la tabla N° 88.

Tabla N° 88: Pérdida Económica por fuga de vapor.

Ubicación de Fuga de vapor	Accesorios	Diámetro de orificio [mm]	Flujo Total de vapor fugado [kgv/año]	Pérdida económica [S/./año]
Estación reguladora	Brida	0.3	917.96	170.46
	Válvulas	0.3	611.97	113.64
	Tuberías	x	x	x
Cabecero	Brida	0.2	453.31	84.18
	Válvulas	0.2	2719.87	505.06
	Tuberías	x	x	x
Lavandería	Brida	x	x	x
	Válvulas	0.3	618.77	114.90
	Tuberías	x	x	x
Cocina	Brida	0.3	91.05	16.91
	Válvulas	0.5	252.92	46.96
	Tuberías	x	x	x
	U. universal	0.3	182.09	33.81
Esterilización	Brida	x	x	x
	Válvulas	0.5	309.77	57.52
	Tuberías	x	x	x
Pérdida económica total				S/.1,143.45

Fuente: Elaboración Propia.

x= No se detectaron fugas de vapor

C. INDICADORES ECONÓMICOS DE PRODUCCIÓN EN SERVICIOS DE CONSUMO DE VAPOR DEL HOSPITAL REGIONAL.

❖ **SERVICIO DE LAVANDERÍA Y COCINA.**

Los cálculos se realizaron mediante la metodología del apartado 3.2.5 (E).

Los resultados se presentan en los cuadros N° 89 al N° 91.

Tabla N° 89: Índices Económicos en Lavadoras.

Generador	Equipo	Modelo	Sin Mejora	Con Mejora
			S./Kg.Ropa	
Caldero 50 BHP	Lavadoras	42026Q4J AAK	S/. 0.0323	S/. 0.0302
		LRI-30	S/. 0.0308	S/. 0.0287
		LRI-15	S/. 0.0314	S/. 0.0293
Caldero 70 BHP		42026Q4J AAK	S/. 0.0313	S/. 0.0300
		LRI-30	S/. 0.0298	S/. 0.0286

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 90: Índices Económicos en Secadoras.

Generador	Equipo	Modelo	Sin Mejora	Con Mejora
			S./Kg.ropa	
Caldero 50 BHP	Secadoras	SF-85	S/. 0.320	S/. 0.299
		SV-50	S/. 0.212	S/. 0.198
Caldero 70 BHP		SF-85	S/. 0.310	S/. 0.297
		SV-50	S/. 0.205	S/. 0.197

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 91: Índices Económicos en Servicio de Cocina.

Generador de Vapor	Equipos	Código	Sin Mejora	Con Mejora
			S./Kg.Sustancia	
Caldera de 50 BHP	Marmitas	HR-MAV-01	S/. 0.0275	S/. 0.0256
		HR-MATV-01	S/. 0.0272	S/. 0.0254
Caldera de 70 BHP		HR-MAV-01	S/. 0.0266	S/. 0.0255
		HR-MATV-01	S/. 0.0264	S/. 0.0253

Fuente: Elaboración Propia.

D. PÉRDIDA ECONÓMICAS EN TRAMPAS TERMODINÁMICAS.

Las trampas termodinámicas presentan pérdidas de vapor vivo ver anexo N° 45.

Tabla N° 92: Pérdida Económica en Trampas Termodinámicas.

Ubicación	Trampa termodinámica	Calor perdido por fuga	Pérdida Económica
	[Und]	[kJ/h]	[S./año]
Cabecero	1	7430.61	S/. 1,793.85
Estación reguladora	2	14861.22	S/. 1,793.85
Lavandería	5	37153.05	S/. 5,441.34
Cocina	1	7247.61	S/. 524.90
Esterilización	7	51426.27	S/. 2,483.00
Pérdida económica total			S/. 12,036.94

Fuente: Elaboración Propia

Los cálculos se determinaron mediante la metodología del apartado 3.2.5 (D). El Ahorro económico consistirá en reemplazar trampas termodinámicas por trampas de flotador termostático que no presentan pérdidas de vapor vivo ver Anexo N°45.

Con la sustitución de trampas de vapor se obtiene un Ahorro económico anual de S/. 10,069.06.

Pérdida económica asumiendo trampas en mal estado: La determinación de Los resultados de la evaluación asumiendo trampas en mal estado se determinó mediante la metodología descrita en el apartado 3.2.5 (D).

Tabla N° 93: Pérdida Económica Asumiendo trampas en mal estado

Ubicación / Centrales de Servicio	Diámetro de línea		Trampas de Vapor [Und]	Calor perdido por la fuga [kJ/h]	Pérdida económica S./año
	DN [Pulg]	D [mm]			
Cabecero	1/2	21.3	1	45709.34	S/. 11,034.85
E. Reguladora	1/2	21.3	2	91418.67	S/. 11,034.85
Lavandería	1/2	21.3	1	45709.34	S/. 6,694.48
	3/4	26.7	3	215471.33	S/. 31,557.40
Cocina	3/4	26.7	4	47168.52	S/. 3,416.14
	3/4	26.7	5	102276.31	S/. 7,407.27
Esterilización	1/2	21.3	5	106891.29	S/. 5,161.00
	3/4	26.7	3	100775.94	S/. 4,865.73
Pérdida Económica total					S/. 81,171.72

Fuente: Elaboración Propia.

4.4. EVALUACIÓN ECONÓMICA.

Para tomar decisiones respecto a la ejecución o no del proyecto debemos de conocer los siguientes flujos efectivos.

- Ahorros.
- Inversión Inicial.
- Mantenimiento.

A. DETERMINACIÓN DEL VALOR ACTUAL NETO.

Para la determinación del valor actual neto se tiene en cuenta la ecuación N° 49 del capítulo de marco teórico. Del estudio realizado se resumen los ahorros económicos en la tabla N° 94 y la inversión para las mejoras en la tabla N° 95.

Tabla N° 94: Resumen de Ahorro Económico.

Propuestas de Mejoras	Ahorro [S./año]
Generador de Vapor	S/. 17,411.63
Cabecero Distribuidor Vapor	S/. 105.79
Aislamiento de tanques de Condensado	S/. 2,893.15
Aislamiento de redes de vapor	S/. 8,912.39
Aislamiento de retorno de condensado	S/. 6,554.46
Fugas de vapor	S/. 1,143.45
Sustitución de trampas de vapor	S/. 10,069.06
Ahorro Total	S/. 47,089.94

Fuente: Elaboración Propia

Tabla N° 95: Inversión Inicial para ejecutar el proyecto.

Descripción	Total \$
Generadores de Vapor	\$ 5,800.00
Cabecero Distribuidor de vapor	\$ 2,640.00
Tuberías para Redes de Distribución de Vapor	\$ 1,450.57
Montaje de Redes de Distribución de Vapor	\$ 4,445.00
Desmontaje de Redes de distribución de vapor	\$ 2,500.68
Aislamiento de redes vapor, condensado y tanques	\$ 27,462.55
Accesorios y Trampas para red de vapor y retorno	\$ 36,002.57
Inversión Total	\$ 80,301.37

Fuente: Elaboración Propia

Tipo de cambio 1USD = S/. 3.327 consultado el 13/05/2016, fuente SUNAT.

Realizando la conversión de dólares a soles resulta S/. 267,162.658.

Las cotizaciones realizadas para las mejoras ver (Anexo N° 52 al N° 57).

❖ **COSTO DE MANTENIMIENTO.**

En la casa de fuerza del Hospital Regional trabajan alternadamente 5 operadores capacitados para realizar el mantenimiento de los generadores y las líneas de vapor del Hospital, por lo tanto en este proyecto los flujos efectivos del costo de mantenimiento se considerara un monto anual de S/. 7,000.00 para recambio de accesorios que son principalmente para trampas de vapor, válvulas y filtros etc.

❖ EL VALOR ANUAL NETO (VAN)

Para el proyecto se considerara un interés anual $i = 12\%$ con un horizonte de $n = 20$ años.

$$V_t = 47089.94 - 7000 = 40089.94$$
$$VAN = -267162.66 + \sum_{t=1}^{20} \frac{40089.94}{(1 + 0.12)^t}$$

$$VAN = 32,286.89$$

B. DETERMINACIÓN DE LA TASA DE RETORNO.

Para la determinación de la tasa interna de retorno se toma en cuenta la ecuación N° 52, así como los criterios del ítem de evaluación económica del capítulo de marco teórico donde se detalla que el TIR debe ser mayor a su tasa de interés para que el proyecto sea económicamente viable. Considerando el $VAN = 0$. Se tiene:

$$VAN = 0 = -267162.66 \left[\frac{TIR(1 + TIR)^{20}}{(1 + TIR)^{20} - 1} \right] + 40089.94$$

$$TIR = 14\%$$

C. DETERMINACIÓN DE LA RENTABILIDAD DEL PROYECTO.

Para la determinación de la rentabilidad de la inversión se tiene en cuenta la ecuación N° 53 del capítulo de marco teórico.

$$Pay\ Back = \frac{267162.66}{40089.94} = 6.6 \text{ años}$$

4.5. DISCUSIÓN.

A. REFERENTE A LA EVALUACIÓN DE LOS GENERADORES DE VAPOR ACTUALY CON MEJORA DEL HOSPITAL REGIONAL.

Tomando como referencia la evaluación de los generadores de vapor actual del Hospital Regional y los resultados obtenidos en la tabla N° 6, N° 7, N° 36, N° 80 y N° 81.

- ✓ Los generadores de vapor de 50 BHP y 70 BHP actualmente generan una producción de vapor de 462 Kgv/h, 513 Kgv/h y una eficiencia térmica de 79 %, 82 %. De la tabla N° 8 se puede distinguir una elevada temperatura en gases de la chimenea del de 270 °C, 214 °C con un exceso de aire de 35 %, 75 % respectivamente el cual implica mayores pérdidas de calor por chimenea, y por ende, una menor eficiencia de aprovechamiento energético. Según Guía de Buenas Prácticas en Calderas de Vapor (2004) informa que una caldera pirotubular de 3 pasos, la temperatura en chimenea no debería exceder los 220 °C y un exceso de aire máximo de 20 % para combustible Diesel.
- ✓ De los resultados de en la tabla N° 36 con la propuesta de ajuste del exceso del aire en la combustión en los calderos de 50 BHP y 70 BHP al 20 % se distingue un ahorro de combustible 6.7 %, 4.2 % y el incremento de la eficiencia térmica en 85 % respectivamente.
El ajuste del exceso de aire en la combustión significa menores pérdidas de calor con el gas que se deja de calentar innecesariamente aire en exceso que es evacuado junto con los gases por ende se quema menos combustible para satisfacer la misma demanda de vapor.
- ✓ De la tabla N° 80, N° 81 se distingue el costo de generación de vapor del caldero de 50 BHP y 70 BHP del Hospital Regional antes de la mejora arroja un valor de 185.69 S/. /Tonv y 179.79 S/. /Tonv. Con la propuesta de mejora se reduce el costo de generación en los calderos en 173.25 S/. /Tonv y 172.24 S/. /Tonv respectivamente. Resultando un ahorro económico anual de 17,412.00 S/. /año.

Con la mejora los indicadores económicos en los servicios de consumo de vapor se ven reflejada en el apartado 4.3 (C).

B. REFERENTE A LA EVALUACIÓN DE LAS LÍNEAS DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR Y RETORNO DE CONDENSADO ACTUAL Y CON MEJORA.

Tomando como referencia la evaluación de las líneas de distribución de vapor actual del apartado 4.1.2, 4.2.2, 4.2.4.

- ✓ Los parámetros de operación actual de las redes principales de distribución de vapor (ver la tabla N° 14). En la red de cocina de diámetro de $\varnothing 2 \frac{1}{2}$ " se distingue una velocidad de 30 m/s, en la red de Esterilización con diámetro de $\varnothing 2 \frac{1}{2}$ " se distingue una velocidad de fluido de 12.01 m/s y en la red de lavandería con diámetro de $\varnothing 2$ " se obtuvo una velocidad de fluido de 20 m/s, el cual se encuentra dentro del rango, teniendo en cuenta su corta longitud.

Las velocidades del fluido de la red de cocina y esterilización se encuentran fuera del rango recomendado ver tabla N° 2.

- ✓ Las pérdidas a las que se incurren en las líneas de vapor y retorno de condensado cuando las tuberías no cuentan con aislamiento (ver tabla N° 16 y N° 24). Las pérdidas de calor con el aislamiento actual considerando el aislante como nueva las pérdidas expuestas son menores al 15% de las pérdidas sin aislamiento las cuales incurren en las líneas de vapor y en el retorno de condensado.
- ✓ De la figura N° 60 se distingue que el espesor mínimo capaz de soportar la presión de trabajo son las tuberías de cédula 40. Según Manual Técnico de Diseño y cálculos de Redes de Vapor (2010) informa que la tubería de cédula 40 es la mínima recomendable para transportar vapor.
- ✓ El redimensionamiento de las redes de distribución de vapor se realizó con tubería cédula 40, teniendo en cuenta los resultados obtenidos anteriormente y considerando la vida útil del material de la tubería. Obteniendo parámetros dentro del rango recomendado Red de cocina

diámetro de 2 ½”, velocidad 25 m/s y una caída de presión de 0.21 Bar.
Red de Esterilización con un diámetro de 1 ½”, velocidad 27 m/s y una caída de presión de 0.8 Bar. Red de Lavandería con un diámetro de 2”, velocidad de 21 m/s y una caída de presión de 0.27 Bar.

- ✓ Con el dimensionamiento del espesor óptimo económico del aislamiento de lana de roca para la red de vapor y retorno de condensado se redujeron las pérdidas de calor en un promedio del 34 % y 39.5 % respecto a la tubería con espesor aislante actualmente instalada.
Con la sustitución de trampas de vapor termodinámicas por trampas tipo flotador termostática o boya cerrada (ver tabla N° 33) se obtiene un ahorro energético de 118,118.76 kJ/h.

C. REFERENTE A LA EVALUACIÓN ECONÓMICA.

- ✓ Tomando como referencia los resultados del apartado 4.4. La evaluación económica realizada a la inversión para determinar la viabilidad económica arroja un valor actual neto (VAN) igual a S/. 32,286.89, una tasa interna de retorno (TIR) de 14 % y un periodo de recuperación de la inversión (Pay Back) de 6.6 años. Según el libro Ingeniería Económica Tarquin (1999) informa que el VAN debe ser mayor a cero, el TIR mayor que la tasa de interés y el Pay Back menor al tiempo de vida útil estimada para la inversión. Todas estas condiciones se cumplen.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES:

- ❖ Se realizó el Balance energético actual de los generadores pirotubulares y equipos de los servicios de consumo de vapor del Hospital Regional.
Generador de 70 BHP con una eficiencia de 82 %, con una producción de vapor de 513 kgv/h. Generador de 50 BHP con una eficiencia de 79 %, con una producción de vapor de 462.2 kgv/h.
El consumo de vapor en los centros de servicio si trabajaran todos los equipos a la vez se obtiene los siguientes resultados.
Servicio de Lavandería 311 kgv/h, servicio de cocina 210 kgv/h y central de esterilización 184.25 kgv/h.
- ❖ Los indicadores energéticos y económicos obtenidos antes de la aplicación de la reingeniería. Generador de 50 BHP el costo de generación de vapor es de S/.186 /Tonv, S/. $6.71 \cdot 10^{-5}$ /KJ, $2.41 \cdot 10^{-4}$ /Wh, con un consumo de combustible de 22.2 Galones Diesel 2/Tonv. Con Generador de 70 BHP el costo de generación es S/.180/Tonv, S/. $6.49 \cdot 10^{-5}$ /KJ, $2.32 \cdot 10^{-4}$ /Wh, con un consumo de combustible de 21.5 Galones Diesel 2/Tonv.
La eficiencia de aislamiento actual en red de vapor y retorno de condensado es de 94 % y 91 % respectivamente.
Los indicadores con la mejora: Generador de 50 BHP, eficiencia 85 %, costo de generación de vapor S/. 173.25/Tonv, $6.26 \cdot 10^{-5}$ /KJ, $2.25 \cdot 10^{-4}$ /Wh con un consumo de combustible 20.70 Galones Diesel 2/Tonv. Generador de 70 BHP, eficiencia 85 %, costo de generación de vapor S/. 172.24/Tonv, $6.22 \cdot 10^{-5}$ /KJ, S/. $2.22 \cdot 10^{-4}$ /Wh con un consumo de combustible 20.58 Galones Diesel 2/Tonv.
La eficiencia de aislamiento de red de vapor y retorno de condensado es de 96 % y 95 % respectivamente.
- ❖ Mediante la aplicación de técnicas de reingeniería se redujeron las pérdidas energéticas en promedio un 36 % en las redes de distribución de vapor y retorno de condensado respecto a las pérdidas energéticas antes de la mejora. La reducción de pérdidas de calor se logró con el redimensionamiento de las tuberías de transporte de vapor, espesor del

aislamiento óptimo económico, uso de compensadores de dilatación y sustitución de trampas de vapor termodinámicas por flotador termostática. Se redimensionó las Líneas de distribución de vapor (con tubería cédula 40) verificando las velocidades recomendadas y la pérdida de presión en cola garantizando la presión en los puntos de utilización.

Obteniendo los siguientes diámetros línea de servicio de lavandería con un diámetro de 2", velocidad de 21 m/s, caída de presión 0.27 Bar a una presión de 100 PSIG. Los equipos requieren una presión de 91 Psig.

La línea de Cocina diámetro de 2 ½ ", velocidad de 25 m/s y una caída de presión de 0.21 Bar a una presión de 18 Psig.

La línea de central de esterilización de 1 ½ ", velocidad de 27 m/s, caída de presión 0.81 Bar a una presión de 50 Psig. Los equipos requieren una presión de 35 PSIG.

Así mismo la temperatura superficial de las tuberías con aislamiento está por debajo de los 37 °C ya que las superficies desnudas constituyen no sólo riesgos laborales, sino también una pérdida de calor.

- ❖ Realizando la evaluación técnico económico se calculó un ahorro anual de S/. 47,089.94 con propuesta de mejora con una inversión de S/. 267,162.66.

La evaluación económica realizada a la inversión para determinar la viabilidad económica arroja un valor actual neto (VAN) igual a S/. 32,286.89, una tasa interna de retorno (TIR) de 14 % y un periodo de recuperación de la inversión (Pay Back) de 6.6 años. Para determinar que la inversión es viable el VAN debe ser mayor a cero, el TIR mayor que la tasa de interés y el Pay Back menor al tiempo de vida útil estimada para la inversión. Los resultados de los indicadores de evaluación de proyecto de inversión cumplen las condiciones establecidas.

RECOMENDACIONES:

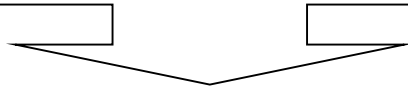
- ❖ Realizar una evaluación del sistema de tratamiento externo e interno del agua de alimentación a las calderas para conocer las condiciones de operación actual tales como sólidos en suspensión, dureza, alcalinidad, sílice entre otras y mantenerlas dentro de los límites de los valores recomendados para evitar corrosión, incrustaciones, formación de caliches en tubería, caldera etc.
- ❖ Realizar un programa de mantenimiento que involucre sistema de tratamiento de agua, generación, distribución de vapor y equipos de consumo para mantenerlas en condiciones óptimas de operación y traigan como beneficio ahorro económico y alargar la vida útil de los equipos y accesorios que la conforman.
- ❖ Se recomienda realizar un estudio técnico y económico al reemplazar combustible Diesel 2 por Gas Natural para la generación de vapor del Hospital Regional.

BIBLIOGRAFÍA

- ❖ Blank, T. L. & Tarquin, J. A. (1999). Ingeniería Económica. (4a ed.). Bogotá: Editorial Mc Graw Hill.
- ❖ Brandon Morris, D. (1995). Reingeniería como aplicarla con éxito en los negocios. Madrid: Editorial Mc. Graw Hill.
- ❖ Incropera, F. P. & Witt, P. (1999). Fundamentos de Transferencia de Calor. (4a ed.). México: Editorial Prentice Hall.
- ❖ Molina, L.A. & Alonso, J.M. (1996). Calderas de vapor en la Industria. Bilbao: Editorial Cadem-Eve.
- ❖ Norma Técnica Peruana NTP 350.300 2008. Procedimiento para la determinación de la Eficiencia Térmica de Calderas Industriales. (2a ed.). Lima Perú.
- ❖ Ordoñez, C. D. & Terán, D. S. (2012). Auditoría Energética de la Caldera y de las Líneas de Distribución de vapor en las Lavanderías del Hospital Carlos Andrade Marín. (Tesis de pregrado). Escuela Politécnica Nacional, Quito Ecuador.
- ❖ Ovando, S. M. (2007). Beneficios en sistemas de vapor por medio de una correcta instalación y selección de trampas. (Tesis de Pregrado). Universidad de San Carlos de Guatemala, Guatemala.
- ❖ Quiñones, L. & Quiñones, S. (2008). Incremento de la Eficiencia en la Caldera de 350 BHP, Instalando un sistema control automático De exceso de aire en la Empresa Pesquera Don Fernando S.A.C. (Tesis de pregrado). Universidad Nacional del Santa, Nuevo Chimbote Perú.
- ❖ Toro, A. M. & Cruz, R. G. (2011). Reingeniería del sistema de distribución de vapor al área de lavandería y cocina del Hospital Gineco Obstétrico Isidro Ayora. (Tesis de Pregrado). Escuela Politécnica Nacional, Quito Ecuador.
- ❖ Van Wylen, J. (2006). Fundamentos de Termodinámica (2a ed.). México: Editorial Limusa.
- ❖ Velásquez, H. I. (2000). Principios básicos para el diseño de líneas de vapor. Universidad Nacional de Colombia, Medellín.
- ❖ Streeter, V. L., Wylie, E. B., Bedford, K. W. (1999). Mecánica de fluidos. (9a ed.). Colombia: Editorial McGraw Hill.

- ❖ Armstrong. (1998). Guía para la Conservación de Vapor en el Drenado de Condensados.
<https://www.armstronginternational.com/files/products/traps/pdf/n101spanish.pdf>
- ❖ American Psychological Association. (2010). Manual de publicaciones de la American Psychological Association. (3a ed.). México: Manual Moderno.
- ❖ Concejo Nacional del Ambiente. (2004). Guía de Buenas Prácticas en Calderas de Vapor. Washington.
- ❖ CONAE (2007). Tipo de trampas de vapor I.
Recuperado <https://es.scribd.com/doc/293184722/Trampas-de-Vapor-1-1>
- ❖ Díaz Andrade, G .(2007). Elementos de diseño para el cálculo de flexibilidad en tuberías y aplicación de compensadores de dilatación.
Recuperado de http://www.coraci.es/pdf/apuntes_flexibilidad_coraci.pdf
- ❖ Junta Castilla de León. (2010). Diseño y Cálculos de Redes de Vapor.
<file:///C:/Documents%20and%20Settings/Casio/Mis%20documentos/Downloads/Manual+Redes+de+Vapor,0.pdf>
- ❖ Spirax Sarco.(1999). Guía de Referencia Técnica Calderas y Accesorios.
Recuperado de <http://www.suplivapor.com/documentos/gcm-03.pdf>
- ❖ Spirax Sarco.(1999). Guia de Referencia Técnica Purga de Vapor y Eliminación de Aire.
http://api.ning.com/files/R01SzDFNVIwPodjVsmtzP9Hge1pJRiMbzEMNRVfmpU_/Curso4purgadevaporyeliminaciondeaire.pdf
- ❖ Spirax Sarco.(1999).Guia de Referencia Técnica Distribución de Vapor.
http://jrguezs.webs.ull.es/tecnologia/tema2/distrib_vapor.pdf
TLV Compañía Especialista en Vapor. Una Guía para la Inspección de Trampas de Vapor.
<http://www.tlv.com/global/LA/steam-theory/steam-trap-test.html>
- ❖ USAID. (2011). Guía de Buenas Prácticas en Eficiencia Energética para Sistemas de Vapor.
<http://documents.mx/documents/guia-sistemas-de-vapor.html>

ANEXO



Anexo N°1: Temperatura superficial de los calderos y tanques.

N° Medida	Caldero 70 BHP	Caldero 50 BHP	Tanque Condensado 2, ubicación sótano de cocina	Tanque Condensado 1, Caza de fuerza
	Temperaturas °C			
1	26	53	83.5	65
2	30	54	85	67.5
3	33	44	85.4	38
4	35	56	83.5	62
5	32	51	84	66
6	33	37	87	37
7	34	39	83.5	67
8	32	38	84	64
9	35.5	41	68	70
10	29	40	82.5	73
11	34	38	82	37.5
12	31	40	84	69
13	34	61	69	52.5
14	35	39	67	34.5
15	32	43	80.5	67
16	30	50	81	65.5
17	33	36	84	39
18	35	55	80	37.5
19	29	42	81	71
20	34	44	79	40.5
Promedio	32.3	45	81	56

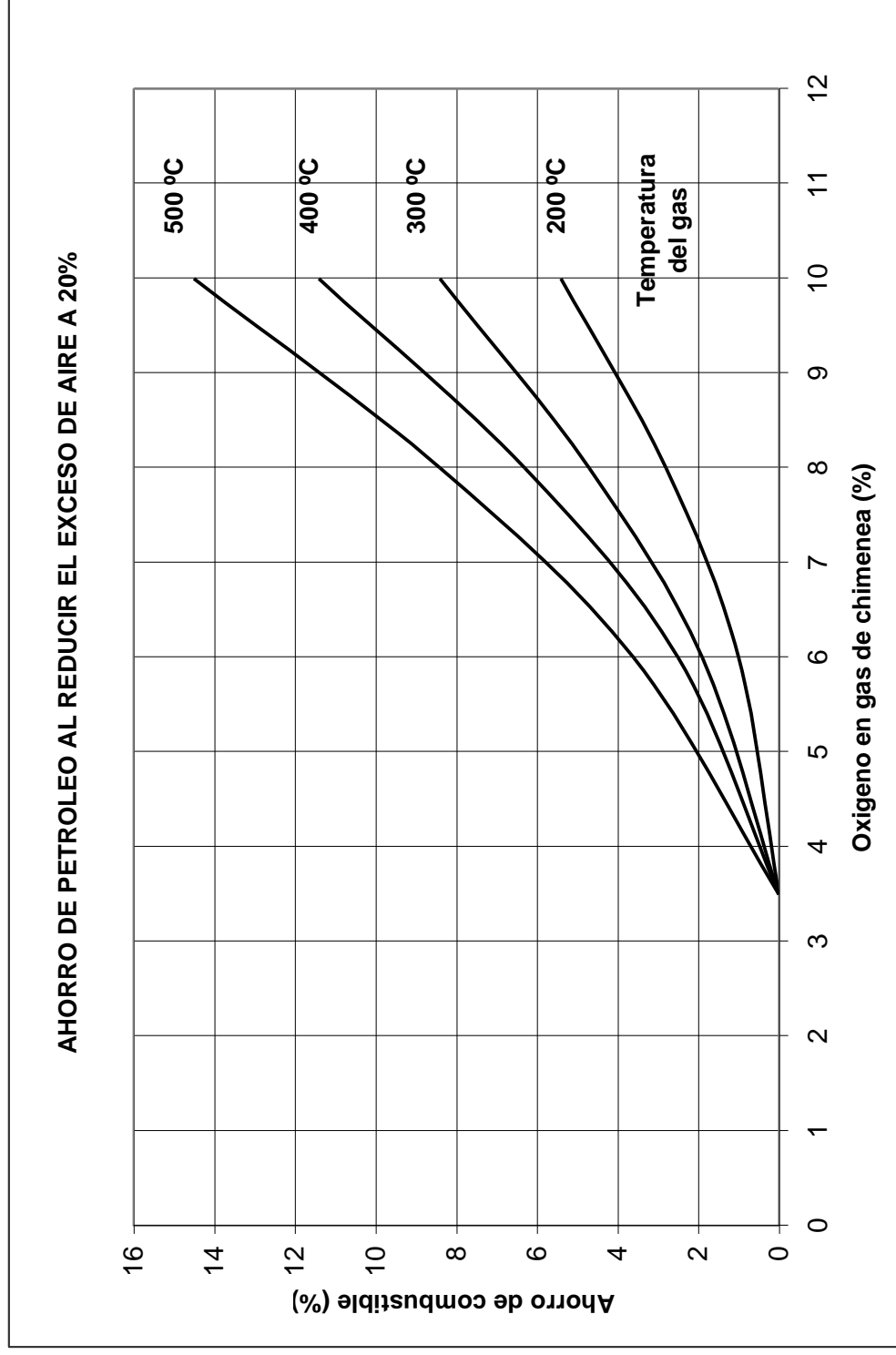
Fuente: Elaboración propia

Anexo N°2: Área superficial de las Calderas

Descripción	Caldera 70 BHP	Caldera 50 BHP	Unidad
Área de la superficie sobre el fluido [A_f]	13.19	7.84	[m ²]
Área de la superficie sobre los gases [A_g]	10.6	8.8	[m ²]
Velocidad del viento [v]	0.7	0.7	[m/s]
Emisividad de la superficie de acero inoxidable	0.08	0.08	

Fuente: Elaboración Propia

Anexo N° 3: Ahorro de combustible al reducir el exceso de aire a 20%



Fuente: Guía de Buenas Prácticas en Calderas de Vapor.

Anexo N°4: Registro de consumo de combustible Octubre 2015.

UNIDAD: MANTENIMIENTO Y TRANSPORTE				SERVICIOS: CASA FUERZA		
FECHA	CALDERA 70 BHP	HORAS DE FUNC.	PETROLEO DIESEL	ÁREAS DE CONSUMO		
			CONSUMO EN Glns	LAVANDERIA	COCINA	ESTERILIZAC IÓN
01/10/2015	#2	10	108	7	4	3
02/10/2015	#2	10	112	7	4	3
03/10/2015	#2	10	108	7	4	3
04/10/2015	#2	10	85	7	4	3
05/10/2015	#2	10	108	7	4	3
06/10/2015	#2	10	107	7	4	3
07/10/2015	#2	10	106	7	4	3
08/10/2015	#2	10	112	7	4	3
09/10/2015	#2	10	116	7	4	3
10/10/2015	#2	10	109	7	4	3
11/10/2015	#2	10	88	7	4	3
12/10/2015	#2	10	106	7	4	3
13/10/2015	#2	10	108	7	4	3
14/10/2015	#2	10	110	7	4	3
15/10/2015	#2	10	114	7	4	3
16/10/2015	#2	10	114	7	4	3
17/10/2015	#2	10	108	7	4	3
18/10/2015	#2	10	89	7	4	3
19/10/2015	#2	10	112	7	4	3
20/10/2015	#2	10	108	7	4	3
21/10/2015	#2	10	115	7	4	3
22/10/2015	#2	10	118	7	4	3
23/10/2015	#2	10	116	7	4	3
24/10/2015	#2	10	109	7	4	3
25/10/2015	#2	10	91	7	4	3
26/10/2015	#2	10	113	7	4	3
27/10/2015	#2	10	112	7	4	3
28/10/2015	#2	10	115	7	4	3
29/10/2015	#2	10	112	7	4	3
30/10/2015	#2	10	110	7	4	3
Promedio		10	107.96	7	4	3

Fuente: Caza de fuerza del Hospital Regional

Anexo N°5: Registro de consumo de combustible Noviembre 2015

UNIDAD: MANTENIMIENTO Y TRANSPORTE				SERVICIOS: CASA FUERZA		
FECHA	CALDERA 50 BHP	HORAS DE FUNC.	PETROLEO DIESEL	ÁREAS DE CONSUMO		
			CONSUMO EN Glns	LAVANDERIA	COCINA	ESTERILIZACION
01/11/2015	#1	10	83	7	4	3
02/11/2015	#1	10	108	7	4	3
03/11/2015	#1	10	99	7	4	3
04/11/2015	#1	10	94	7	4	3
05/11/2015	#1	10	105	7	4	3
06/11/2015	#1	10	92	7	4	3
07/11/2015	#1	10	103	7	4	3
08/11/2015	#1	10	86	7	4	3
09/11/2015	#1	10	110	7	4	3
10/11/2015	#1	10	111	7	4	3
11/11/2015	#1	10	109	7	4	3
12/11/2015	#1	10	103	7	4	3
13/11/2015	#1	10	105	7	4	3
14/11/2015	#1	10	107	7	4	3
15/11/2015	#1	10	83	7	4	3
16/11/2015	#1	10	109	7	4	3
17/11/2015	#1	10	110	7	4	3
18/11/2015	#1	10	107	7	4	3
19/11/2015	#1	10	112	7	4	3
20/11/2015	#1	10	105	7	4	3
21/11/2015	#1	10	109	7	4	3
22/11/2015	#1	10	82	7	4	3
23/11/2015	#1	10	109	7	4	3
24/11/2015	#1	10	108	7	4	3
25/11/2015	#1	10	109	7	4	3
26/11/2015	#1	10	111	7	4	3
27/11/2015	#1	10	109	7	4	3
28/11/2015	#1	10	108	7	4	3
29/11/2015	#1	10	83	7	4	3
30/11/2015	#1	10	107	7	4	3
Promedio		10	102.53	7	4	3

Fuente: Caza de fuerza del Hospital Regional

Anexo N°6: propiedades del agua saturada: Tabla de Presiones

Presión (bar)	Temp · °C	Volumen especifico m ³ /kg		Energía interna kJ/kg		Entalpia kJ/kg		
		Liquido Sat. v _f *10 ³	Vapor Sat. v _g	Liquido Sat. μ _f	Vapor Sat. μ _g	Liquido Sat. h _f	Liquido Sat. h _{fg}	Liquido Sat. h _g
0.04	28.96	1.004	34.800	121.45	2415.2	121.46	2432.9	2554.4
0.06	36.16	1.006	23.739	151.53	2425.0	121.53	2415.9	2567.4
0.08	41.51	1.008	18.103	173.87	2432.2	173.88	2403.1	2577.0
0.10	45.81	1.010	14.674	191.82	2437.9	191.83	2392.8	2584.7
0.20	60.06	1.017	7.649	251.38	2456.7	251.4	2358.3	2609.7
0.30	69.10	1.022	5.229	289.2	2468.4	289.23	2336.1	2625.3
0.40	75.87	1.027	3.993	317.53	2477.0	317.58	2319.2	2636.8
0.50	81.33	1.030	3.240	340.44	2483.9	340.49	2305.4	2645.9
0.60	85.94	1.033	2.732	359.79	2489.6	359.86	2293.6	2653.5
0.70	89.95	1.036	2.365	376.63	2494.5	376.7	2283.3	2660.0
0.80	93.50	1.038	2.087	391.58	2498.8	391.66	2274.1	2665.8
0.90	96.71	1.041	1.869	405.06	2502.6	405.15	2265.8	2670.9
1.00	99.63	1.043	1.694	417.36	2506.1	417.46	2258.0	2675.5
1.50	111.4	1.053	1.159	466.94	2519.7	467.11	2226.5	2693.6
2.00	120.2	1.061	0.886	504.49	2529.5	504.7	2202.0	2706.7
2.50	127.4	1.067	0.719	535.1	2537.2	535.37	2181.5	2716.9
3.00	133.6	1.073	0.606	561.15	2543.6	561.47	2163.8	2725.3
3.50	138.9	1.079	0.524	583.95	2546.9	584.33	2148.1	2732.4
4.00	143.6	1.084	0.463	604.31	2553.6	604.74	2133.9	2738.6
4.50	147.9	1.088	0.414	622.25	2557.6	623.25	2120.6	2743.9
5.00	151.9	1.093	0.375	639.68	2561.2	640.23	2108.5	2748.7
6.00	158.9	1.101	0.316	669.90	2567.4	670.56	2086.2	2756.8
7.00	165.0	1.108	0.273	696.44	2572.5	697.23	2066.3	2763.5
8.00	170.4	1.115	0.240	720.22	2576.8	721.11	2048.0	2769.1

Fuente: F. Incropera. De Witt. Fundamentos de Transferencia de Calor.

Anexo N°7: propiedades del agua saturada tabla de Temperaturas

Temp [°C]	Presión (bar)	Volumen especifico m ³ /kg		Energía interna kJ/kg		Entalpia kJ/kg		
		Liquido Sat. v _f *10 ³	Vapor Sat. v _g	Liquido Sat. μ _f	Vapor Sat. μ _g	Liquido Sat. h _f	Liquido Sat. h _{fg}	Liquido Sat. h _g
23	0.0281	1.0024	48.574	96.52	2407	96.52	2447	2543.5
24	0.02985	1.0027	45.883	100.7	2408.4	100.7	2444.7	2545.4
25	0.03169	1.0029	43.36	104.89	2409.8	104.89	2442.3	2547.2
26	0.03363	1.0032	40.994	109.07	2411.1	109.07	2439.9	2549
27	0.03567	1.0035	38.774	113.25	2412.5	113.25	2437.6	2550.8
28	0.03782	1.0037	36.69	117.43	2413.9	117.43	2435.2	2552.6
29	0.04008	1.004	34.733	121.61	2415.2	121.61	2432.8	2554.5
30	0.04246	1.0043	32.894	125.79	2416.6	125.79	2430.5	2556.3
31	0.04496	1.0046	31.165	129.97	2418	129.97	2428.1	2558.1
32	0.04759	1.005	29.54	134.15	2419.3	134.15	2425.7	2559.9
33	0.05034	1.0053	28.011	138.33	2420.7	138.33	2423.4	2561.7
34	0.05324	1.0056	26.571	142.5	2422	142.5	2421	2563.5
35	0.05628	1.006	25.216	146.68	2423.4	146.68	2418.6	2565.3
36	0.05947	1.0063	23.94	150.86	2424.7	150.86	2416.2	2567.1
38	0.06632	1.0071	21.602	159.21	2427.4	159.21	2411.5	2570.7
40	0.07384	1.0078	19.523	167.57	2430.1	167.57	2406.7	2574.3
45	0.09593	1.0099	15.258	188.45	2436.8	188.45	2394.8	2583.2
50	0.1235	1.0121	12.032	209.32	2443.5	209.33	2382.7	2592.1
55	0.1576	1.0146	9.568	230.21	2450.1	230.23	2370.7	2600.9
60	0.1994	1.0172	7.671	251.11	2456.6	251.13	2358.5	2609.6
65	0.2503	1.0199	6.197	272.02	2463.1	272.06	2346.2	2618.3
70	0.3119	1.0228	5.042	292.95	2469.6	292.98	2333.8	2626.8
75	0.3858	1.0259	4.131	313.9	2475.9	313.93	2321.4	2635.3
80	0.4739	1.0291	3.407	334.86	2482.2	334.91	2308.8	2643.7
85	0.5783	1.0325	2.828	355.84	2488.4	355.9	2296	2651.9
90	0.7014	1.036	2.361	376.85	2494.5	376.92	2283.2	2660.1
95	0.8455	1.0397	1.982	397.88	2500.6	397.96	2270.2	2668.1
100	1.014	1.0435	1.673	418.94	2506.5	419.04	2257	2676.1

Fuente: F. Incropera. De Witt. Fundamentos de Transferencia de Calor.

Anexo N°8: Propiedades termofísicas de gases a presión atmosférica

Temp.°K Aire	ρ (kg/m ³)	Cp (KJ/kg.°k)	$\mu \cdot 10^7$ (N.s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)	k.10 ³ (w/m.°k)	$\alpha \cdot 10^6$ (m ² /s)	Pr
100	3.5562	1.032	71.1	2	9.34	2.54	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	4.426	13.8	5.84	0.758
200	1.7428	1.007	132.5	7.59	18.1	10.3	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	11.44	22.3	15.9	0.72
300	1.1614	1.007	184.6	15.89	26.3	22.5	0.707
350	0.995	1.009	208.2	20.92	30	29.9	0.7
400	0.8711	1.014	230.1	26.41	33.8	38.3	0.69
450	0.774	1.021	250.7	32.39	37.3	47.2	0.686
500	0.6964	1.03	270.1	38.79	40.7	56.7	0.684
550	0.6329	1.04	288.4	45.57	43.9	66.7	0.683
600	0.5804	1.051	305.8	52.69	46.9	76.9	0.685
650	0.5356	1.063	322.5	60.21	49.7	87.3	0.69
700	0.4975	1.075	338.8	68.1	52.4	98	0.695
750	0.4643	1.087	354.6	76.37	54.9	109	0.702
800	0.4354	1.099	369.8	84.93	57.3	120	0.709

Fuente: F. Incropera, David P. De Witt. Fundamentos de Transferencia de Calor.

Anexo N°9: Propiedades de gases a presión atmosférica (Vapor de H₂O)

T [°K]	ρ [Kg/m ³]	Cp [kJ/kg°k]	$\mu \cdot 10^7$ [N.s/m ²]	$\nu \cdot 10^6$ [m ² /s]	k.10 ³ [W/m°k]	$\alpha \cdot 10^6$ [m ² /s]	Pr
380	0.5863	2.06	127.1	21.68	24.6	20.4	1.06
480	0.5542	2.014	134.4	24.25	26.1	23.4	1.04
450	0.4902	1.98	152.5	31.11	29.9	30.8	1.01
500	0.4405	1.985	170.4	38.68	33.9	38.8	0.998
550	0.4005	1.997	188.4	47.04	37.9	47.4	0.993
600	0.3652	2.026	206.7	56.6	42.11	57	0.993
650	0.338	2.056	224.7	66.48	46.4	66.8	0.996
700	0.314	2.085	242.6	77.26	50.5	77.1	1
750	0.2931	2.119	260.4	88.84	54.9	88.4	1

Fuente: F. Incropera, David P. De Witt. Fundamentos de Transferencia de Calor.

Anexo N°10: Valores de propiedades para fluidos en estado saturado

T [°C]	ρ [Kg/m ³]	Cp, [J/kg.°k]	v. 10 ⁶ [m ² /s]	k.10 ³ [W/m°k]	α , [m ² /s]	Pr	B, [k ⁻¹]
Agua, H ₂ O							
0	10002.28	4.2178	1.788	0.552	1.308	13.6	0.18x10 ⁻³
20	1000.52	4.1818	1.006	0.597	1.43	7.02	
40	994.59	4.1784	0.658	0.628	1.512	4.34	
60	983.46	4.1843	0.478	0.651	1.554	3.02	
80	974.08	4.1964	0.364	0.668	1.636	2.22	
100	950.63	4.2161	0.294	0.68	1.68	1.74	
120	945.25	4.25	0.247	0.685	1.636	1.446	
140	928.27	4.283	0.214	0.684	1.68	1.241	
160	909.69	4.342	0.19	0.68	1.708	1.099	
180	889.03	4.417	0.173	0.675	1.724	1.004	
200	866.76	4.505	0.16	0.665	1.706	0.937	
220	842.41	4.61	0.15	0.652	1.68	0.891	
240	815.66	4.756	0.143	0.635	1.639	0.871	
260	785.87	4.949	0.137	0.611	1.577	0.874	

Fuente: Eckert y Drake. Transferencia de calor y masa

Anexo N°11: Calor especifico de materiales

Material	Fase	Cp [J/g.°K]
Diamante	sólido	0.509
Aluminio	sólido	0.897
Arsénico	sólido	0.328
Berilio	sólido	1.82
Cobre	sólido	0.385
Plata	sólido	0.237
Litio	sólido	3.58
Magnesio	sólido	1.02
Caucho 66	sólido	1.20-2.09

Fuente: Eckert y Drake. Transferencia de calor y masa

Anexo N°12: Valores de propiedades para no metales.

Material	T [°C]	ρ [kg/m ³]	$C_p \cdot 10^{-3}$, [J/kg.°K]	k, [W/m.°K]	α (m ² /s)
Algodón	20	80	1.3	0.059	0.194
Filtro lana	30	330		0.05	
Lana de vidrio	20	200.2	0.67	0.04	0.028

Fuente: Eckert y Drake. Transferencia de calor y masa

Anexo N°13: Propiedades Físicas de Líquidos y Sólidos de

Productos	Líquido[L] o sólido [S]	Gravedad Específica A 18 - 20°C	Calor Específico a 15°C [kJ/kg.°C]
Leche	L	1.3	3.77 - 3.89
Miel	L	-	1.42
Pescado, fresco, promedio	S	1.09	3.14 -3.43
Sacarosa, 40% miel de azúcar	L	1.18	3.1
Aceite de linaza	L	0.93	1.84
Aceite de semilla de algodón	L	0.95	1.97
Aceite de soya	L	0.92	1 - 1.38
Agua	L	1	4.19
Agua de mar	L	1.03	3.94
Azúcar de caña y betabel	S	1.66	1.26
Higo	S	1.1	2.64
Durazno	S	1.07	2.57
Ciruela	S	1.08	2.32
Zanahoria	S	1.05	1.85
Cebolla	S	1.2	1.93
Nabo	S	1.25	0.862
Harina de trigo	S	1.12	2.05
Gelatina de fresa	S	0.99	2.54
Pan de mermelada de manzana	S	1.03	2.25
pastel de Banana	S	1.01	2.52
Gelatina de uva (a °C)	S	0.97	2.35
Pastel de cereza	S	1.13	2.45

Fuente: Armstrong. Guía para la Conservación de Vapor en el Drenado de Condensados

Anexo N°14: Rugosidad absoluta ϵ en tubos comerciales.

Material	ϵ, en mm
Tubos industriales de latón	0.025
Tubos de madera	0.2 a 1
Hierro forjado	0.05
Fierro fundido nuevo	0.25
Fierro fundido oxidado	1 a 1.5
Fierro fundido, con incrustaciones	1.5 a 3
Fierro fundido, centrifugado	0.05
Fierro fundido nuevo, con bridas o juntas de macho y campana	0.15 a 0.3
Fierro fundido usado, con bridas o juntas de macho y campana	2 a 3.5
Fierro fundido para agua potable, con bastantes incrustaciones y diámetro de 50 a 125 mm	1 a 4
Acero rolado, nuevo	0.05
Acero laminado, nuevo	0.04 a 0.1
<i>Tubos de acero de calidad normal</i>	
Nuevo	0.05 a 0.1
Limpiado después de mucho uso	0.15 a 0.20
Moderadamente oxidado, con pocas incrustaciones	0.4
Con muchas incrustaciones	3
Con remaches transversales, en buen estado	0.1
Con costura longitudinal y una línea transversal de remaches en cada junta, o bien laqueado interiormente	0.3 a 0.4
Con líneas transversales de remaches, sencilla o doble; o tubos remachados con doble hilera longitudinal de remaches e hilera transversal sencilla, sin incrustaciones	0.6 a 0.7

Fuente: Sotelo, G. Hidráulica General.

Anexo N°15: Inventario de equipos y presión de trabajo.

Equipo	Cantidad	Presión regulada [Psig]	Estado del equipo
Central de Esterilización			
Autoclave 110 L	1	50	Litigio
Autoclave 310 L	1		Operativo
Autoclave 580 L	3		1 Operativo, 2 inoperativo
Servicio de Lavandería			
Lavadora LRI-30	1	Presión directa de caldero 100	Operativo
Lavadora 42026 V6Z	1		Operativo
Lavadora LRI-15	1		Operativo
Lavadora Domus	1		Litigio
Secadora SV- 50	1		Operativo
Secadora SF-85	1		Operativo
Calandria	1		Inoperativo
Prensa Planchadora N°1	1		Inoperativo
Prensa Planchador N°2	1		Inoperativo
Servicio de Cocina			
Marmita 100 L	5	15	4 Operativo/ 1 retirado
Marmita trilliza 150 L	3		Operativo

Fuente: Elaboración propia

Anexo N°16: Especificaciones mecánicas Secadora SF-85.

C187 SF-85			
Specifications			
Maximum Capacity (dry weight)		187 lb	85.0 kg
Tumbler Diameter		51-1/2"	130.81 cm
Tumbler Depth		42-1/2"	107.95 cm
Tumbler Volume		51.20 cu ft	1,449.82 L
Tumbler / Drive Motor		1 hp	0.75 kW
Blower / Fan Motor		7-1/2 hp	5.59 kW
Door Opening (diameter)		31-3/8"	79.69 cm
Door Sill Height		33-3/8"	84.77 cm
Water Connection		3/4" - 11.5 NH (North America) 3/4" B.S.P.T. (Outside North America)	
Dryers per 20'/40' Container		3/7	
Dryers per 48'/53' Container		8/9	
GAS MODEL	Voltage Available		208-575V 3ø 3,4w 50/60 Hz
	Approximate Net Weight		2,103 lb 953.90 kg
	Approximate Shipping Weight		2,269 lb 1,029.20 kg
	Airflow	60	1,500 cfm 2,549 m3/h
	Hz		
	Heat Input	50 Hz	550,000 Btu/hr 138,598 kcal/hr
	Exhaust Connection (diameter)		18" 45.72 cm
	Compressed Air Connection		1/4" Quick Connection
	Compressed Air Volume		4.25 cfh 0.12 cmh
	Inlet Pipe Connection		1-1/2" F.N.P.T. 1-1/2" B.S.P.T. (CE and Australia)
ELECTRIC MODEL	Voltage Available		416-460V(Only) 3ø 3,4w
	Approximate Net Weight		50/60 2,103 Hz/lb 953.90 kg
	Approximate Shipping Weight		2,269 lb 1,029.20 kg
	Airflow	60	1,500 cfm 2,549 m3/h
	Hz		
	Exhaust Connection (diameter) 50 Hz		18" 45.72 cm
	Compressed Air Connection		1/4" Quick Connection
	Compressed Air Volume		4.25 cfh 0.12 cmh
	Oven Size		
			126 429,900 108,300
STEAM MODEL	Voltage Available		208-480V 3ø 3,4w 50/60 Hz
	Approximate Net Weight		2,259 lb 1,024.67 kg
	Approximate Shipping Weight		2,425 lb 1,099.96 kg
	Airflow	60 Hz	1,248 cfm 2,120 m3/h
	Steam Consumption		350 lb/hr 159 kg/hr
	Operating Steam Pressure		109 psi max 7.5 bar
	Steam working pressure		92 -100 psi (6.3 - 6.9)
	Compressed Air Connection		1/8" N.P.T.
	Compressed Air Volume		5.00 cfh 0.14 cmh
	Boiler Horsepower (Normal Load)		11 Bhp
Supply Connection		(1) 1-1/2" N.P.T. (Female)	
Return Connection		(1) 1-1/2" N.P.T. (Female)	



Cimelco, Dirección: Maquinarias 1847, Lima - Perú
Teléfono: (01) 2017850 Fax: 504 468 3094

www.cimelco.com

Anexo N°17: Especificaciones mecánicas Secadora SV-50.

C110 SV-50									
Tumbler Capacity (dry weight)	110 Lbs. (50.0 kg)								
Tumbler Diameter	42" (10668 cm)								
Tumbler Depth	41 - 1/4" (104.78 cm)								
Tumbler Volume	33.10 cu ft (937.29 L)								
Tumbler /Drive Motor	3/4 hp (0.56 Kw)								
Blower/Fan Motor	3 hp (2.24 Kw)								
Door Opening (Diameter)	31 - 3/8" (79.69 cm)								
Door Sill Height	27 - 1/2" (69.85 cm)								
F.S.S. Water Connection	3/4" - 11.5 NH (North America 3/4" B.S.P.T.								
Dryers per 20' / 40' Container	4 / 8								
Dryers per 48' / 53' Truck	9/10								
Width	46 - 1/8" (117.16 cm)								
Depth	63 - 9/16 (161.4 cm)								
Height (gas / steam/electric)	84" (213.4 cm) / 86 - 1/8 (218.8 cm) / 98 (248.9 cm)								
Airflow 60 Hz cfm (m3/h)	965.3 (1640)								
Exhaust Connection	14" (35.56 cm)								
Voltage Available	208-575v 3ø 3,4 w 50/60 Hz								
GAS MODEL									
Approx. Net Wt	1,260 Lbs (571.53 kg)								
Approx. Ship Wt.	1,400 Lbs (635.03 kg)								
Heat Input	343,000 btu/hr (86,435 kcal/hr)								
Inlet Pipe Connection	1" F.N.P.T. 1" F.B.S.P.T. (CE and Australia)								
ELECTRIC MODEL									
Approx. Net Wt	1,260 Lbs (571.53 kg)								
Approx. Ship Wt.	1,400 Lbs (635.03 kg)								
Exhaust Connection (Diameter)	14" (35.56 cm)								
	<table border="1" style="margin-left: auto; margin-right: auto;"> <thead> <tr> <th colspan="2" style="text-align: center;">Oven Size pocket</th> </tr> <tr> <th style="text-align: center;">Kw</th> <th style="text-align: center;">Btu/hr (kcal/hr)</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td style="text-align: center;">60</td> <td style="text-align: center;">60 204,700 (51,600)</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">72</td> <td style="text-align: center;">72 245,700 (61,900)</td> </tr> </tbody> </table>	Oven Size pocket		Kw	Btu/hr (kcal/hr)	60	60 204,700 (51,600)	72	72 245,700 (61,900)
Oven Size pocket									
Kw	Btu/hr (kcal/hr)								
60	60 204,700 (51,600)								
72	72 245,700 (61,900)								
STEAM MODEL:									
Approx. Net Wt	1,555 Lbs (705.34)								
Approx. Ship Wt.	1,695 Lbs 8768.84 kg)								
Steam Consumption	250 Lbs/hr (114.0 kg/hr)								
Steam Pressure	92 - 100 psi (6.3 - 6.9 bar)								
Operating Steam Pressure	109 psi max (7.5 bar)								
Boiler Horsepower	9 Bhp								
Compressed Air Volume	0.75 cfh (0.02 cmh)								
Supply Connection	(2) 1 - 1/2" M.N.P.T.								
Return Connection	(2) 1 - 1/2" M.N.P.T.								



Cimelco, Dirección: Maquinarias 1847, Lima - Perú
Teléfono:(01)2017850 Fax: 504 468 3094

www.cimelco.com

Anexo N°18: Especificaciones mecánicas Lavadora MILNOR 42026Q4J AAK.

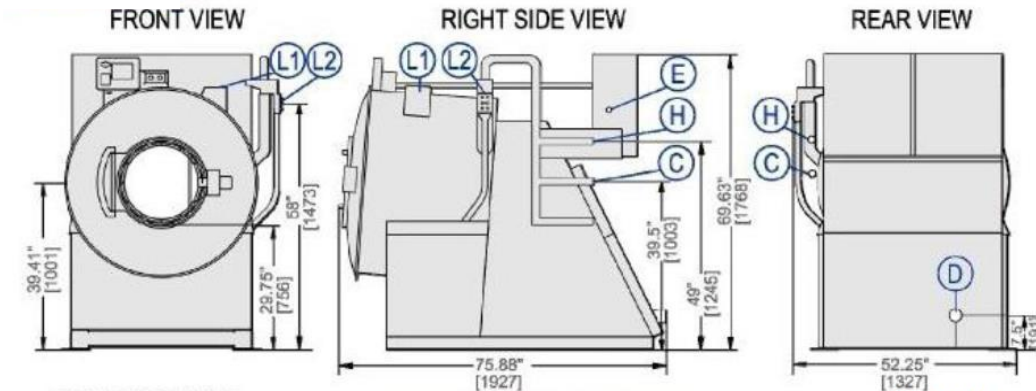
42026Q4J AAK

132 LB. (60 KG) CAPACITY

RIGID-MOUNT WASHER-EXTRACTOR

MECHANICAL SPECIFICATIONS

Capacity – lbs (kg)	132 (60)
Cylinder Diameter x Depth – ins (mm)	42 x 26 (1067 x 660)
Cylinder Volume – cu. ft. (L)	20.8 (590)
Door Opening – ins (mm)	20 (508)
Machine Dimensions (W x D x H) – ins (mm)	52.25 x 75.88 x 69.63 (1327 x 1927 X 1768)
Shipping Dimensions (W x D x H) – ins (mm)	85 x 66 x 77 (2159 x 1676 x 1956)
Motor – HP (kW)	10 (7.45)
Wash Speeds – RPM	25-41
Distribution Speed – RPM	65
Extraction Speeds – RPM	200-710♦
Steam consumption lbs/h (kg/h)	135 (61)
Operating Steam Pressure psig (barg)	109 (7.5)
Max. Dynamic Load RMS – lbs (kg) ✧	5,309 (2408)
Steam pressure (Required) psig (barg)	90 - 100 (6.2 – 6.8)
Water Pressure (Required) – psig (barg)	10- 98.6 (.68–5.1)
Water Valve CV Rating – gal/min (L/min)	12.9 (49)
Minimum Recommended Distance Between Machines – ins (mm)	12 (305)



LEGEND

C	Cold water inlet, 1.25" (32 mm) NPT
D	Drain to rear, 3" (76 mm) pipe socket joint
E	Main electrical connection
F	Foundation Pads, Anchor bolt holes .8125" (21 mm) diameter
H	Hot water inlet, 1.25" (32 mm) NPT
L1	Standard soap chute
L2	Liquid supply inlets

Anexo N°19: Especificaciones mecánicas Lavadora LRI-15, LRI-30, Calandria y Marmitas



-FABRICACIÓN DE EQUIPOS MAQUINARIA Y
ACCESORIOS ACERO INOXIDABLE AISI 304-316,
-EQUIPAMIENTO DE HOSPITALES, CLINICAS,
LABORATORIOS, RESTAURENTES, HOTELES,
LAVANDERIA.

INGENIERIA EN ACERO INOXIDABLE FABRICACIÓN Y DISEÑO

Av. Garcilaso de la Vega 911 Ofc 906 Lima, Planta Taller Av. Cajamarquilla 1258A Urb. Zarate . TEL.4583221
Cel. 999800061 RUC 20508119560 Email ingenieriaimka@hotmail.com , ingenieriaimka@gmail.com

Lima 10 DE NOVIEMBRE DEL 2015

PRESUPUESTO N° 389 /II/2015

Señor:
ADOLFO POPAYAN VILLANUEVA

ESPECIFICACIONES DE LAVADORA DE ROPA INDUSTRIAL LRI-15

- Modelo : LRI-15
- Marca : IMKA
- Tipo : Horizontal.
- Capacidad : 33 Lbs. por ciclo.
- Producción : 66 Lbs/h.
- Dimensiones : 120 x 70 x 100 cm. (ancho x fondo x alto).
- Tambor Exterior : Fabricada en plancha de acero inoxidable AISI, calidad 304-2B.
Puerta con manija tubular en acero inoxidable para su fácil deslizamiento.
- Tambor Interior : Fabricada en plancha de acero inoxidable AISI, calidad 304-2B.
Perforada tipo embutido y con aletas lineales.
 ϕ 60 x 80 cm. (diámetro x longitud).
226 litros (volumen).
- Ejes : Acero Inoxidable de ϕ 2".
- Columnas : Fabricado en estructura angular extra fuerte, con forros en plancha de
acero inoxidable AISI, calidad 304-2B.
Puertas desmontables para un fácil acceso a su mantenimiento.
- Transmisión : Por medio de poleas y fajas trapezoidales.
- Sellos de Seguridad : Prensa Estopas de acero inoxidable para un sellado hermético.
- Motor : Trifásico, 2.0 HP., 1.5 KW., 220 V., 60 Hz.
- Tablero de Control : Variador de Velocidad para un arranque progresivo (doble sentido).
PLC para la secuencia y control de actividades.
Control de tiempo de lavado mediante un temporizador.
Pulsadores de Encendido, Apagado y Busca Puerta.
Indicadores Luminosos de Energía y Activado.
Visor de temperatura mediante un termostato analógico.
Alarma auditiva para el fin de ciclo del proceso.

- Seguridad : Micro-switch que bloquea el proceso de lavado cuando se abre la puerta.
- Rotación del Tambor : 25 RPM.
- Nivel de Agua : Fabricado en acero inoxidable, ubicado en la parte frontal.
- Presión de vapor requerida: (6 -6.5) barg (87 -94 Psig)
- Presión máxima vapor : 7 barg (102 psig)
- Consumo de vapor : 60 lb/h (27.4 kg/h)
- Conexiones : Entrada de Agua de ϕ 3/4" tipo válvula esférica.
Entrada de Vapor de ϕ 1/2" tipo válvula esférica.
Drenaje de ϕ 3" tipo electroválvula.

ESPECIFICACIONES DE LAVADORA DE ROPA INDUSTRIAL LRI-30

- Modelo : LRI-30
- Marca : IMKA
- Tipo : Horizontal.
- Capacidad : 66 Lbs. por ciclo.
- Producción : 132 Lbs/h.
- Dimensiones : 160 x 100 x 115 cm. (ancho x fondo x alto).
- Tambor Exterior : Fabricada en plancha de acero inoxidable AISI, calidad 304-2B.
Puerta con manija tubular en acero inoxidable para su fácil deslizamiento.
- Tambor Interior : Fabricada en plancha de acero inoxidable AISI, calidad 304-2B.
Perforada tipo embutido y con aletas lineales.
 ϕ 75 x 90 cm. (diámetro x longitud).
397 litros (volumen).
- Ejes : Acero Inoxidable de ϕ 2".
- Columnas : Fabricado en estructura angular extra fuerte, con forros en plancha de acero inoxidable AISI, calidad 304-2B.
Puertas desmontables para un fácil acceso a su mantenimiento.
- Transmisión : Por medio de poleas y fajas trapezoidales.
- Sellos de Seguridad : Prensa Estopas de acero inoxidable para un sellado hermético.
- Motor : Trifásico, 2.0 HP., 1.5 KW., 220 V., 60 Hz.
- Tablero de Control : Variador de Velocidad para un arranque progresivo (doble sentido).
PLC para la secuencia y control de actividades.
Control de tiempo de lavado mediante un temporizador.
Pulsadores de Encendido, Apagado y Busca Puerta.
Indicadores Luminosos de Energía y Activado.
Visor de temperatura mediante un termostato analógico.
Alarma auditiva para el fin de ciclo del proceso.
- Seguridad : Micro-switch que bloquea el proceso de lavado cuando se abre la puerta.
- Rotación del Tambor : 30 RPM.
- Nivel de Agua : Fabricado en acero inoxidable, ubicado en la parte frontal.
- Presión de vapor requerida: (6 – 6.5) barg (87 – 94) psig
- Presión máxima vapor: 7 barg (102 psig)
- Consumo de vapor : 90 Lbs/h (40.86 kg/h)
- Conexiones : Entrada de Agua de ϕ 1" tipo válvula esférica.
Entrada de Vapor de ϕ ½" tipo válvula esférica.
Drenaje de ϕ 3" tipo electroválvula.



ESPECIFICACIONES DE PLANCHADORA DE ROPA INDUSTRIAL PRI-300V

- Modelo : PRI-300V.
- Marca : IMKA
- Tipo : Rodillo.
- Calefacción : Vapor con sus respectivos accesorios de seguridad.
- Dimensiones : 310 x 75 x 114 cm. (ancho x fondo x alto).
- Estructura : Fabricada en plancha de acero inoxidable AISI, calidad 304.
- Rodillo : ϕ 13"
- Espesor : 0.3"
Forrada con tela especial para el desplazamiento de las prendas.
La velocidad de giro es de 10 RPM.
- Cámara de calor sanitario : Acero estructural con forros en plancha de acero inoxidable
Alojamiento de vapor y forrada con aislamiento de vidrio para la conservación del calor.
- Consumo de vapor : 194 Lbs/h
- Presión vapor requerida: (6 – 6.6) Barg (87 – 96) psig
- Presión máxima vapor: 7.2 Barg 104 psig)
- Capacidad máxima de agua a evaporar: 46 kg/h (102 lb/h)
- Mesa de Planchado : Base para sobreponer las prendas para su planchado.
- Mesa de Recepción : Base para alojar las prendas luego de ser planchadas.
- Transmisión : Por medio de reductor de velocidad, poleas y fajas.
- Motor : Trifásico, 1.0 HP., 0.75 KW., 220 V., 60 Hz.
- Tablero de Control : Contactor para el giro del rodillo.
Relay Térmico para protección del motor.
Pulsadores de Encendido y Apagado.
Señales de Iluminación de Energía, Activado y Calefacción.
Control de temperatura mediante un termostato analógico.
- Seguridad : Por medio de un accionamiento mecánico de la plataforma superior girándolo hacia abajo, deteniéndose por completo el giro del rodillo.
- Conexiones : Válvula Selenoide de ϕ 1/2".
- Conexión de suministro: 1 – 1/2"



MARMITA ENCHAQUETADA A VAPOR DE 100 LITROS CON AGITADOR MOTOR Y REDUCTOR.- COCINADOR, PARA COCION DE DIVERSOS ALIMENTOS

- Mezclador de sólidos, grasas, harinas, leche en polvo etc.
- Marca: IMKA
- ❖ Procedencia: Nacional.
- ❖ Con Sistema de agitación eléctrica
- ❖ Está provista con sistema para enfriamiento y calentamiento mediante la inyección de agua o vapor
- ❖ Capacidad 100 litros.
- ❖ Modelo circular estacionario
- ❖ Olla interna base fabricado en plancha de acero inoxidable 18.8 AISI 304 2B de 1/8 o 3 mm espesor.
- ❖ Paredes Fabricada íntegramente en plancha de acero inoxidable 18.8 AISI 304 2B de 1/8 o 3 mm de espesor. 2B
- ❖ Chaqueta exterior fabricada en plancha de acero inoxidable 18.8 AISI 304 2b de 1/8 de espesor o 3 mm de espesor. 2B

- ❖ Chaqueta exterior fabricada en plancha de acero inoxidable 18.8 AISI 304 2b de 1/8 de espesor o 3 mm de espesor. 2B
- ❖ Aislamiento de fibra cerámica tx de 1" (1,280 °C) 128 kg/m3.
- ❖ Forrado con plancha de acero inoxidable de 1/20 satinado.
- ❖ 04 patas de tubo de acero inoxidable de 2" de Ø. Sch 10
- ❖ Sistema de calentamiento: por medio de vapor saturado originado por un caldero otorgado por el cliente.
- ❖ Consumo de vapor (50 kg/h)
- ❖ Presión de trabajo 15 psi (1.034 bar)



BATERIAS DE 03 MARMITAS A VAPOR

CARACTERISTICAS

Modelo: Volcable

Material : Fabricado íntegramente de plancha de acero inoxidable 18.8 AISI 304, espesor de plancha 1/8.

Capacidad : cada uno de 50 litros

ESPECIFICACIONES TECNICAS

- Marca: IMKA
- Procedencia: Nacional.
- Presión de diseño 30 PSI
- Presión de Trabajo 15 PSI
- Consumo de vapor (86 kg/h)
- Juego de baterías consistente en 03 marmitas d
 - 1ro 50 litros,
 - 2do 50 litros,
 - 3ro. 50 litros,
- Fabricado íntegramente las marmitas (ollas interna y Chaqueta en plancha de acero inoxidable 18.8 AISI 304 2b espesor de plancha 1/8 o 3 mm.
- Aislamiento de lana de vidrio forrado con plancha satinada de 1/20 espesor.
- Soportes o base estructura angular de acero al carbono forrado en plancha de acero inoxidable de 1/20 de espesor.
- Tapa fabricada en plancha de acero inoxidable 18.8 AISI 304 2b. sobre puesta
- Ollas o marmitas aisladas internamente forrados con forro térmico (fibra cerámica TX 1" de 1,260) para conservar el calor.
- Estructura angular de F:N con ángulos de 2" x 2" x 3/16 de espesor.
- forrado con plancha de acero inoxidable de 1/16" de espesor desarmable instalado por placas independientes .
- Estructura angular de F:N con ángulos de 2" x 2" x 3/16 de espesor.
- forrado con plancha de acero inoxidable de 1/16" de espesor desarmable instalado por placas independientes .



Anexo N°20: Especificaciones mecánicas Autoclave 580 L, 310 L.



Lima, lunes, 02 de Noviembre de 2015

RUC: 10416616162
DIRECCIÓN
DEPARTAMENTO: LIMA
ATENCIÓN: Adolfo Popayan Villanueva
REFERENCIA: SOLICITUD DE COTIZACIÓN

RUC: 22345678901
TELF:
FAX:
EJECUTIVO(A) ISRAEL MOYA
VALIDEZ DE OFERTA : 15 DÍAS CALENDARIO

AUTOCLAVE 580 LT 1 PUERTA SIN GENERADOR

Marca : TUTTNAUER
Modelo : 58020-SP-1H-ND-AC
Procedencia : ISRAEL

CARACTERÍSTICAS GENERALES:

- Capacidad de la cámara de esterilización: 580 litros
- Acabado con paneles de acero inoxidable
- Consumo de vapor 132 lb/h (60 kg/h)
- Presión de trabajo 35 psig
- Presión máxima 40 psig

Requerimiento Eléctrico

220 VAC ó 230 VAC / 60 Hz, trifásico con toma a tierra

Esterilización

- Impresión de: fecha, hora, número de proceso, etapa del proceso temperatura y presión de la cámara.
- Puerto de comunicación para transmisión de datos de PC.
- Software para PC: Registro de la historia de los procesos de esterilización incluye gráficas (Opcional).
- Válvulas de control para el paso de agua y vapor, sistema accionado mediante electro-neumático.

CAMARA DE ESTERILIZACIÓN

- Doble cámara (cámara y recámara o chaqueta).
- Cámara circular horizontal, con certificación ASME.
- Cámara interna de acero inoxidable calidad AISI 316L
- Aislamiento térmico externo en la chaqueta y la puerta con espesor de 3 pulg.

DIMENSIONES

- Dimensiones de la cámara cilíndrica 721 x 1425 mm (Diámetro x profundidad)
- Dimensiones externas aproximadas 941 x 1905 x 1468 mm (ancho x alto x profundidad)

PUERTA

- De una puerta de apertura automática construida en acero inoxidable calidad AISI 316L.

SEGURIDAD

- Contra la apertura de la puerta con cámara a presión.
- Válvula de seguridad contra sobre presión de cámara, de chaqueta.
- Interruptor de emergencia de fácil acceso que permite la finalización inmediata del ciclo, eliminando vapor de la cámara.

SISTEMA DE CONTROL

- Sistema de control por PLC Allen Bradley (Controlador lógico operacional) diseñado para esterilizar a vapor
- Programación de los parámetros de esterilización (temperatura, tiempo de esterilización y secado por parte del usuario).

DATOS TÉCNICOS

PROGRAMAS MINIMOS PRECONFIGURADOS

- Programa 1: Ciclo rapido, 121°C - para solidos no envueltos (tatex, etc.)
- Programa 2: Ciclo rapido, 134°C - para solidos no envueltos (instrumental, etc.)
- Programa 3: Con secado, 134°C - para materiales envueltos (instrumentos, carga porosa, etc.)
- Programa 4: Con secado, 121°C - para materiales envueltos (instrumentos, carga porosa, etc.)
- Programa 5: Descompresión lenta, 121°C - para frascos abiertos o cerrados (líquidos)
- Programa de prueba: Bowie y Dick, 134°C
- Programa de prueba de pérdida de vacío según la norma EN17665.



AUTOCLAVE 310 LT 1 PUERTA SIN GENERADOR

Marca : TUTTNAUER

Modelo : 55120-SP-1V-ND-AB

Procedencia : ISRAEL

CARACTERÍSTICAS GENERALES:

- Capacidad de la cámara de esterilización: 310 litros
- Acabado con paneles de acero inoxidable
- Consumo de vapor 120 lb/h (54 kg/h)
- Presión de trabajo 35 psig
- Presión máxima 40 psig

Requerimiento Eléctrico

220 VAC ó 230 VAC / 60 hz, trifásico con toma a tierra

Esterilización

- Impresión de: fecha, hora, número de proceso, etapa del proceso temperatura y presión de la cámara.
- Puerto de comunicación para transmisión de datos de PC
- Software para PC: Registro de la historia de los procesos de esterilización incluye gráficas (Opcional).
- Válvulas de control para el paso de agua y vapor, sistema accionado mediante electro-neumático.

CAMARA DE ESTERILIZACIÓN

- Doble cámara (cámara y recámara o chaqueta).
- Cámara rectangular horizontal, con certificación ASME.
- Cámara interna de acero inoxidable calidad AISI 316L
- Aislamiento térmico externo en la chaqueta y la puerta con espesor de 2 1/2 pulg.

DIMENSIONES

- Dimensiones de la cámara 580 x 580 x 1210 mm (Ancho x alto x profundidad)
- Dimensiones externas aproximadas 941 x 1905 x 1468 mm (ancho x alto x profundidad)



AUTOCLAVE 580 LT 1 PUERTA SIN GENERADOR

Marca : TUTTNAUER

Modelo : 5801130-SP-1V-ND-AB

Procedencia : ISRAEL

CARACTERÍSTICAS GENERALES:

- Capacidad de la cámara de esterilización: 580 litros
- Acabado con paneles de acero inoxidable
- Consumo de vapor 132 lb/h (60 kg/h)
- Presión de trabajo 35 psig
- Presión máxima 40 psig

Requerimiento Eléctrico

220 VAC ó 230 VAC / 60 hz, trifásico con toma a tierra

CAMARA DE ESTERILIZACIÓN

- Doble cámara (cámara y recámara o chaqueta).
- Cámara rectangular horizontal, con certificación ASME.
- Cámara interna de acero inoxidable calidad AISI 316L
- Aislamiento térmico externo en la chaqueta y la puerta con espesor de 3 pulg.

DIMENSIONES

- Dimensiones de la cámara 682 x 682 x 1245 mm (Ancho x alto x profundidad)
- Dimensiones externas aproximadas 1042 x 2043 x 1615 mm (ancho x alto x profundidad)



Anexo N°21: Accesorios en el tramo Caldera -Cabecero

Tramo	Accesorio	Cantidad	Marca	Conexión	Tipo
Z1 - Z2	Válvula Compuerta	1	Spirax Sarco	2 1/2", Bridada	De cierre
	Válvula de Globo	1	Spirax Sarco	2 1/2", Bridada	Estrangulación
	Codos	2	-	2 1/2", Roscada	90°
	Válvula	1	-	2 1/2", Bridada	Antirretorno.

Fuente: Elaboración Propia.

Anexo N°22: Accesorios en la red Principal de Cocina

Tramos	Accesorio	Cantidad [Und]	Marca	Conexión	Tipo/Usos
A - B	Separador de gotas	1	Spirax Sarco	2 1/2"x2", Bridada	S2
	Filtro	1	Spirax Sarco	2", Roscada	Y
	Válvula reductora presión	1	Spirax Sarco	Cuerpo 3/4" Roscada	DP17
	Tee	1	Spirax Sarco	2 1/2" Roscada	Para toma de V. seguridad y Manómetro
	Codo	2	-	2 1/2", Roscada	90°
	Tee	1	-	2 1/2", Roscada	Paso directo
	Válvula de bola	1	-	2", Bridada	De cierre
B - Q	Compensador	1	-	2 1/2", Bridada	Prensaestopas
	Codo	2	-	2 1/2", Roscada	45°
	Codo	4	-	2 1/2", Roscada	90°
Q - Q5	Filtro	1	Spirax Sarco	2 1/2", Roscada	Y
	Separador de gotas	1	Spirax Sarco	2 1/2", Bridada	S3
	Válvula de Compuerta	1	-	2 1/2", Roscada	De cierre
Q3 – M3	Tee	2	-	2 1/2" x 1 1/2", Roscada	Derivación a ramal

Fuente: Elaboración propia

Anexo N°23: Accesorios en la red principal de Lavandería

Tramos	Accesorio	Cantidad [Und]	Marca	Conexión	Tipo
A2 – D'	filtro	1	Spirax Sarco	2", Roscada	Y
	Válvula Globo	1	Spirax Sarco	2", Bridada	Estrangulación
	Codo	2	-	2", Roscada	45°
	Codo	1	-	2", Bridada	90°
D' – F'	Codo	1	-	2", Bridada	90°
	Separador de gotas	1	Spirax Sarco	2", Bridada	S2
	Tee	2	-	2", Roscada	Derivación a ramal
	Tee	1	-	3/4", Roscada	Derivación a ramal
	Reductor	1	-	2"x 1", Roscada	Excéntrico

Fuente: Elaboración propia

Anexo N°24: Tabla Propiedades mecánicas del acero ASTM A-106

Propiedades Mecánicas	Grado A	Grado B	Grado C
Resistencia a la tracción min:	48,000 psi [330 MPa]	60,000 psi [415 MPa]	70,000 psi [485 Mpa]
Fluencia, min:	30,000 psi [205 MPa]	35,000 psi [240 MPa]	40,000 psi [275 Mpa]
Tensión admisible	101 Mpa	105 Mpa	110 Mpa

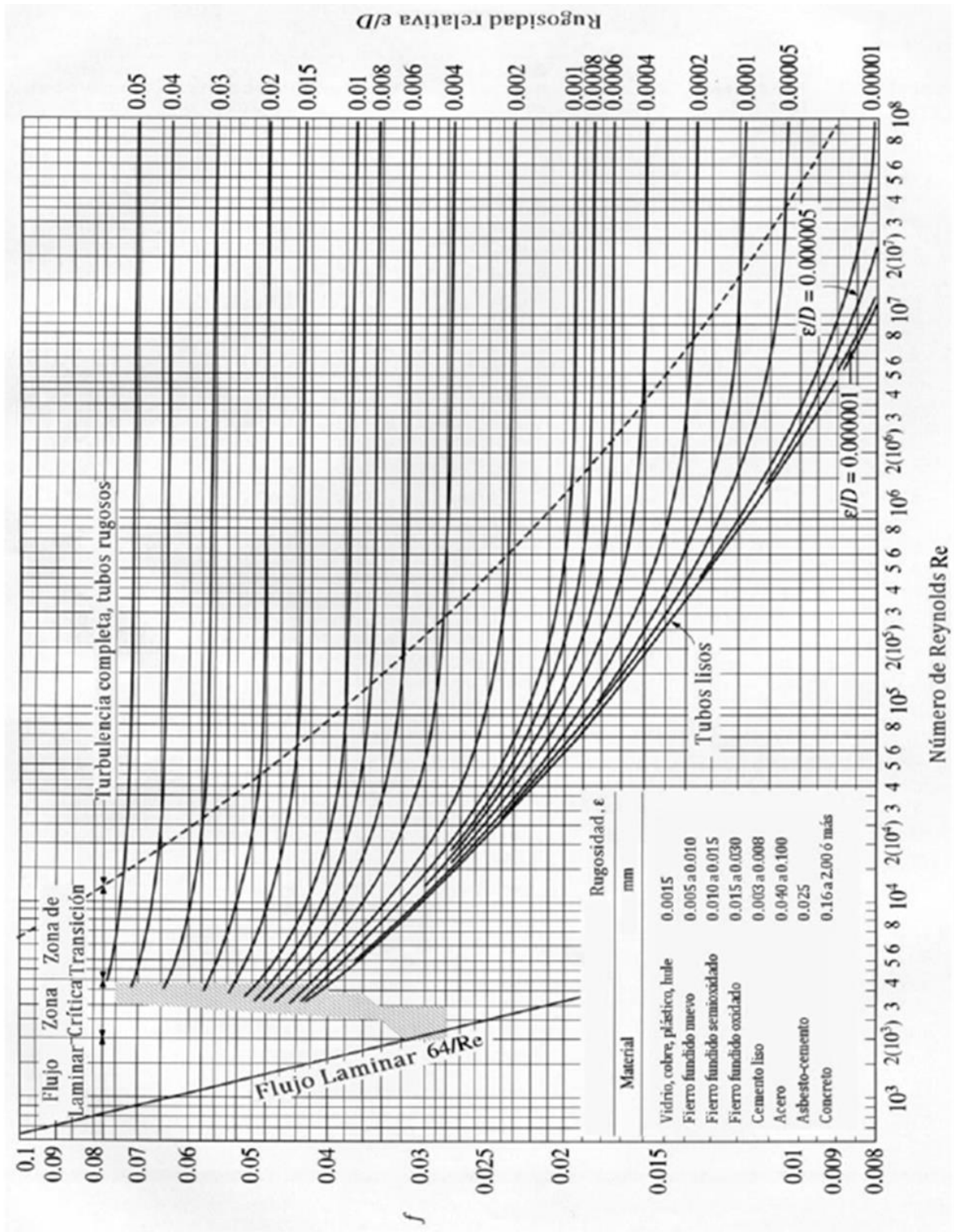
Fuente: Norma ASTM A-106

Anexo N°25: Accesorios en la red principal de Esterilización.

Tramos	Accesorio	Cantidad	Marca	Conexión	Tipo
A1 - B1	Separador de gotas	1	Spirax Sarco	2", Roscada	S2
	Filtro		Spirax Sarco	1/2", Roscada	Y
	Trampa Termodinámica		Spirax Sarco	1/2", Roscada	TD52
	Filtro		Spirax Sarco	2", Roscada	Y
	Válvula reductora presión		Spirax Sarco	Cuerpo 1/2", Roscada	DP17
	Válvula seguridad		Spirax Sarco	2" x 1 1/2 Roscada	SV-60
	Válvula de bola		-	2", Roscada	De cierre
	Tee		-	2", Roscada	Paso directo
	Codo		2	-	2", Roscada
	Codo	2	-	2", Roscada	45°
B1 - N	Compensador	1	No visible	2", Bridada	Prensaestopa
	Codo	8	-	2", Roscada	90°
	Filtro		Spirax Sarco	3/4", Roscada	Y
	Purgador Mecánico		Spirax Sarco	3/4", Roscada	Flotador FT-14
	Tee	1	-	2", Roscada	Paso directo
	Filtro		Spirax Sarco	1/2", Roscada	Y
	Trampa Termodinámica		Spirax Sarco	1/2", Roscada	TD52
N - N'	Codo	1	-	2", Roscada	90°
N - O	Tee	5	-	2", Roscada	Derivación a ramal

Fuente: Elaboración propia

Anexo N° 26: Diagrama de Moody



Fuente: Sotelo. Hidráulica General.

Anexo N° 27: Longitudes equivalentes de accesorios de tubería

ACCESORIOS	Le/D
CODO 45°	15
CODO 90° RADIO STANDARD	32
CODO 90° RADIO MEDIANO	26
CODO 90° RADIO GRANDE	20
CODO 90° EN ESCUADRA	60
CODO 180°	75
CODO 180° RADIO MEDIANO	50
TE (usada como codo, con entrada por la parte recta)	60
TE (usada como codo, con entrada por la derivación)	90
ACOPLAMIENTO	Despreciable
UNIÓN	Despreciable
VÁLVULA DE COMPUERTA (abierta)	7
VÁLVULA DE GLOBO (abierta)	300
VÁLVULA ANGULAR (abierta)	170
VÁLVULA DE BOLA	3
VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN	120
CURVA DE 90 °	20
"TE" de 45°	40
VÁLVULA RETENCIÓN DE BATIENTE	30
VÁLVULA RETENCIÓN DE PISTON	90
REDUCCIÓN EXCENTRICA	15
REDUCCIÓN CONCENTRICA	35

Fuente: Junta Castilla de León .Manual Técnico de Diseño y Cálculos de Redes de Vapor.

Anexo N° 28: Longitudes de tuberías aisladas y sin aislar de tuberías

Centros de Servicio		Tramo	Longitud Aislada [m]	Longitud sin Aislar [m]	Espesor de Aislante [mm]	DN [Pulg]	
Longitudes Principales y Ramales de Distribución de Vapor	Caldero - Cabecero		Z1 - Z2	22	0	40	2 1/2
	Cocina	L. Principal	A - R	100	0	40	2 1/2
		Ramales	Q1 - M1	0	3	40	3/4
			Q2 - M2	0	3	40	3/4
			Q4 - M4	0	3	40	3/4
			Q5- M5	0	3	40	3/4
		Q3- M3	6	3	40	1 1/2	
	Lavandería	L. Principal	A2 - F'	47	1	40	2
		Ramales	S' - S''	6.4	0	40	1
			S1- S3	0	4	40	1
			S''- S4	2.5	4	40	3/4
			G' - G1	5	4	40	1
			G1 - L'	1.8	5	40	3/4
			G1 - L1	1.5	5	40	3/4
			L' - L2	0	4.5	40	1/2
	L' - L3	0	7	40	1/2		
	F - F1	7	1	40	3/4		
	Esterilización	L. Principal	A1 - N'	139	4	40	2 1/2
		Ramales	N1 - E1	0	5.6	40	1/2
			N2- E2	0	5.8	40	1/2
			N3 - E3	0	5.4	40	1/2
N4 - E4			0	5.7	40	1/2	
N5 - E5	0	5.4	40	1/2			
Longitudes de Tuberías de Retorno de Condensado y Vapor Flash	Cocina	L. Principal	m1 - h	91	2	25	1
		Ramales	m1 - n1	0	3	25	3/4
			m2- n2	0	3	25	3/4
			m4 - n4	0	3	25	3/4
			m5 - n5	0	3	25	3/4
			n6 - n3	0	7.5	25	1/2
	m3 - n6	5	1.5	25	1		
	Línea Vapor Flash		c - a	27	15	25	1 1/4
	Lavandería	L. Principal	f' - d'	18	0	25	1 1/4
		Ramales	e1 - e2	0	4	25	1
			e1 - e4	3.5	3.5	25	3/4
			e - e1	4	0	25	1
		f - g	7	1	25	3/4	
	Esterilización	L. Principal	w4 - n	148	5	25	1 1/2
		Ramales	w - x1	0	5.6	25	1/2
w1 - x2			0	5.8	25	1/2	
w2 - x3			0	5.4	25	1/2	
w3 - x4			0	5.7	25	1/2	
w4 - x5	0	5.4	25	1/2			

Fuente: Elaboración Propia

Anexo N° 29: Inventario trampas de vapor para recuperación de condensado

Ubicación		Tramo	Accesorio	Cantidad [Und]	Marca	Conexión	Tipo	
Caza de Fuerza		Estación Reguladora	Separador	2	Spirax Sarco	2", bridada	S2	
			Filtro	3	Spirax Sarco	2", roscada	Y	
			Trampa	2	Spirax Sarco	1/2", roscada	Termodinamica /TDS52	
			Filtro	2	Spirax Sarco	1/2", roscada	Y	
		Cabecero	Trampa	1	Spirax Sarco	1/2", roscada	Termodinamica /TDS52	
			Filtro	1	Spirax Sarco	1/2", roscada	Y	
Lavandería	Línea principal Drenaje condensado	A2 - B2	Filtro	1	Spirax Sarco	2", roscada	Y	
		D' - S'	Filtro	1	Spirax Sarco	2", roscada	Y	
			Separador	1	Spirax Sarco	2", bridada	S2	
			Filtro	1	Spirax Sarco	1/2", roscada	Y	
			Trampa	1	Spirax Sarco	1/2", roscada	Termodinamica /TD52	
	Secadora SF-85	e1 - e2	Filtro	1	Spirax Sarco	3/4", roscada	Y	
			Trampa	1	Spirax Sarco	3/4", roscada	Termodinamica /TD52	
			Visor	1		3/4", roscada	Simple mirilla	
	Secadora SV-50	e3 - e4	Filtro	1	Spirax Sarco	3/4", roscada	Y	
			Trampa	1	Spirax Sarco	3/4", roscada	Termodinamica /TD52	
	Final de línea área	D' - F	Filtro	1	Spirax Sarco	3/4", roscada	Y	
			Trampa	1	Spirax Sarco	3/4", roscada	Termodinamica /TD52	
			Visor	1		3/4", roscada	Simple mirilla	
	Esterilización	Línea principal Drenaje condensado	C1 - H	Filtro	1	Spirax Sarco	3/4", roscada	Y
				Trampa	1	Spirax Sarco	3/4", roscada	Mecánico/Flotador FT14
K - L			Filtro	1	Spirax Sarco	3/4", roscada	Y	
			Trampa	1	Spirax Sarco	3/4", roscada	Termodinamica /TD52	
			Visor	1	Spirax Sarco	3/4", roscada	Simple mirilla	
N - N5			Filtro	1	Spirax Sarco	2", bridada	Y	
			Separador	1	Spirax Sarco	2", bridada	S2	
			Filtro	1	Spirax Sarco	3/4", roscada	Y	
			Trampa	1	Spirax Sarco	1/2", roscada	Termodinamica /TD52	
			Filtro	1	Spirax Sarco	3/4", roscada	Y	
Final de línea área			Trampa	1	Spirax Sarco	3/4", roscada	Termodinamica /TD52	
			Visor	1	Spirax Sarco	3/4", roscada	Simple mirilla	

Esterilización	Autoclave 580 L	w - x1 w1 - x2	Filtro	2	Spirax Sarco	1/2", roscada	Y
			Trampa	2	Spirax Sarco	1/2", roscada	Termodinamica /TD42L
			Visor	1		1/2", roscada	Simple mirilla
	Autoclave 310 L	w3 - x4	Filtro	1	Spirax Sarco	1/2", roscada	Y
			Trampa	1	Spirax Sarco	1/2", roscada	Termodinamica /TD52
			Visor	1		1/2", roscada	Simple mirilla
	Autoclave 110 L	w4 - x5	Filtro	1	Spirax Sarco	1/2", roscada	Y
			Trampa	1	Spirax Sarco	1/2", roscada	Termodinamica /TD52
	Cocina	Línea principal Drenaje condensado	P - R	Filtro	1	Spirax Sarco	2 1/2", roscada
Separador				1	Spirax Sarco	2 1/2", bridada	S3
Filtro				1	Spirax Sarco	3/4", roscada	Y
Trampa				1	Spirax Sarco	1/2", roscada	Termodinamica /TDS52
Visor				1		1/2", roscada	
Final de línea área		P - R	Filtro	1	Spirax Sarco	3/4", roscada	Y
			Trampa	1	Spirax Sarco	3/4", roscada	Mecánico/Flotador FT14
			Visor	1		3/4", roscada	Simple mirilla
Marmita 100 L		m5 - n5 m4 - n4 m5 - n5 m4 - n4	Filtro	4	Spirax Sarco	3/4", roscada	Y
			Trampa	4	Spirax Sarco	3/4", roscada	Mecánico/Flotador FT14
			Visor	4		3/4", roscada	Simple mirilla
Marmita trilpe 150 L		m3 - n3	Filtro	3	Spirax Sarco	1/2", roscada	Y
			Trampa	3	Spirax Sarco	1/2", roscada	Mecánico/Flotador FT14

Fuente: Elaboración propia

Anexo N° 30: Temperaturas superficial de redes de vapor.

N° Medida	Servicio Esterilización		Servicio Cocina		Cabecero	Servicio Lavandería		
	Principal	Ramales	Principal	Ramales		Principal	Ramal secadora	Ramal Lavadora
	Temperatura C							
1	121	118	106	99	148	139	136	129
2	124	120	104	101	152	138	135.5	132
3	122	116	105.5	98	147.5	137.5	131.5	131
4	119	117	107	97	152	139.5	129	128
5	120	118	100	98	146	138.5	132.5	135
6	123.5	119	100.5	100	150	140	127.5	132
7	125	117	98.5	99	148	139	130.5	128.5
8	124	117.5	101.5	97	145	143	129	130.5
9	122	120	102.5	100	151	137	131.5	131
10	123	116	103	96	148	135	133	129.5
11	126	119	99	99	144.5	136	132	127
12	118.5	120.5	98	98	153	134.5	132.5	130
13	124	120	102	100	146	136.5	134	133
14	120	118	101	97	149	139	131.5	131
15	125	116.5	100.5	99	146	139	129	129
16	124	117	98	97.7	150	141	130.5	134
17	123	115	99	99.5	148.5	142	135	132.5
18	126	114.5	101	96.5	151	138	133	131.5
19	124.5	117.5	103	98.5	146	137	130.5	130
20	127	118	101	97	154	139	134.5	129
Promedio	123.1	118.2	102	99	149	138	132	131

Fuente: Elaboración propia.

Anexo N° 31: Temperaturas superficial de tuberías de Retorno de condensado.

N° Medida	Servicio Cocina		Servicio Esterilización		Servicio Lavandería		
	Principal	Ramales	Principal	Ramales	Principal	Ramales	
						Secadora SF-85	Secadora SV-50
Temperatura Superficial [°C]							
1	75	77	89	102	110	116	124
2	76	76.5	94	104	113	114.5	121
3	74	78	96	101	109	115	122
4	69	79	96	103	110.5	116	118
5	71	78	99	102	112.5	117	121
6	72	76	97	101.5	112	115.5	117
7	74	77.5	98	103	113	114.5	119
8	72.5	74	99.5	101	112	116	118
9	73	76.5	98	103	110	114.5	119
10	69.5	77.5	96	105	111.5	116	121
11	68	76	97	99.5	112	115	119.5
12	70	75.5	99	102	113	114	122
13	69.5	74	97	104	110	114.5	118
14	70	76.5	95	103	110.4	116	120
15	71	74	96	103.5	112	115	119.5
16	68	76	94	102	112.5	114	119
17	67	75	94.5	104	112	116	118
18	69.5	74.5	96.5	101	111.5	117	121
19	70	76	95	100	112	116	123
20	69	75	97	102	113	115	120
Promedio	70.9	76.13	96.18	102.3	111.6	115.38	120

Fuente: Elaboración Propia.

Anexo N° 32: Dimensiones y pesos unitarios tubos de acero sin costura GRADO B
ASTM A-106.

DIAMETRO NOMINAL	DIAMETRO EXTERIOR		SCHEDULE	ESPESOR DE PARED	PESO NOMINAL	PRESION DE PRUEBA	
	pulg.	m.m.				n°	m.m.
3/8	0,675	17,1	40	2,31	0,84	700	49,2
			80	3,20	1,10	850	60,0
1/2	0,840	21,3	40	2,77	1,27	700	49,2
			80	3,73	1,62	850	60,0
3/4	1,050	26,7	40	2,87	1,69	700	49,2
			80	3,91	2,20	850	60,0
1	1,315	33,4	40	3,38	2,50	700	49,2
			80	4,55	3,24	850	60,0
1 1/4	1,660	42,2	40	3,56	3,39	1300	91,0
			80	4,85	4,47	1900	133,0
1 1/2	1,900	48,3	40	3,68	4,05	1300	91,0
			80	5,08	5,41	1900	133,0
			160	7,14	7,25	2050	140,0
2	2,375	60,3	40	3,91	5,44	2500	175,0
			80	5,54	7,48	2500	175,0
			160	8,74	11,11	2500	175,0
2 1/2	2,875	73,0	40	5,16	8,63	2500	175,0
			80	7,01	11,41	2500	175,0
3	3,500	88,9	40	5,49	11,29	2500	175,0
			80	7,62	15,27	2500	175,0
			160	11,13	21,35	2500	175,0
3 1/2	4,000	101,6	40	5,74	13,57	2370	166,0
			80	8,08	18,63	2800	196,0
4	4,500	114,3	40	6,02	16,07	2210	155,0
			80	8,56	22,32	2800	196,0
			160	13,49	33,54	2800	196,0
5	5,563	141,3	40	6,55	21,77	1950	137,0
			80	9,53	30,94	2800	196,0
6	6,625	168,3	40	7,11	28,26	1780	125,0
			80	10,97	42,56	2740	192,0
8	8,625	219,1	40	8,18	42,55	1570	110,0
			80	12,70	64,64	2430	170,0
10	10,750	273,0	80	15,09	95,97	2320	162,0
			STD.	9,27	60,31	1430	100,0
12	12,750	323,8	40	10,31	79,70	1340	94,0
			80	17,48	132,04	2270	159,0
			STD.	9,53	73,88	1240	87,0
14	14,000	355,6	40	11,13	94,55	1310	92,0
			80	19,05	158,10	2250	158,0
			STD.	9,53	81,33	1120	79,0
16	16,00	406,4	40	12,70	123,30	1310	92,0
			80	21,44	203,53	2220	156,0
			STD.	9,53	93,27	980	69,0
18	18,00	457,0	40	14,27	155,80	1210	92,0
			80	23,83	254,55	2190	154,0
			STD.	9,53	105,16	880	62,0
20	20,00	508,0	40	15,09	183,42	1250	88,0
			80	26,19	311,17	2170	152,0
			STD.	9,53	117,15	790	55,0

Fuente: Facmetal Aceros Industriales SAC.

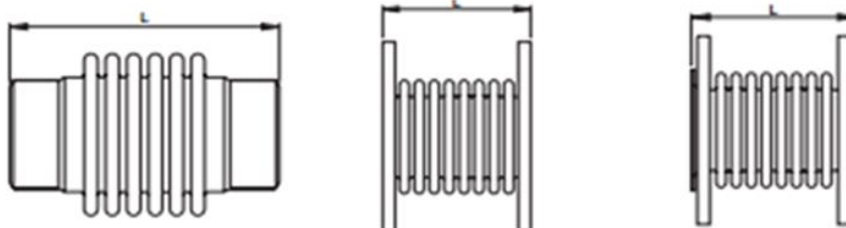
Anexo N° 33: Dilatación De Tuberías (mm cada 10 m)

Temperatura (°C)	Acero al carbono mm/10m	Acero 12%cr mm/10m	Materiales Acero inox. 18/8mm/10m	Hierro dúctil mm/10m		Cobre mm/10m
-30	-4.99	-5.05	-5.05	-7.79	-4.54	-7.16
-25	-4.44	-4.49	-4.49	-6.92	-4.04	-6.38
-20	-3.90	-3.94	-3.94	-6.05	-3.53	-5.59
-15	-3.35	-3.38	-3.38	-5.19	-3.03	-4.79
-10	-2.8	-2.82	-2.82	-4.32	-2.52	-4.00
-5	-2.24	-2.26	-2.26	-3.46	-0.02	-3.20
0	-1.69	-1.69	-1.69	-2.59	-1.51	-2.41
5	-1.13	-1.13	-1.13	-1.33	-1.01	-1.61
10	-0.56	-0.57	-0.57	-0.86	-0.50	-0.8
15	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
20	0.57	0.57	0.57	0.86	0.50	0.81
25	1.14	1.13	1.13	1.73	1.01	1.61
30	1.71	1.70	1.70	2.59	1.51	2.42
35	2.29	2.27	2.27	2.46	2.02	3.24
40	2.86	2.84	2.84	4.32	2.52	4.05
45	3.44	3.42	3.42	5.18	3.21	4.87
50	4.03	3.99	3.99	6.05	3.75	5.68
55	4.61	4.56	4.56	6.91	4.28	6.50
60	5.2	5.14	5.14	6.78	4.82	7.33
65	5.79	5.72	5.72	8.64	5.36	8.15
70	6.39	6.29	6.29	9.50	5.89	8.98
75	6.98	6.87	6.87	10.37	6.43	9.80
80	7.58	7.45	7.45	11.23	6.96	10.63
85	8.18	8.03	8.03	12.09	7.50	11.47
90	8.79	8.62	8.62	12.95	8.03	12.30
95	9.39	9.20	9.20	13.82	8.57	13.14
100	10.00	9.78	9.78	14.68	9.10	13.97
110	11.23	10.96	10.96	16.41	10.53	15.66
120	12.47	12.13	12.13	18.13	11.64	17.35
130	13.72	13.32	13.32	19.85	12.75	19.04
140	14.97	14.50	14.50	21.58	13.86	20.75
150	16.24	15.69	15.69	23.3	14.97	22.46
160	17.52	16.89	16.89	25.02	16.60	24.19
170	18.81	18.08	18.08	26.75	17.74	25.92
180	20.11	19.29	19.29	28.47	18.89	27.65
190	21.43	20.50	20.50	30.19	20.03	29.40
200	22.75	21.71	21.71	31.91	21.18	31.15
210	20.8	23.04	23.04	33.63	23.38	
220	25.42	24.28	24.28	35.35	24.58	
230	26.78	25.53	25.53	37.07		
240	28.14	26.78	26.78	38.79		
250	29.52	28.04	28.04	40.51		
260	30.9	29.3	29.3	42.23		
270	32.3	30.57	30.57	43.94		
280	33.7	31.55	31.55	45.66		
290	35.12	33.13	33.13	47.38		
300	36.55	34.42	34.42	49.09		
310	37.98	35.71	35.71	50.81		
320	39.43	37.01	37.01	52.53		
330	40.89	38.32	38.32	54.24		

Fuente: Spirax Sarco. Distribución de Vapor

Anexo N° 34: Compensadores de dilatación axiales

PN25



DN mm	Carrera/travel			R Kg/mm	Am cm ²	HM-HMC			HF-HFC			HFR-HFRC		
	+	-	Total			Ref.	L	Peso	Ref.	L	Peso	Ref.	L	Peso
	mm	mm	mm				mm	Kg		mm	Kg		mm	Kg
40	6	14	20	10	25	6124	244	0,8	6124	128	4,6	6124	129	4,9
	10	20	30	18	25	6224	335	1,7	6224	219	5,5	6224	223	5,8
50	6	14	20	11	37	6126	239	1,1	6126	127	6,0	6126	128	6,5
	10	20	30	20	37	6226	330	2,1	6226	218	7,1	6226	222	7,5
65	8	17	25	16	58	6128	239	1,9	6128	135	7,9	6128	137	8,4
	13	27	40	16	58	6228	321	3,2	6228	217	9,1	6228	221	9,7
80	10	20	30	17	81	6130	273	2,6	6130	135	10,0	6130	138	10,7
	15	30	45	14	81	6230	337	3,8	6230	199	11,2	6230	203	11,9
100	8	17	25	24	127	6132	266	3,7	6132	128	13,4	6132	132	14,2
	16	34	50	14	127	6232	343	5,2	6232	205	14,9	6232	209	15,7
125	11	24	35	22	186	6134	268	4,9	6134	134	18,1	6134	138	19,2
	20	40	60	14	186	6234	333	6,5	6234	199	19,7	6234	203	20,8
150	8	17	25	48	264	6136	258	6,2	6136	128	22,9	6136	132	24,2
	15	30	45	24	264	6236	322	8,0	6236	192	24,7	6236	196	26,0
	20	40	60	21	264	6336	379	10,4	6336	249	27,1	6336	254	28,4
200	10	20	30	54	438	6140	268	10,1	6140	142	31,4	6140	147	33,2
	16	34	50	31	438	6240	323	12,6	6240	197	33,9	6240	202	35,6
	23	47	70	22	438	6340	379	15,2	6340	253	36,5	6340	258	38,2
250	11	24	35	53	668	6142	274	15,7	6142	156	44,5	6142	161	46,7
	20	40	60	30	668	6242	335	18,8	6242	217	47,7	6242	222	49,8
	23	47	70	23	668	6342	376	21,3	6342	258	50,2	6342	263	52,3
	36	74	110	33	668	6442	520	38,4	6442	402	67,3	6442	407	69,4

En el momento de su instalación, el compensador debe estar a la mitad de su recorrido, teniendo en cuenta la temperatura ambiente. De esta forma se obtiene un correcto funcionamiento.

Fuente: G. Díaz Andrade. Elementos de diseño para el cálculo de Flexibilidad en tuberías y aplicación de Compensadores de dilatación.

Anexo N° 35: Identificación de fugas de vapor en líneas de vapor.

Ubicación de Fuga de vapor	Accesorios	N° de orificios [Und]	Diámetro de orificio [mm]	Presión de Trabajo [kg/cm2]
Estación reguladora	Brida	3	0.3	7.91
	Válvulas	2	0.3	
	Tuberías			
Cabecero	Brida	1	0.2	7.91
	Válvulas	6	0.2	
	Tuberías			
Lavandería	Brida			7.91
	Válvulas	1	0.3	
	Tuberías			
Cocina	Brida	1	0.3	2.05
	Válvulas	1	0.5	
	Tuberías			
	Unión universal	2	0.3	
Esterilización	Brida			4.12
	Válvulas	1	0.5	
	Tuberías			

Fuente: Elaboración Propia

Anexo N° 36: Tabla de Propiedades del Vapor Saturado (entrada por presiones).

Presión absoluta bara	Temperatura °C	Entalpía específica kWh/kg	Densidad kg/m³	Volumen específico m³/m³	Viscosidad dinámica cP	Viscosidad cinemática cSt	Calor específico kWh/kg K
0,1	45,81	0,717746	0,068164	14,670558	0,010486	153,829602	0,0005393
0,2	60,06	0,724708	0,130751	7,648151	0,010936	83,643381	0,0005462
0,3	69,10	0,729042	0,191257	5,228560	0,011231	58,720149	0,0005515
0,4	75,86	0,732236	0,250431	3,993110	0,011454	45,737808	0,0005559
0,5	81,32	0,734781	0,308628	3,240149	0,011636	37,703850	0,0005599
0,6	85,93	0,736904	0,366055	2,731829	0,011791	32,212043	0,0005636
0,7	89,93	0,738727	0,422851	2,364899	0,011927	28,205490	0,0005670
0,8	93,49	0,740327	0,479113	2,087189	0,012047	25,144926	0,0005704
0,9	96,69	0,741754	0,534914	1,869458	0,012156	22,725515	0,0005736
1	99,61	0,743042	0,590311	1,694023	0,012256	20,761550	0,0005766
2	120,21	0,751734	1,129006	0,885735	0,012963	11,482172	0,0006042
3	133,53	0,756914	1,650749	0,605785	0,013423	8,131467	0,0006283
4	143,61	0,760571	2,162668	0,462392	0,013771	6,367790	0,0006501
5	151,84	0,763363	2,668058	0,374804	0,014055	5,267986	0,0006702
6	158,83	0,765594	3,168816	0,315575	0,014297	4,511649	0,0006889
7	164,95	0,767430	3,666173	0,272764	0,014507	3,957123	0,0007065
8	170,41	0,768973	4,160988	0,240328	0,014696	3,531747	0,0007231
9	175,36	0,770288	4,653897	0,214874	0,014866	3,194261	0,0007390
10	179,89	0,771422	5,145386	0,194349	0,015022	2,919431	0,0007542
11	184,07	0,772408	5,635842	0,177436	0,015166	2,690922	0,0007688
12	187,96	0,773269	6,125579	0,163250	0,015300	2,497678	0,0007830
13	191,61	0,774026	6,614856	0,151175	0,015425	2,331934	0,0007968
14	195,05	0,774693	7,103894	0,140768	0,015544	2,188072	0,0008103
15	198,30	0,775281	7,592880	0,131702	0,015656	2,061923	0,0008235
16	201,38	0,775800	8,081978	0,123732	0,015762	1,950325	0,0008364
17	204,31	0,776259	8,571331	0,116668	0,015864	1,850835	0,0008491
18	207,12	0,776663	9,061065	0,110362	0,015961	1,761532	0,0008616
19	209,81	0,777018	9,551295	0,104698	0,016055	1,680889	0,0008740
20	212,38	0,777329	10,042122	0,099581	0,016144	1,607671	0,0008862

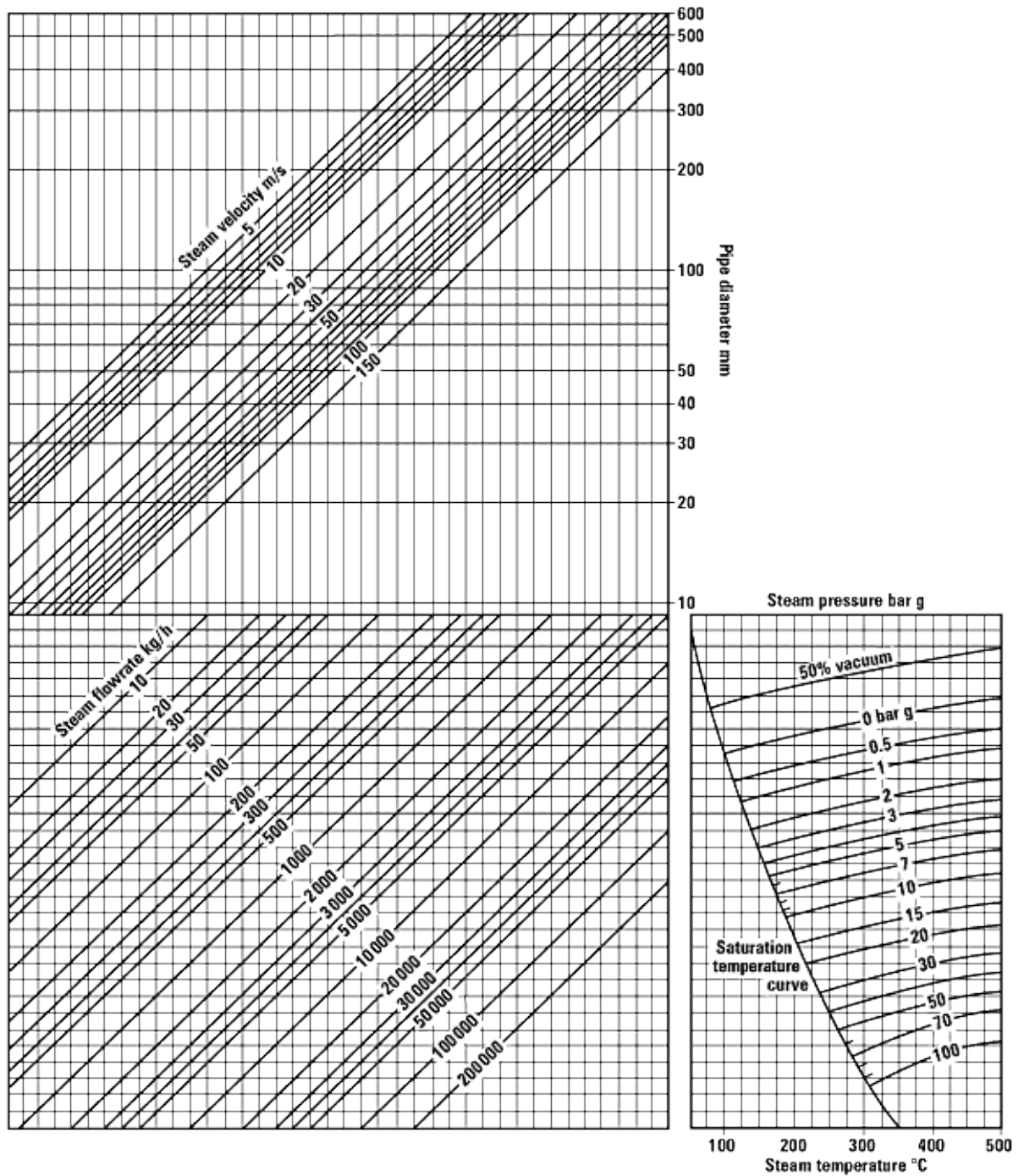
Fuente: Junta de Castilla y León. Diseño y cálculo de redes de vapor

Anexo N° 37: Especificaciones técnicas y presión de trabajo de equipos

Área/ Equipo	Modelo	Cantidad	Consumo por [Und]	Consumo Total	Presión regulada en cabezera		Presión de trabajo De Equipos		Máxima Caída presión en
		[Und.]	[kgv/h]		Psig	Barg	Psig	Barg	Barg
Caza de Fuerza		2	-	-	-	-	-	-	-
Caldera INTESA	PTH-70-3-WB	1	-	-		-	100	6.9	-
Caldera ATTSU	RL800/13	1	-	-	-	-	100	6.9	-
Servicio Lavandería		8	-	556	Directa		-	-	0.6
Lavadora MILNOR	42026Q4J AAK	1	61	61	-	-	91	6.3	0.6
Lavadora IMKA	LRI-30	1	41	41	-	-	91	6.3	0.6
Lavadora IMKA	LRI-15	1	27	27	-	-	91	6.3	0.6
Secadora CIMELCO	SF-85	1	159	159	-	-	91	6.3	0.6
Secadora CIMELCO	SV-50	1	114	114	-	-	91	6.3	0.6
Calandria IMKA	PRI-300V	1	88	88	-	-	91	6.3	0.6
Planchador 1	No visible	1	27	27	-	-	91	6.3	0.6
Planchador 2	No visible	1	39	39	-	-	91	6.3	0.6
Servicio de Nutrición		8	-	337	18	1.24	-	-	0.21
Marmita	Circular Estacionario	5	50	250	-	-	15	1.03	0.21
Batería de 03 Marmita	Volcable	3	29	87	-	-	15	1.03	0.21
Servicio de Esterilización		5	-	279	50	3.45	-	-	1.03
Autoclave TUTTNAUER	58020-SP-1H-ND-AC	1	60	60	-	-	35	2.41	1.03
Autoclave TUTTNAUER	5801130-SP-1V-ND-AB	2	60	120	-	-	35	2.41	1.03
Autoclave TUTTNAUER	55120-SP-1V-ND-AB	1	54	54	-	-	35	2.41	1.03
Autoclave OPPICI	HR0110A1	1	45	45	-	-	35	2.41	1.03

Fuente: Especificaciones técnicas de equipos y Autor.

Anexo N° 38: Ábaco para calcular el diámetro mínimo de una tubería.



Fuente: Spirax Sarco. Distribución de Vapor

Anexo N° 39: Tabla para cálculo del cuerpo de válvula reguladora de presión.

Presión de entrada de vapor en Psig	Presión de salida de vapor en Psig	Medida nominal de la válvula reguladora [Pulg]					
		1/2	3/4	1	1 1/4	1 1/2	2
Cv Factores		3.48	6.5	10.5	14	20	35
Capacidad para vapor saturado lb/h							
15	10	95	175	285	380	540	950
	5	135	250	405	545	780	1365
	3	155	285	465	620	880	1550
20	12	120	230	365	490	700	1225
	8	155	290	470	630	900	1575
	0-5	180	335	540	720	1025	1795
25	15	145	270	435	580	830	1450
	10	195	360	580	775	1110	1950
	0-7	205	385	620	825	1180	2065
30	20	155	290	470	630	900	1575
	15	220	410	665	890	1270	2220
	0-12	230	430	695	925	1320	2310
40	30	155	290	470	630	900	1575
	25	250	470	755	1010	1440	2520
	0-18	280	525	850	1135	1620	2835
50	40	190	355	575	770	1100	1925
	30	315	585	955	1275	1820	3185
	0-21	350	650	1050	1400	2000	3500
60	45	280	520	840	1120	1600	2800
	65	360	670	1080	1440	2060	3605
	0-27	385	720	1165	1555	2220	3885
75	60	280	525	850	1135	1620	2835
	50	415	775	1250	1665	2380	4165
	0-35	470	875	1415	1890	2700	4725
85	70	290	540	870	1160	1660	2905
	50	490	915	1480	1965	2820	4935
	0-43	515	960	1555	2070	2960	5180
100	80	370	690	1115	1485	2120	3710
	60	580	1080	1740	2325	3320	5810
	0-48	600	1120	1815	2420	3480	6055
125	100	440	825	1335	1780	2540	4445
	80	680	1275	2060	2745	3920	6860
	0-62	730	1365	2220	2940	4200	7350

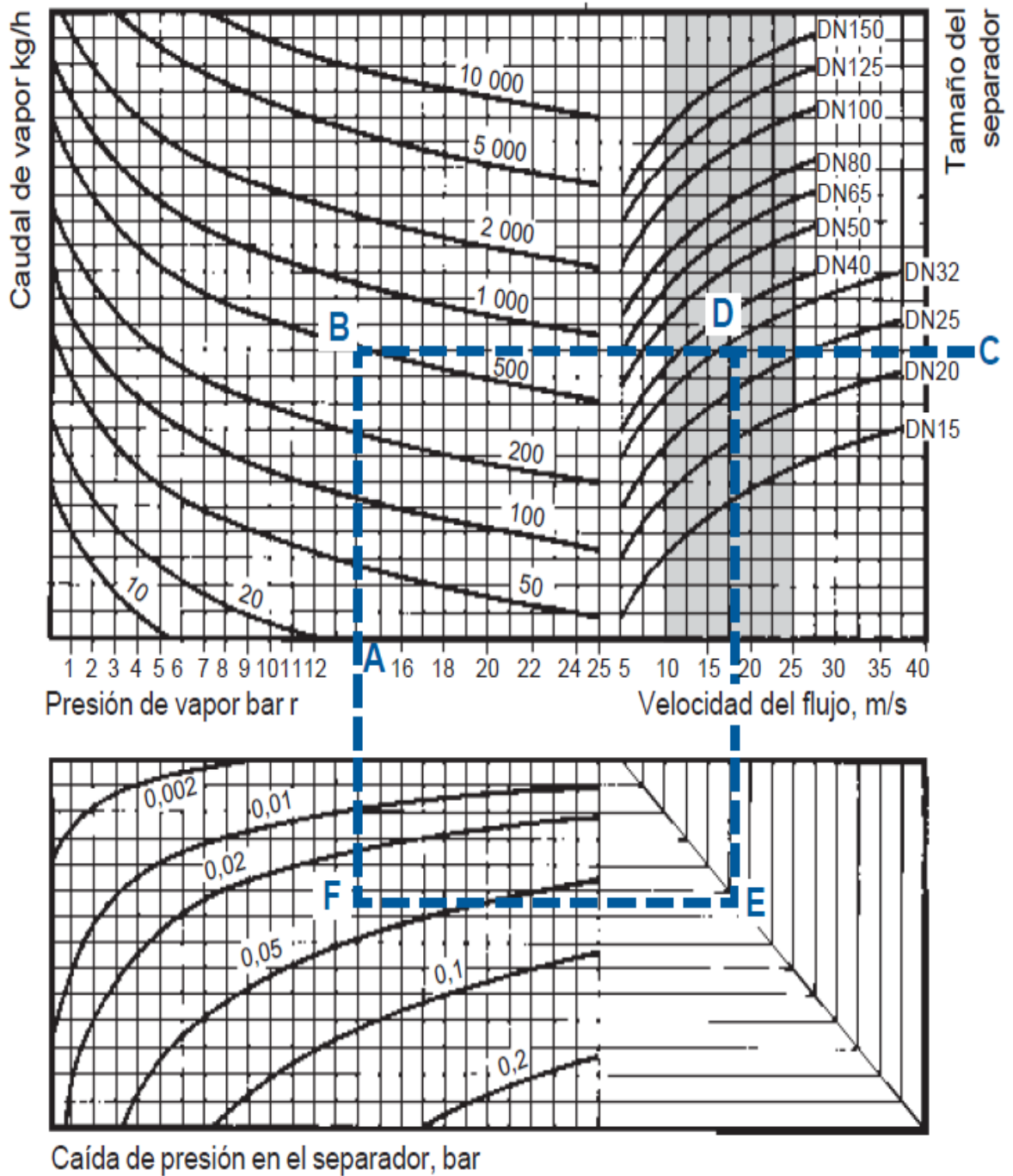
Fuente: Spirax Sarco 1999. Catálogo de condensado.

Anexo N° 40: Tabla para selección de válvula de seguridad.

Tamaño DN	15/20	20/32	25/40	32/50	40/65	50/80
Area (mm ²)	113	314	452	661	1 075	1 662
Presión tara (bar r)	Capacidades para vapor saturado kg/h					
0,5	65	180	259	379	616	953
1,0	87	241	348	508	827	1 278
1,5	109	303	436	638	1 037	1 603
2,0	131	364	524	767	1 247	1 929
2,5	153	426	613	896	1 458	2 254
3,0	175	487	701	1 026	1 668	2 579
3,5	197	549	790	1 155	1 879	2 904
4,0	220	610	878	1 284	2 089	3 230
4,5	242	672	967	1 414	2 299	3 555
5,0	264	733	1 055	1 543	2 510	3 880
5,5	286	794	1 144	1 672	2 720	4 205
6,0	308	856	1 232	1 802	2 930	4 530
6,5	330	917	1 321	1 931	3 141	4 856
7,0	352	979	1 409	2 061	3 351	5 181
7,5	374	1 040	1 497	2 190	3 561	5 506
8,0	396	1 102	1 586	2 319	3 772	5 831
8,5	419	1 163	1 674	2 449	3 982	6 157
9,0	441	1 225	1 763	2 578	4 193	6 482
9,5	463	1 286	1 851	2 707	4 403	6 807
10,0	485	1 348	1 940	2 837	4 613	7 132
11,0	529	1 470	2 117	3 095	5 034	7 783
12,0	573	1 593	2 294	3 354	5 455	8 433
13,0	618	1 716	2 470	3 613	5 876	9 084
14,0	662	1 839	2 647	3 871	6 296	9 734
15,0	706	1 962	2 824	4 130	-	-
16,0	750	2 085	3 001	4 389	-	-
17,0	795	2 208	3 178	4 648	-	-
18,0	839	2 331	3 355	4 906	-	-
Modelo	SV615					
Configuración	A = Cabezal cerrado / con palanca B = Cabezal cerrado / hermético para gas					
Material asiento	S = Acero inoxidable N = Nitrilo E = EPDM V = Vitón					
Tamaño	DN15, DN20, DN25, DN32, DN40 y DN50					
Conexión	BSP, NPT o conexión sanitaria					

Fuente: Spirax Sarco .Catálogo de válvulas de seguridad

Anexo N° 41: Grafico para dimensionado del Separador.



Fuente: Spirax Sarco. Distribución del Vapor

Anexo N° 42: Tabla de Factor de Seguridad según Aplicación.

Aplicación	Factor de Seguridad
Cabezal de la Caldera	1.5
Tuberías Principales de Vapor Ramales de las Tuberías (Sin Congelamiento) (Congelamiento)	2; 3 si estaría al final de la tubería antes de una válvula, o en un ramal
Separador de Vapor Calidad del vapor del 90% o menos	3
Venas de Vapor	2
Unidades de Calentamiento y manejo de aire Presión Constante	3
(Presión Variable 0 - 1 bar)	2, a presión diferencial de 0.034 bar
(Presión Variable 1 - 2 bar)	2, a presión diferencial de 0.14 bar
(Presión Variable > bar)	3, a la mitad de la máxima presión diferencial
Radiadores Aletados y Tubos Serpentin (Presión Constante)	2, normalmente; 3, para calentamiento rápido
(Presión Variable)	2, normalmente; 3, para calentamiento rápido
Calentadores de Aire de Proceso (Presión Constante) (Presión Variable)	2 3, a la mitad de la máxima presión diferencial
Máquina de Absorción de Vapor (Enfriador)	2, a presión diferencial de 0.034 bar
Evaporadores de un Paso y de Pasos Múltiples	2; 3, con cargas de 22700 kg/hr
Ollas con camisa de Vapor (Drenado por Gravedad) (Drenado por Sifón)	3 3
Secadores con Serpentin Secadoras Rotatorias (Presión Constante) (Presión Variable)	3 3
Tanques de Flasheo	3

Fuente: Armstrong. Guía para la Conservación de Vapor en el Drenado de Condensados.

Anexo N° 43: Dimensiones Recomendadas Colectoras en Tuberías Principales y Ramales.

Tamaño de tubería		Diámetro de Pierna Colectora		Longitud Mínima de Pierna Colectora (mm)	
				Pre calentamiento	Pre calentamiento
				Supervisado	Automático
mm	in	mm	in	250	710
15	1/2	15	1/2	250	710
20	3/4	20	3/4	250	710
25	1	25	1	250	710
50	2	50	2	250	710
80	3	80	3	250	710
100	4	100	4	250	710
150	6	100	6	250	710
200	8	100	8	300	710
250	10	150	10	380	710
300	12	150	12	460	710
350	14	200	14	535	710
400	16	200	16	610	710
450	18	250	18	685	710
500	20	250	20	760	760
600	24	300	24	915	915

Fuente: Armstrong. Guía para la Conservación de Vapor en el Drenado de Condensados

Anexo N° 44: Fuga de Vapor en Trampas nuevas.

Tipo de Trampa	Fuga de vapor
	[kgv/h]
Termodinámica	2 - 4
Cubeta invertida	3 - 5
Flotador y termostática	0
Termostática	0

Fuente: Ovando, S. M. (2007). Beneficios en sistemas de vapor por medio de una correcta instalación y selección de trampas.

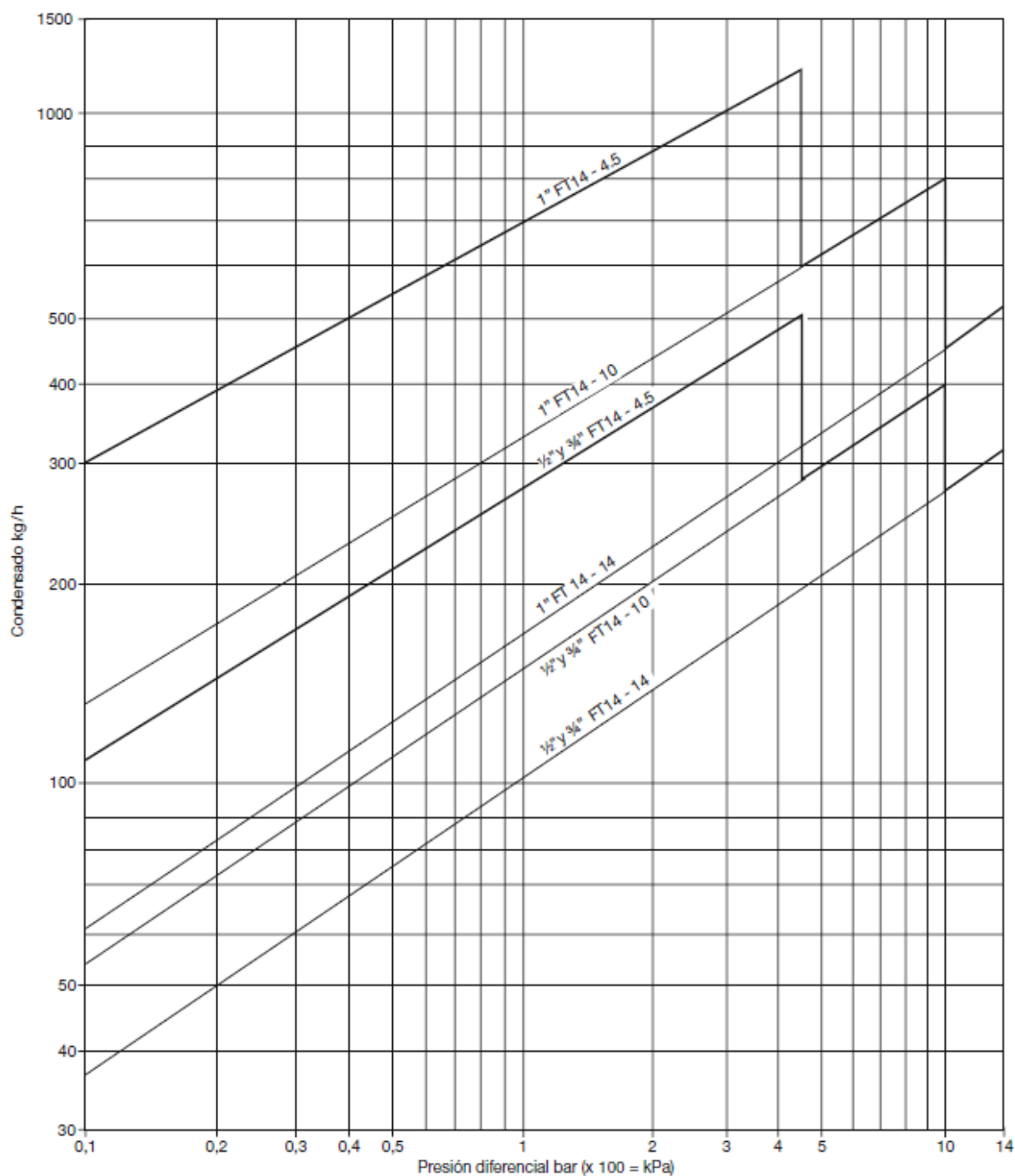
Anexo N° 45: Resultados de evaluación de trampas de vapor con pirómetro.

Retorno de Condensado	Equipos	Trampa Vapor		Mediciones de Temperatura		Estado de la Trampa
				Vapor	Ingreso Trampa	
		[Und]	Tipo	[°C]	[°C]	
Cabecero	Pierna Colectora	1	Termodinámica	160	135	Correcto
Lavandería	Secadora SF-85	1	Termodinámica	150	119	Incorrecto
	Secadora SV-50	1	Termodinámica	150	131	Correcto
	Revaporizador	1	Termodinámica	120	100	Correcto
Cocina	Marmita HR-MAV-01	1	Flotador	110	81	Correcto
	Marmita HR-MAV-02	1	Flotador	110	83	Correcto
	Marmita HR-MAV-03	1	Flotador	110	79	Correcto
	Marmita HR-MAV-04	1	Flotador	110	65	Incorrecto
	Marmita HR-MAVT-01	1	Flotador	110	80	Correcto
	Marmita HR-MAVT-02	1	Flotador	110	60	Incorrecto
	Marmita HR-MAVT-03	1	Flotador	110	58	Incorrecto
	Separador de Humedad	1	Termodinámica	110	82	Correcto
	Final de Línea	1	Flotador	110	85	Correcto
Esterilización	Autoclave 310 L	1	Termodinámica	130	108	Correcto
	Autoclave 580 L	1	Termodinámica	130	107	Correcto
	Autoclave 580 L	1	Termodinámica	130	105	Correcto
	Pierna colectora	1	Flotador	130	102	Correcto
	Pierna colectora	1	Termodinámica	130	89	Incorrecto
	Final de Línea	1	Termodinámica	130	104	Correcto

Fuente: Elaboración Propia

Anexo N° 46: Carta de selección Trampa a flotador Termostática para vapor

Capacidades



Fuente: Spirax Sarco. Trampa a flotador para vapor FT14, ficha técnica TI-S02-03.

Anexo N° 47: Tabla de selección de purgadores según aplicación.

Aplicación	Gama FT (Boya - termostática)	FT-C (boya - termostática con SRL)	TD (Termodinámico)	BPT (Presión equilibrada)	SM (Bimetálico)	No.8 (Expansión líquida)	Gama IB (Cubeta invertida)
Equipos de cocina							
Marmitas de doble fondo	A	B	B ¹	B			
Marmitas basculantes		B		A ^{2,5}			
Marmitas fijas	B			A ^{2,5}			
Hornos				A ^{2,5}			
Placas calientes	B			A ^{2,5}			
Traslado alm. De petróleo							
Tanques de almacenamiento	A						B ¹
Calentadores en línea	A						B ¹
Calentadores en salida	A						B ¹
Líneas de acompañamiento			B	A	B2 (solo no críticas)		B
Tuberías encamisadas			B ¹⁻⁶	A ⁵			B ¹
Equipos para hospitales							
Autoclaves	B	B		A ⁵			
Secadores industriales							
Serpentines	A		B ¹	B			
Parrillas			B ¹	A			B ¹
Cilindros secadores	B	A					B ¹
Túnel de secado	A		B ¹	B			B ¹
Máquinas multicilíndricas	B	A					B ¹
Equipo de lavanderías							
Máq. Planchar prendas	B	B	A ⁶				
Máq. Planchar en continuo	B	A	B ¹	B ⁵			
Máq. Limpieza en seco	A		B ¹				
Secadores rotativos	A	B					
Prensas							
Prensas de platos múltiples (conexión en paralelo)	B		A ⁶				
Prensas de platos múltiples (conexión en serie)			A ¹⁻⁶				
Prensas para vulcanización	B		B1	A			B ¹
Equipos de procesos industriales							
Calderetas fijas	A	B	B ¹	B			
Calderetas basculantes	B	A					
Alambiques para cerveza	A ¹	B					
Autoclaves con camisa	A ¹		B ¹				
Evaporadores	A ¹	B					B ¹
Mesas calientes	B		B ⁶	A ²			
Autoclave inyec. Directa	A						
Tanques de almacenamiento	A						B ¹
Autoclaves vulcanización	A		B1 (solo camisa)				B ¹
Calefacción de locales							
Intercambiadores de calor	A ⁴						
Baterías calefactoras	A ⁴						
Paneles y tubos radiantes	A	B ¹	B ¹				B ¹
Radiadores	B			A	B		
Serpentines suspendidos	B			A			B ¹
Tuberías de vapor							
Tramos horizontales	B		A ¹				B
Separadores	A		B				B
Final de línea	B		A ¹				B ¹
Drenaje de parada (protección de heladas)					B ³	B	A
Drenaje de calentadores	A		B ⁶				B
Depósitos y recipientes							
Depósito (descarga por elevación)	B		A	B ⁵			B
Depósito (descarga por gravedad)	A		B ⁶	B ⁵			
Depósito pequeños (hervido rápido)	A			B ⁵			
Depósito pequeños (hervido lento)					B	A	

A : Mejor elección

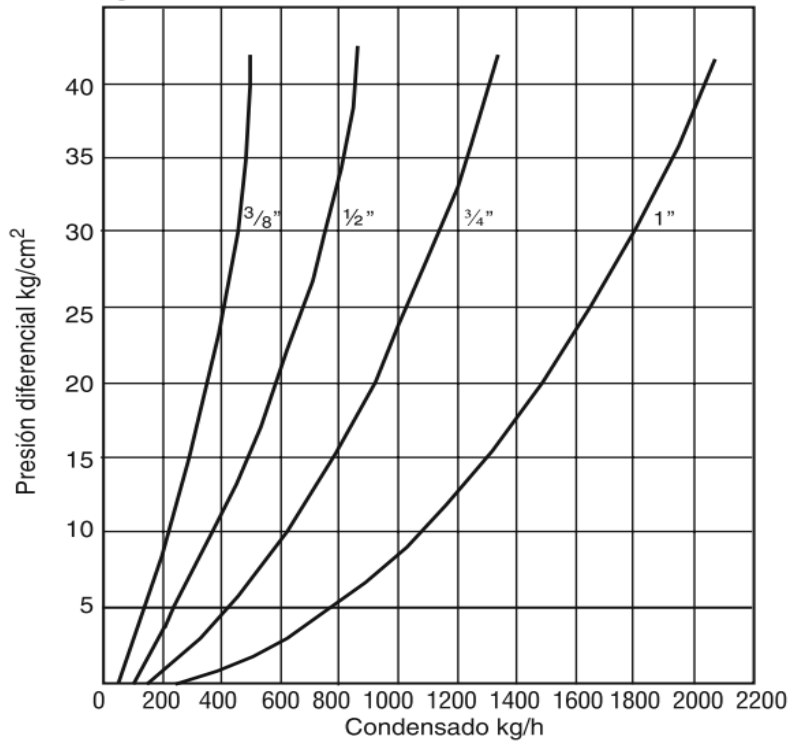
B: Alternativa aceptable

1. Con eliminador de aire en paralelo
4. Si el equipo esta controlado por temperatura. Puede necesitar una bomba purgador
6. Con disco antibloqueo por aire

2. Con tubo de enfriamiento. Longitud mínima 1 m
3. Usar elementos con temperatura fija de descarga.
5. Con capsula de temp. Descarga prox. a vapor.

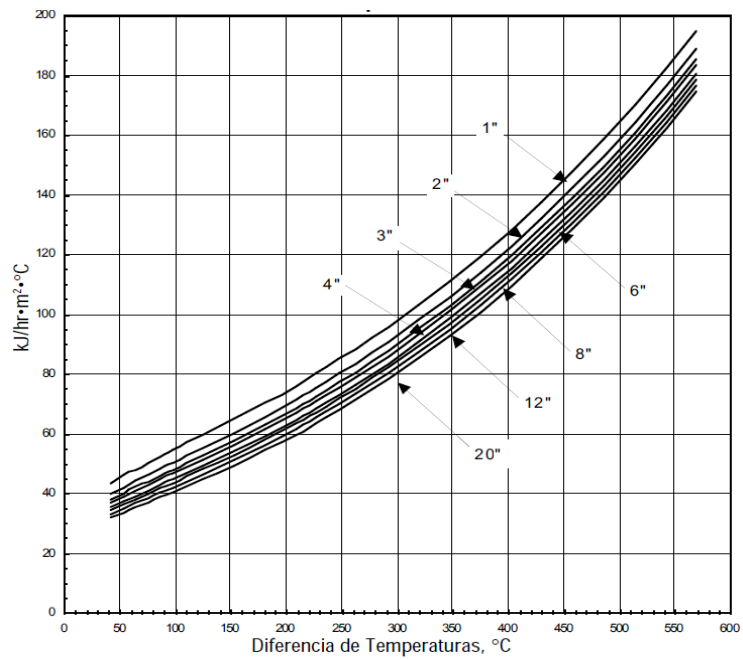
Anexo N° 48: Carta de selección Trampa Termodinámica.

TD52 y TDS52



Fuente: Spirax Sarco. Trampas termodinámicas.

Anexo N° 49: Curvas para Pérdidas de Calor



Fuente: Armstrong. Guía para la Conservación de Vapor en el Drenado de Condensados.

Anexo N° 50: Vida útil de materiales

Componente	Años
Acueductos	
Concreto cemento sólido	75
Acero	50
Acero	40
Tuberías de hierro fundido	
2 a 4"	50
4 a 6"	65
8 a 10"	75
más de 12"	100
Tuberías de concreto	20
Tuberías de acero	
Menos de 4"	30
Más de 4"	40

Fuente: Ray K.Linsley y Joseph B. Franzini. Ingeniería de Recursos Hídricos.

Anexo N° 51: Lista de precios de combustible.

LISTA DE PRECIOS DE COMBUSTIBLES

PRECIOS NETOS PETROPERÚ

LISTA COMB-17-2016
VIGENCIA A PARTIR DEL 11.05.2016

	PLANTAS	GLP-E SOLES/KG	GLP-G SOLES/KG	GASOLINA SUPER 90 SP	GASOLINA 84 SP	DIESEL B5 UV	DIESEL B5 (****)	PETROPERU INDUSTRIAL N° 6 (****)	SOLES/GLN PETROPERU INDUSTRIAL 500 (****)
12	TALARA	1.5200	1.5800	5.4100	4.9500	4.9900	5.4300	3.1300	3.0200
13	PIURA			5.7200	5.3300	5.3000	5.7400		
14	ETEN			5.7800	5.3900	5.3200	5.7600		
18	SALAVERRY			5.8300	5.4400	5.3600	5.8000	3.4550	
19	CHIMBOTE				5.4550	5.4100	5.8500	3.4650	3.3650
25	SUPE			5.8200	5.4300	5.2200	5.6600		3.3050
20	CALLAO	1.5200	1.5800	5.2300	4.8100				
28	CONCHAN			5.2200	4.8000			2.9200	2.8000
35	C. DE PASCO			6.0500	5.6650	5.6400	6.0800		
31	PISCO			5.6600	5.2300	5.2400	5.6800		3.3950
41	MOLLENDO			5.8500	5.4600			3.4350	3.3250
47	JULIACA				5.7700				
49	CUSCO				5.8900				
45	ILO					5.5000	5.9400	3.4450	
77	EL MILAGRO			5.8500	5.3900	5.3700	5.8100	3.7500	
67	TARAPOTO			6.0600	5.5400	5.5950	6.0350		

IMPUESTOS APLICABLES A ESTAS PLANTAS

RODAJE % (*)			8	8					
ISC (Soles/Galón) (**)			1.0500	0.9300	1.2000	1.2000	0.6800	0.6300	
IGV %	18	18	18	18	18	18	18	18	18

LEY DE PROMOCION DE LA INVERSION EN LA AMAZONIA - N° 27037

	PLANTAS			GASOLINA SUPER 90 SP	GASOLINA 84 SP	DIESEL B5 UV	DIESEL B5	PETROPERU INDUSTRIAL N° 6	
68	YURIMAGUAS				5.7600	6.5450	6.9850	3.9000	
63	IQUITOS			6.2000	5.4350	5.5200	5.9600	4.1200	
64	PUCALLPA			6.1700	5.7650	5.8530	6.2930		
51	PTO. MALDONADO				6.6100				

IMPUESTOS APLICABLES A ESTAS PLANTAS

RODAJE % (*)			8	8					
--------------	--	--	---	---	--	--	--	--	--

GERENCIA COMERCIAL

REEMPLAZA LISTA COMB-16-2016
DE FECHA : 06.05.2016

(*) El Impuesto del rodaje se aplica sobre el valor de venta de las gasolinas sin incluir el ISC y el IGV.

(**) Impuesto Selectivo al Consumo en aplicación del D.S. N° 316-2014-EF del 21.11.2014.

(****) El ISC del Diesel B5 ha sido aprobado con D.S. N° 270-2010-EF, en aplicación del Reglamento de Comercialización de Biocombustibles aprobado con D.S. N° 021-2007-EM. El Diesel B5 y el Diesel B5 S-50 son comercializados desde el 01 de Enero del 2011.

A los precios de lista de los combustibles después de impuestos se le adiciona el FISE en aplicación de la Ley N° 30114 del 02 de diciembre del 2013 "LEY DE PRESUPUESTO DEL SECTOR PÚBLICO PARA EL AÑO FISCAL 2014".

A partir del 01 de mayo del 2016, se aplica a los precios de lista de los combustibles después de impuestos y en adición al FISE, la Tarifa Regulada de Seguridad "SISE" de 0.3479 US\$/l, aprobada con Resolución de Consejo Directivo OSINERGMIN N° 070-2016-OS-CD del 12 de abril de 2016".

Anexo N° 58: Resultados del Análisis de Gases en Los calderos Piro tubulares del Hospital Regional.



70 BHP

testo 320
 V1.06 02800450/E
 11. 11. 2015 13:59:58

Combustible: F-Oleo n2
 O2ref. 3.0 %
 CO2Máx: 15.9 %

PdC
 11. 11. 2015 13:55:28

127.0 °C	Temp. PDC' s	
21.0 %	O2	
---	Lambda	
---	CO2	
---	qA	
---	qAbr.	
---	Tiro	
---	mbar	
27.8 °C	Temp. Amb.	
---	REN	
---	RENbr.	
---	°C	Pto. de rocío

PdC

213.8 °C	Temp. PDC' s	
9.0 %	O2	
1.75	Lambda	
9.09 %	CO2	
11.8 %	qA	
11.8 %	qAbr.	
---	mbar	Tiro
27.9 °C	Temp. Amb.	
82.2 %	REN	
82.2 %	RENbr.	
44.7 °C	Pto. de rocío	

50 BHP

testo 320
 V1.06 02800450/E
 11. 11. 2015 13:51:47

Combustible: F-Oleo n2
 O2ref. 3.0 %
 CO2Máx: 15.9 %

PdC

270.5 °C	Temp. PDC' s	
9.8 %	O2	
1.35	Lambda	
15.37 %	CO2	
9.8 %	qA	
9.8 %	qAbr.	
---	mbar	Tiro
27.6 °C	Temp. Amb.	
79.2 %	REN	
79.2 %	RENbr.	
51.6 °C	Pto. de rocío	

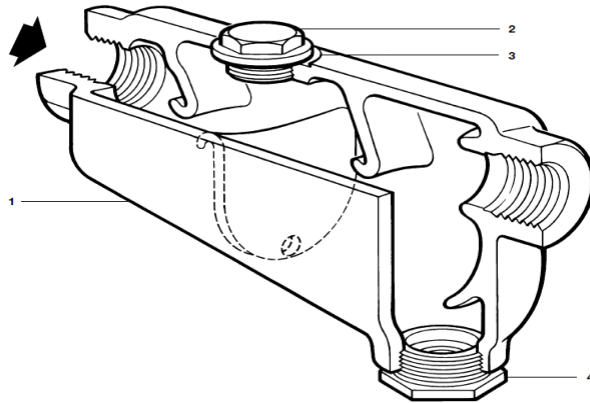
Anexo N° 59: Especificaciones técnica de separador de gota S2.



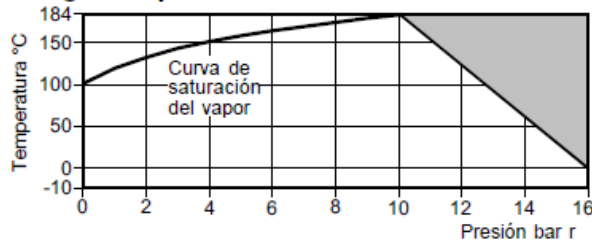
spirax/sarco

Separador de hierro fundido S2 (Roscado)

TI-P023-07
ST Issue 6



Rango de operación (ISO 6552)

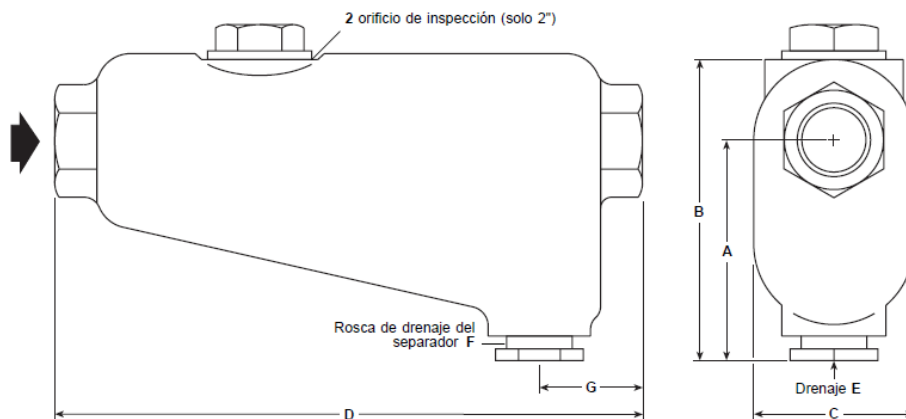


El separador no puede trabajar en esta zona.

Materiales

No. Parte	Material	
1 Cuerpo	Hierro fundido	ASTMA126 Cl B
2 Tapon (solo 2")	Fundición nodular	DIN 1693 GGG 40
3 Junta (solo 2")	Grafito laminado reforzado	
4 Casquillo reducción	Acero	ASTMA105

Condiciones de diseño del cuerpo	PN16
PMA Presión máxima admisible	16 bar r a 0°C
TMA Temperatura máxima admisible	184°C a 10 bar r
Temperatura mínima admisible	-10°C
PMO Presión máxima de trabajo para vapor saturado	10 bar r
TMO Temperatura máxima de trabajo	184°C a 10 bar r
Temperatura mínima de trabajo	-10°C
Nota: Para temperaturas de trabajo inferiores consultar con Spirax Sarco	
Prueba hidráulica:	24 bar r





Filtro de Acero Fig 14HP

Description

El Fig 14HP es un filtro en acero al carbono del tipo Y, diseñado para eliminar incrustaciones, óxido y otros restos que puedan haber en la tubería. El tamiz estándar es de acero inoxidable con perforaciones de 0,8mm.

Normativas

Este producto cumple totalmente con los requisitos de la Directiva Europea de Equipos a Presión 97/23/EC.

Certificados

Dispone de Informe típico de pruebas del fabricante y certificado estándar de material para cuerpo y tapa EN10204 3.1. **Nota:** los certificados /requerimientos de inspección deben solicitarse con el pedido.

Tamaños y conexiones

¼", ¾", ½", ¾", 1", 1¼", 1½" y 2"

Roscas BSP o NPT

Preparado para soldar SW según BS 3799 Clase 3000 lb

Extras opcionales

Tamiz

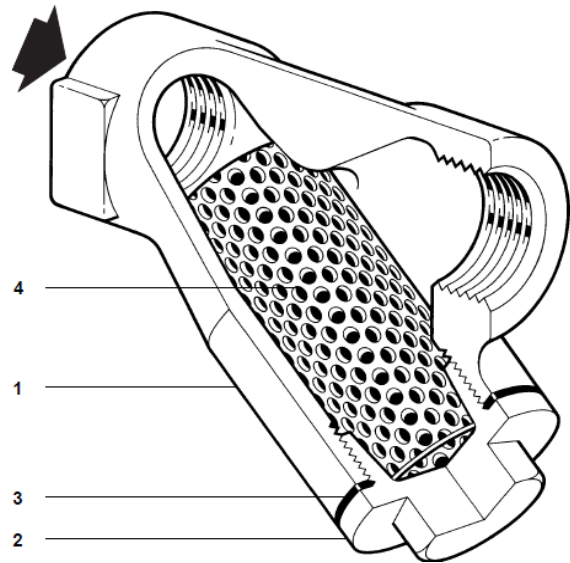
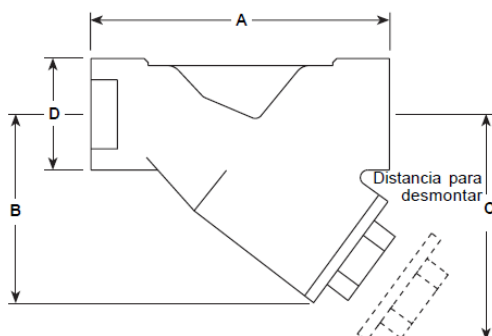
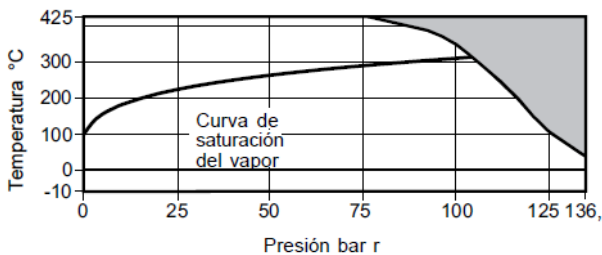
Acero inoxidable	Perforaciones	1,6mm y 3 mm
	Mesh	40, 100 y 200
Monel	Perforaciones	0,8 mm y 3 mm
	Mesh	100

Conexiones para tapón o válvula de purga

La tapa puede ser taladrada a los siguientes tamaños para montar una válvula o tapón de purga.

Tamaño filtro	Válvula de purga	Tapón de purga
¼", ¾" y ½"	¼"	¼"
¾" y 1"	½"	½"
1¼" y 1½"	1"	¾"
2"	1¼"	¾"

Condiciones límite



Materiales

No. Parte	Material
1 Cuerpo ¼" y ½"	Acero ASTM A105N/1.0460
¾" a 2"	Acero ASTM A216 WCB/1.0619+N
2 Tapa	Acero ASTM A105N/1.0460
3 Junta tapa	Grafito laminado reforzado
4 Tamiz	Acero inoxidable A240 316L

Dimensiones/peso (aproximados) en mm y kg

Tamaño	A	B	C	D	Area de filtrado cm²	Peso
¼"	70	51	80	32	27	0,43
¾"	70	51	80	32	27	0,49
½"	73	52	81	32	27	0,56
¾"	90	64	100	32	43	0,72
1"	105	74	120	46	73	1,17
1¼"	140	102	164	60	135	2,35
1½"	152	115	184	70	164	3,30
2"	178	138	224	80	251	4,95



spirax/sarco

TIS 2.516 AR
03.08

Trampas termodinámicas TD52, TDS52 y TDS52LC

Descripción

Las TD52, TDS52 y TDS52 LC son trampas termodinámicas para drenaje de líneas de vapor; la TDS52LC en particular se utiliza donde los caudales de condensado son típicamente bajos. Descargan condensado a la temperatura del vapor saturado. Totalmente de acero inoxidable. Partes activas endurecidas. Son robustas y no son afectadas por golpes de ariete, vapor sobrecalentado, vibraciones ni condensado corrosivo. Responden instantáneamente y funcionan con la mayor eficiencia en todos los rangos de presión.

El filtro o canasto incorporado a las trampas TDS52 y TDS52LC reduce el espacio de instalación y garantiza la retención de suciedades antes de depositarse en el asiento, evitando el desgaste provocado por el cierre defectuoso del disco. Purgando el canasto, se mantiene siempre en excelentes condiciones de retención de partículas.

Condiciones límite

PMO - Presión máxima de operación	42 kg/cm ²
TMO - Temperatura máxima de operación	430°C
PMOB - Contrapresión máxima: no puede exceder el 80% de la presión de entrada	
Presión diferencial admisible mínima para trabajar satisfactoriamente	0,250 kg/cm ²

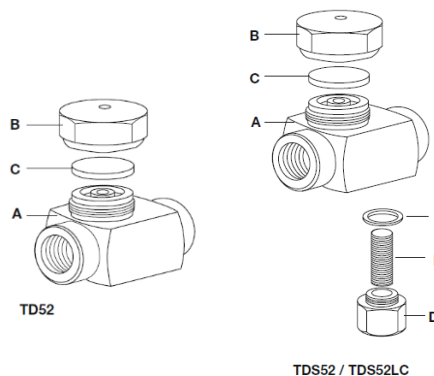
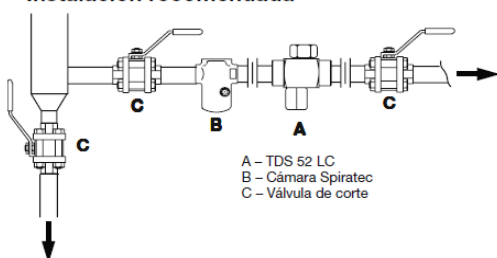
Materiales

Parte	Material
A	Cuerpo AISI 420 F
B	Tapa AISI 416
C	Disco AISI 420 F
D	Tapón para canasto AISI 416
E	Junta AISI 304
F	Malla AISI 304 Mesh 25

Repuestos

Disco	C
Canasto	F
Canasto armado	D, E, F

Instalación recomendada



Dimensiones (aproximadas) en mm y kg TD52

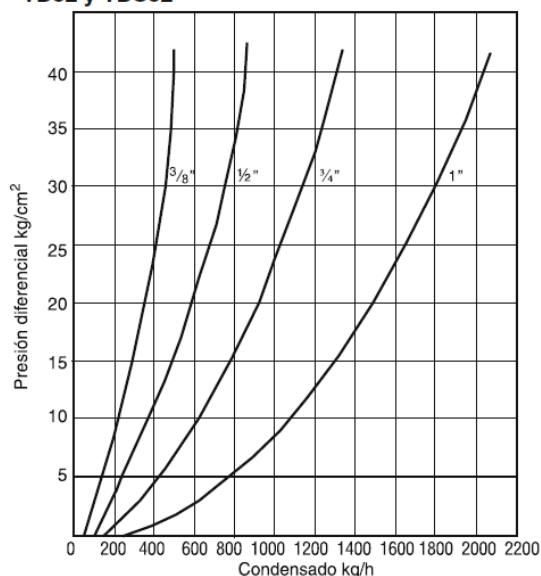
Tamaño	A	B	C	Peso
DN10 - 3/8"	51	35	43	0,34
DN15 - 1/2"	68	38	50	0,57
DN20 - 3/4"	72	44	60	0,90
DN25 - 1"	84	54	72	1,36

TDS52

Tamaño	A	B	C	Peso
DN10 - 3/8"	69	35	84	0,55
DN15 - 1/2"	83	38	92	0,80
DN20 - 3/4"	86	44	102	1,25

Capacidad de descarga a temperatura de vapor saturado

TD52 y TDS52



Anexo N° 62: Especificaciones técnica de trampa mecánica de boya cerrada o flotador termostático.

spirax/sarco

IM-S02-54
ST Issue 1

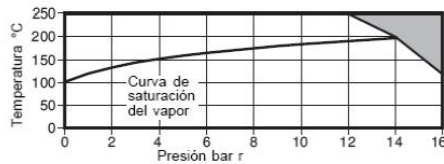
**Purgadores de boya cerrada
FT14 y FT14HC 1"HC, 1¼", 1½" y 2"**

PURGADOR DE BOYA CERRADA SPIRAX SARCO FT 14

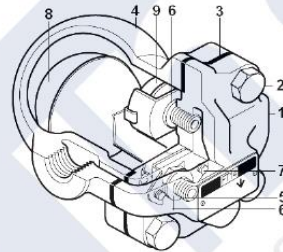


Purgador para vapor de boya cerrada en fundición nodular con eliminador termostático de aire. Cumple totalmente con los requisitos de la Directiva Europea de Equipos a Presión 97/23CE.

Rango de operaciones



El purgador no puede trabajar en esta zona



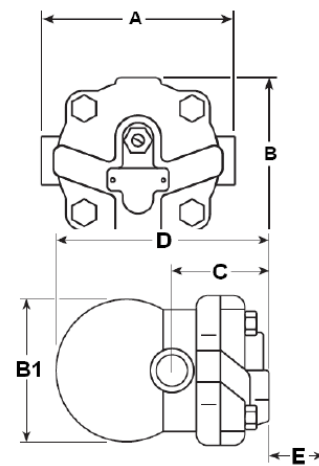
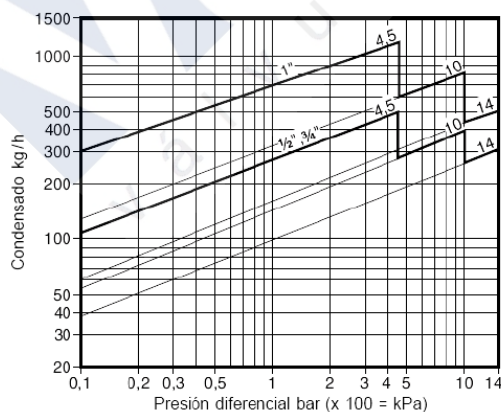
Condiciones máximas de diseño del cuerpo: PN-16

- PMA - Presión máxima admisible: 16bar
- TMA - Temperatura máxima admisible: 250°C
- Temperatura mínima admisible: 0°C
- PMO - Presión máxima de trabajo para Vapor saturado: 14bar r
- TMO - Temperatura máx. de trabajo: 250°C a 12bar
- Presión diferencial máxima: FT14-4,5 4,5bar
- FT14-10 10bar
- FT14-14 14bar
- Prueba hidráulica: 24bar r

Materiales		
Nº	Parte	Material
1	Cuerpo	Fund.Nodular GG40
2	Tornillo Tapa	BS 3692 8.8
3	Junta Tapa	Grafito lam.reforzado
4	Tapa	Fund.Nodular GG40
5	Asiento válvula	Acero Inox BS970 431 S29
6	Junta as.válvula	Acero Inox BS1449 409 S19
7	Tornillo válvula	Acero Inox BS6105 CL A270
8	Flotador y palanca	Acero Inox BS1449 304 S16

Dimensiones en mm y peso							
DN	A	B	B1	C	D	E	Kg.
½"	121	107	96	67	147	105	2,9
¾"	121	107	96	67	147	105	2,9
1"	145	107	117	75	166	110	4,0

Capacidades:



spirax/sarco

Válvula de seguridad SV615

IM-P316-03
CH Issue 5


Descripción

La SV615 es una válvula de seguridad de tobera total diseñada para el uso con vapor, aire, gases industriales inertes y líquidos no peligrosos.

Tipos disponibles

Se dispone de válvulas de tamaños DN15 a DN50 y tienen el cuerpo de bronce con conexiones roscadas y tobera en acero inoxidable. También existe una opción de conexión de entrada sanitaria en los tamaños pequeños. Todas las válvulas tienen el cuerpo cerrado con palanca o cabezal cerrado. Se dispone de una versión con asiento blando de nitrilo (para aire hasta 120°C), EPDM (para agua) o vitón (para aire hasta 200°C).

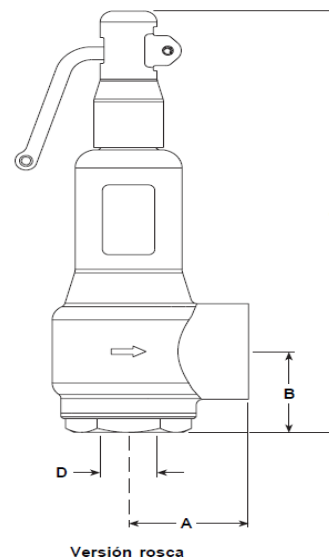
Normas y aprobaciones

La SV615 está diseñada y aprobada según la normativa BS 6759 parte 1, 2 y 3 y lleva la marca  indicando que cumple con los requisitos de la Directiva Europea de Equipos a Presión 97/23/EC (PED). La Autoridad de Aprobación y Cuerpo de Notificación es SAFED TAS. Estanqueidad del asiento según API 527.

Tamaños y conexiones

DN15, 20, 25, 32, 40 y 50.

	Rosca BSP (BS 21 paralelo) o NPT
Conexiones de entrada	Conexión sanitaria (Solo tamaños DN15, DN20 y DN25)
	BS 4825 / ISO 2852 / DIN 32676
Conexiones de salida	Rosca BSP (BS 21 paralelo) o NPT



Tamaños y conexiones

DN15, 20, 25, 32, 40 y 50.

	Rosca BSP (BS 21 paralelo) o NPT
Conexiones de entrada	Conexión sanitaria (Solo tamaños DN15, DN20 y DN25)
	BS 4825 / ISO 2852 / DIN 32676
Conexiones de salida	Rosca BSP (BS 21 paralelo) o NPT

Condiciones límite

Condiciones de diseño del cuerpo		PN25
Rangos de presión de tara	DN15 a 32	0.3 a 18 bar
	DN40 y 50	0.3 a 14 bar
Rango temperatura	Asiento acero inox.	- 90°C a +230°C
	* Asiento Nitrilo	- 30°C a +120°C
	* Asiento EPDM	- 50°C a +150°C
	* Asiento Vitón	- 20°C to +200°C
Prueba hidráulica:		38 bar

* **Nota:** El asiento blando no es adecuado para aplicaciones de vapor.

Dimensiones/peso (aproximados) en mm y kg

	Tamaño	Conexión		A	B	C	Ø Caudal	Peso
		Entrada	Salida					
Rosca	DN15	1/2"	3/4"	40	40	194	12	1,3
	DN20	3/4"	1 1/4"	55	44	229	20	2,4
	DN25	1"	1 1/2"	60	48	242	24	2,9
	DN32	1 1/4"	2"	70	58	279	29	4,2
	DN40	1 1/2"	2 1/2"	81	67	365	37	8,8
	DN50	2"	3"	96	80	420	46	13,0
Conexión sanitaria	DN15	1/2"	3/4"	40	55	209	12	1,4
	DN20	1"	1 1/4"	55	60	245	20	2,6
	DN25	1"	1 1/2"	60	64	258	24	3,1

Anexo N° 64: Especificaciones técnica reductora de presión.



SB-S10-17

Válvulas reductoras

ESP Issue 4

DP

La serie DP de válvulas reductoras de presión Spirax Sarco controlan con precisión la presión de baja prescindiendo de la presión de alta o variaciones de carga.

Adecuada para vapor, aire o gases industriales, la serie DP ofrece una gran variedad de opciones de control.



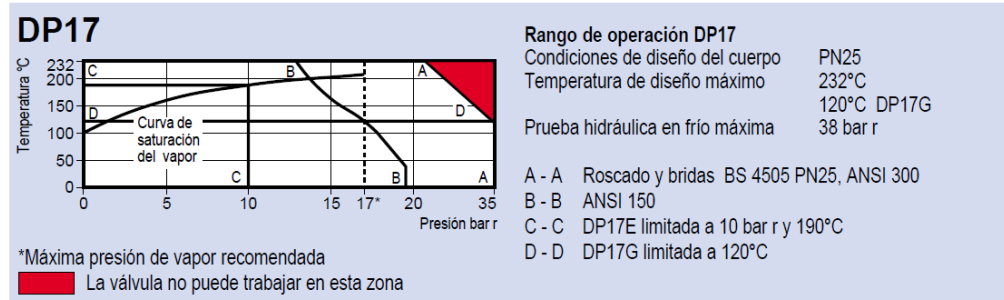
DP17

Rangos de presión

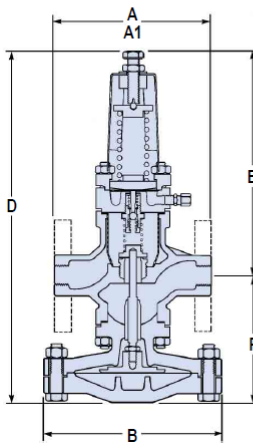
Los rangos se designan con resortes de colores:-

Amarillo = 0,2 a 3,0 bar. Azul = 2,5 a 7,0 bar. Rojo = 6,0 a 17,0 bar. Gris = 16,0 a 24,0 bar (DP143 y DP163 únicamente).

Especificaciones técnicas



Dimensiones (aproximadas en milímetros)



DP17

Tamaño	Roscas								Roscas	Bridas	Peso kg
	A	A1	ANSI 150 A1	ANSI 300 A1	B	D	E	F			
DN15LC	160	130	120,2	126,6	185	364	234	130	12	12,8	
DN15	160	130	120,2	126,6	185	364	234	130	12	12,8	
DN20	160	150	139,4	-	185	364	234	130	12	13,7	
DN25	180	160	160,0	160,0	207	388	240	148	13	16,0	
DN32	-	180	176,0	180,0	207	388	240	148	-	17,0	
DN40	-	200	199,0	200,0	255	433	255	178	-	29,0	
DN50	-	230	228,0	230,0	255	433	255	178	-	31,5	

Información de selección

Tamaño	Conexión					Opciones							
	BSP	PN25	PN40	ANSI 150	ANSI 300	G	E'	T	P	R	S	H	
DP17 15-25	•	•		•	•	•	•	•	•	•			
DP17 32-50		•		•	•	•	•	•	•	•			
DP143 15-80			•	•	•	•						•	
DP163 15-80			•	•	•	•							

*E' no disponible con válvulas DP17G

Extras opcionales

- G - Versión con asiento blando para aire comprimido y gases industriales. La temperatura máxima con asiento blando es 120°C.
- E - Construida con una válvula solenoide eléctrica on/off la cual permite cerrar y controlar la válvula a distancia. Temperatura máxima 190°C, Presión de alta máxima 10 bar g, 230 o 110 V 50 Hz, 24 V 50 Hz.
- T - Piloto adicional de control de temperatura para controlar la válvula principal por lo que se mantiene la temperatura mientras la presión de vapor está limitada. Rangos de temperatura: - A: 16°C a 49°C, B: 38°C a 71°C, C: 49°C a 82°C, D: 71°C a 104°C, E: 93°C a 127°C.
- P - Piloto adicional de control de presión para escalar el control de presión.
- R - Piloto de control remoto - la presión de baja puede ajustarse a distancia variando una señal de presión de aire en el diafragma piloto.
- S - Todas las partes de latón/cobre reemplazadas por materiales ferrosos.
- H - Componentes de alta temperatura, permitiendo a la DP143 trabajar a 350°C.



spirax
sarco

TI-G37-01
ST Issue 2

Válvula de globo con Fuelle en bridas DIN Hard Fig. 223N y Fig. 233N

Descripción

Válvula con cuerpo en fundición gris y fundición nodular, fuelle de doble capa soldado al eje y no al obturador, con empaquetadura de grafito como seguridad adicional, con husillo no ascendente, indicador de posición y sistema antigiro evitando el riesgo de torsión del fuelle.

Aplicaciones

Para aplicaciones de fluido térmico, agua sobrecalentada, vapor, fluidos corrosivos y nocivos, gases e hidrocarburos.

Tamaños y conexiones

Fig. 223N PN16 Fundición gris: DN15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150, 200 y 250

Fig. 233N PN25 Fundición nodular: DN15, 20, 25, 32, 40, 50, 65, 80, 100, 125, 150 y 200

bridas EN 1092-2

Distancia entre bridas EN 1558-1 1 (DIN 3202 F1)

Normativas

Este producto cumple totalmente con los requisitos de la Directiva Europea de Equipos a Presión 97/23/EC.

Certificados

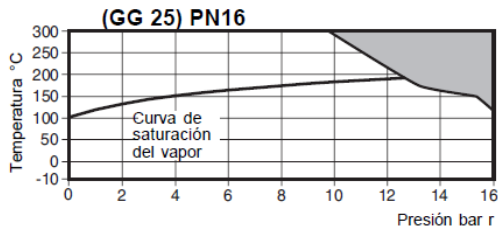
Dispone de certificado estándar de material para cuerpo y tapa EN 10204 2.2. si se solicita con el pedido.

Como pasar pedido

Ejemplo: 1 válvula de interrupción con fuelle Hard Figura 223N con cuerpo y tapa en EN-GLJ-250 (GG 25), tamaño DN25 con bridas DIN PN16.

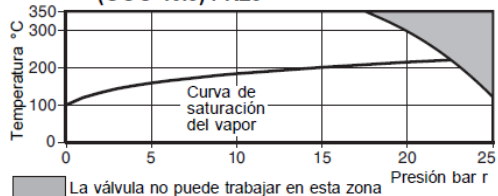
Condiciones límite

Fig. 223 Fundición gris EN-GJL-250

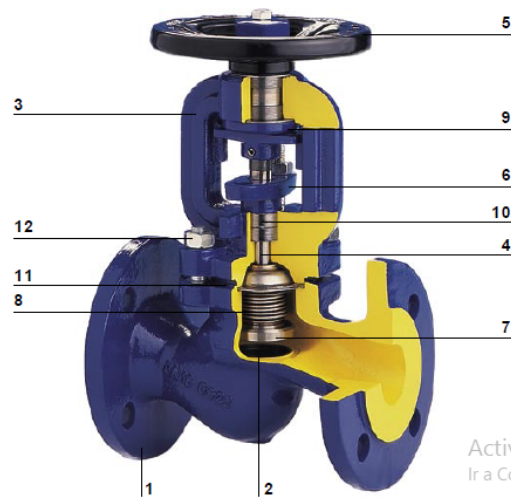


Condiciones máximas de diseño del cuerpo	PN16
TMO - Temperatura máxima de trabajo	300°C
Prueba hidráulica:	24 bar r

Fig. 233 Fundición nodular EN-GJS-400-18-LT (GGG 40.3) PN25



Condiciones máximas de diseño del cuerpo	PN25
TMO - Temperatura máxima de trabajo	350°C
Prueba hidráulica:	38 bar r



Activar V
Ir a Configu

Materiales

No Parte	Material
1 Cuerpo	Fig. 223N Fundición gris EN-GJL-250 Fig. 233N Fundición nodular EN-GJS-400-18-LT
2 Asiento	Acero inoxidable X12Cr13 1.4006
3 Tapa	Fig. 223N Fundición gris EN-GJL-250 Fig. 233N Fundición nodular EN-GJS-400-18-LT
4 Husillo	Acero inoxidable X20Cr13 1.4021
5 Volante	Acero
6 Prensaestopas	Fundición dúctil EN-GJS-500-7
7 Obturador	Acero inoxidable X6CrNiMoTi17-12-2 1.4571
8 Fuelle	Acero inoxidable X6CrNiMoTi17-12-2 1.4571
9 Casquillo	Fundición dúctil EN-GJS-500-7
10 Estopada	Grafito
11 Junta	Grafito + CrNiSt
12 Tornillos y tuercas	Fig. 223 Acero BS 3692 Gr. 8.8 Fig. 233 Acero inoxidable A2-70

Anexo N° 66: Casa de fuerza del Hospital regional



Equipos para Tratamiento externo del agua



Tanque recolector de condensado sin asilamiento



Caldero Pirotubular 70 BHP.



Caldero Pirotubular 50 BHP.

Anexo N° 66: Redes de distribución y equipo de recuperación de vapor flash.



Redes de distribución de vapor.

Anexo N° 67: Mediciones de temperatura superficial de equipos y redes de distribución de vapor



Medición de temperatura superficial en tuberías.



Medición de temperatura superficial en calderos.



Medición de temperatura de mezcla agua y vapor en lavadoras.



Inspección de trampas de vapor por método de temperatura.



Tanque de condensado sótano de cocina sin aislamiento.

Anexo N° 68: Tuberías del servicio de lavandería sin aislamiento y deteriorado del servicio de lavandería



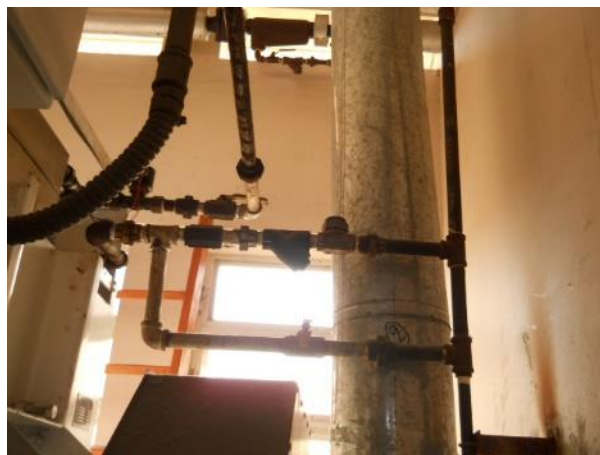
Aislamiento deteriorado por falta de enchaquetado y tiempo de uso.



Aislamiento deteriorado Red de vapor flash.



Ramal de vapor sin aislamiento



Ramal de retorno de condensado de secadora sin aislamiento.

Anexo N° 69: Tuberías del servicio de lavandería y central de esterilización sin aislamiento del Hospital Regional.



Ramal de retorno de condensado sin aislamiento.



Ramal de esterilización sin aislamiento.

Anexo N° 70: Fuga de vapor en redes de distribución de vapor del Hospital Regional.



Fuga de vapor en cabecero.



Filtrado de vapor en cabecero.



Fuga de vapor en válvula.



Filtrado de vapor en bridas

Fuente: Elaboración Propia.

PLANO RD-01

**DISTRIBUCIÓN DE LAS REDES DE VAPOR DEL
HOSPITAL REGIONAL ELEAZAR GUMÁN
BARRÓN**