



**UNIVERSIDAD NACIONAL
“PEDRO RUIZ GALLO”**



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

Tesis

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

**“Optimización de las redes de distribución de vapor y
condensado de un Hospital Público de Lambayeque”**

AUTOR:

Torres Gamarra, Luis Alberto

ASESOR:

Carranza Montenegro, Daniel

**Lambayeque – Perú
2020**



UNIVERSIDAD NACIONAL “PEDRO RUIZ GALLO”



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

Tesis

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

“Optimización de las redes de distribución de vapor y condensado de un Hospital Público de Lambayeque”

AUTOR:

Torres Gamarra, Luis Alberto

APROBADO POR EL JURADO EXAMINADOR:

PRESIDENTE: M. Sc. Ing. Chambergo Larrea, Carlos Augusto

SECRETARIO: Ing. Yupanqui Rodríguez, Carlos

MIEMBRO: Lic. Gutiérrez Atoche, Egberto Serafín

ASESOR: Dr. Carranza Montenegro, Daniel

**Lambayeque – Perú
2020**



UNIVERSIDAD NACIONAL “PEDRO RUIZ GALLO”



FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y ELÉCTRICA

Tesis

TÍTULO:

“Optimización de las redes de distribución de vapor y condensado de un Hospital Público de Lambayeque”

CONTENIDOS

CAPITULO I: PROBLEMA DE INVESTIGACIÓN.

CAPITULO II: MARCO TEÓRICO.

CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO.

CAPITULO IV: CÁLCULO Y RESULTADOS.

CAPITULO V: ANÁLISIS E INTERPRETACIÓN DE LOS RESULTADOS.

CAPÍTULO VI: CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

ANEXOS

M. Sc. Ing. Chamberg Larrea, Carlos Augusto
PRESIDENTE

Ing. Yupanqui Rodríguez, Carlos
SECRETARIO

Lic. Gutiérrez Atoche, Egberto Serafín
MIEMBRO

Dr. Carranza Montenegro, Daniel
ASESOR

Lambayeque – Perú
2020

DEDICATORIA

Este TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL se lo dedico con todo mi cariño y amor a mi mamá, papá, hermanas y hermanos que hacen de todo en la vida para que pueda lograr mis sueños y por motivarme, a ustedes por siempre mi amor y mi agradecimiento.

AGRADECIMIENTO

En primer lugar, agradezco a mis padres por confiar en mí, en mis habilidades y destrezas para lograr mis metas. Así mismo agradezco a mis hermanas por mostrarme su apoyo en todo momento. También quisiera agradecer a todos mis docentes de la facultad de ingeniería Mecánica Eléctrica, por haberme inculcado conocimientos y valores que me serán de mucha importancia en la vida. Agradezco al ingeniero Luis Ramos Martínez por haberme apoyado en la elaboración de mi tesis y a mi asesor Dr. Daniel Carranza Montenegro por brindarme sus conocimientos para finalizar mi tesis.

RESUMEN

La presente Tesis titulada “Optimización de las redes de distribución de vapor y condensado de un Hospital Público de Lambayeque” analiza y evalúa las redes de distribución de vapor y condensado para mejorar su funcionamiento y obtener su eficiencia energética, debido a que se presentan pérdidas de energía calorífica durante el proceso.

El Hospital Regional de Lambayeque cuenta actualmente con 1 caldera pirotubular que cubre la demanda de vapor adecuadamente. Este equipo son la fuente de energía calorífica para los servicios tales como lavandería, cocina y área de esterilización, los cuales al ser servicios indispensables en el funcionamiento del Hospital es necesario efectuar su análisis y evaluación del estado en que se encuentra el sistema de distribución de vapor y condensado con la finalidad de proponer mejoras tales como seleccionar una adecuada tubería de distribución, aislante térmico eficiente, y elementos complementarios tales como válvulas o trampas de vapor.

Se hace uso de tablas y cálculos matemáticos para dimensionar las tuberías y la transferencia de calor del aislante térmico, luego se usó los software TLV Ingeniería de vapor, PCT Vapor y AISLAM para evaluar los resultados y optimizar el proceso. Asimismo, se propuso un Plan de Mantenimiento Preventivo para preservar la vida útil de los equipos e instalaciones del Hospital.

Palabras Claves: Distribución de vapor y condensado, transferencia de calor.

ABSTRACT

This thesis entitled "Optimization of the steam and condensate distribution networks of a Lambayeque Public Hospital" analyzes and evaluates the steam and condensate distribution networks to improve their operation and obtain their energy efficiency, due to energy losses calorific during the process.

The Regional Hospital of Lambayeque currently has 1 piro-tubular boiler that covers the demand for steam regularly. This equipment is the source of heat energy for story services such as laundry, kitchen and sterilization area, the services being indispensable in the operation of the Hospital is necessary for its analysis and evaluation of the state in which the steam distribution system is located and condensed with the proposal to propose story improvements such as selecting a suitable distribution pipe, efficient thermal insulator, and complementary story elements such as valves or steam traps.

Mathematical tables and calculations are used to size the pipes and heat transfer of the thermal insulator, then the TLV Steam Engineering, PCT Vapor and AISLAM software is used to evaluate the results and evaluate the process. Likewise, a Preventive Maintenance Plan was proposed to preserve the useful life of the Hospital's equipment and facilities.

Keywords: Steam and condensate distribution, heat transfer.

INDICE

CONTENIDO:

1. CAPÍTULO I: PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN	6
1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA - ANTECEDENTES:	7
1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA:	7
1.2.1. Problema General:	7
1.2.2. Problema Específico:	7
1.3. OBJETIVOS:	8
1.3.1. Objetivos generales:	8
1.3.2. Objetivos específicos:	8
1.4. JUSTIFICACION E IMPORTANCIA:	8
1.5. ALCANCES:	9
2. CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO	10
2.1. ANTECEDENTES DEL PROYECTO:	11
2.1.1. ANTECEDENTES INTERNACIONALES:	11
2.1.2. ANTECEDENTES NACIONALES:	12
2.2. BASES TEÓRICAS:	14
2.2.1. Calderas:	14
2.2.2. Clasificación de las Calderas:	15
2.2.3. Partes de una caldera:	16
2.2.4. Clasificación de las calderas por su tecnología:	18
2.2.5. Selección del tipo de caldera:	20
2.2.6. Mecanismos de transferencia de calor en calderas:	21
2.2.7. Generación de vapor:	23
2.2.8. Descripción de los Equipos consumidores de vapor:	24
2.2.9. Distribución de vapor:	28
2.2.10. Calidad de vapor:	29
2.2.11. Vapor Flash:	30
2.2.12. Aislante térmico:	31
2.2.13. Tuberías:	36
2.2.14. Efectos de sobredimensionamiento y sub-dimensionamiento de tuberías:	37
2.2.15. Trampas de vapor:	38
2.2.16. Selección de trampas de vapor:	41
3. CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO	45
3.1. TIPO DE INVESTIGACIÓN:	46
3.2. POBLACIÓN Y MUESTRA:	46

3.3.	MUESTRA:.....	46
3.4.	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS:	46
3.4.1.	Técnica de recolección de datos:.....	46
3.4.2.	Instrumento de recolección de datos:	47
3.5.	HIPÓTESIS.....	47
3.6.	VARIABLES:	48
3.7.	PROCEDIMIENTO METODOLÓGICO:	49
3.7.1.	Recopilación de información sobre los elementos que conforma el sistema de distribución de vapor, condensado y equipos generadores, que me brindará el hospital de su base de datos.	49
3.7.2.	Evaluación del Sistema de Vapor y Condensado, sus salidas a los servicios verificando el estado en el que se encuentra mediante un trabajo de campo supervisado por el Área de Mantenimiento.	49
3.7.3.	Optimización de las Redes de Distribución de vapor y Condensado usando manuales, guías e información proporcionada por el Hospital.	50
3.7.4.	Diseño de la red de condensado.	57
4.	CAPITULO IV: CÁLCULO Y RESULTADOS	64
4.1.	Cálculo de la producción de vapor:.....	65
4.2.	Cálculo del consumo de vapor de los equipos de las diferentes áreas de la red de distribución.....	65
4.3.	Diseño de la red de distribución de vapor.	67
4.3.1.	Tramo Caldera 1- Manifold:.....	67
Propiedades del vapor a 100 psi:.....	67	
4.3.2.	Tramo Manifold – Estación Reductora de Presión Cocina:	70
4.3.3.	Tramo Estación Reductora de Presión (Cocina) - Marmitas 1,2 y 3:.....	74
4.3.4.	Tramo Manifold – Estación Reductora de Presión (Lavandería):.....	78
4.3.5.	Tramo Estación Reductora de Presión (Lavandería) – Secadoras 1,2:.....	82
4.3.1.	Tramo Estación de Reducción de Presión (Lavandería) – Lavadoras 1,2 y 3:.....	86
4.3.2.	Tramo Secadoras - Calandria:	90
4.3.3.	Tramo Calandria - Prensa Plancha 1 y 2:	93
4.3.4.	Tramo Estación Reductora de Presión (Lavandería) - Autoclave:	97
4.3.5.	Tramo E.R.P - Esterilizador a vapor 1° Piso:.....	101
4.3.6.	Tramo Manifold - Estación Reductora de Presión 2° Piso(Esterilizadores):	105
4.3.7.	Tramo Estación Reductora de Presión 2° Piso – Esterilizador 5° Piso:	109
4.4.	Cálculo del calor generado por unidad y generación de vapor que suplan la demanda actual.	119
4.4.1.	Calor generado por unidad:	119
4.4.2.	Generadores de vapor que suplan la demanda máxima:	124

4.5.	Cálculo del combustible necesario para la caldera.....	125
4.5.1.	Cantidad de calor para elevar la entalpía y producir vapor:.....	127
4.5.2.	Cantidad de calor y flujo másico que cede el combustible:	127
4.5.3.	Cálculo del flujo aire para realizar una combustión completa.	128
4.6.	Cálculo de la relación de aire-combustible	129
4.7.	Diseño de la red de retorno de condensado:.....	130
4.7.1.	Tramo Caldera – Manifold:.....	130
4.7.2.	Tramo Manifold – E.R.P(Cocina):.....	133
4.7.3.	Tramo E.R.P – Lavadora 1,2 y3:.....	136
4.7.4.	Tramo Manifold – E.R.P 2° (Esterilizadores):	136
4.7.5.	Tramo Calandria - Prensa Plancha 1,2:	137
4.7.6.	Tramo E.R.P – Autoclave:	140
4.7.7.	Tramo E.R.P – Esterilizador a vapor 1° Piso:	143
4.7.8.	Tramo Secadora - Calandria:.....	146
4.7.9.	Tramo E.R.P 2° Piso - Esterilizador 5° Piso:	149
4.7.10.	Tramo E.R.P – Marmitas 1,2 y 3:.....	152
4.7.11.	Tramo Manifold – E.R.P Lavandería:	155
4.7.12.	Tramo E.R.P – Secadora 1,2:	158
4.7.13.	Tramo Línea Principal de Retorno de Condensado en Lavandería:	163
4.7.14.	Tramo Línea Principal de Retorno de Condensado en Lavandería – Lavadoras 1,2 y 3:	167
4.7.15.	Tramo Línea Principal de Retorno de Condensado en Lavandería – Secadoras 1,2 y Calandria:	171
4.7.16.	Tramo de Retorno de Condensado en Secadoras 1,2 y Calandria – Prensa Plancha 1,2:	174
4.7.17.	Línea de Principal de Retorno de Condensado en Esterilización 1:.....	179
4.7.18.	Tramo Línea de Retorno Principal de Retorno de Condesando en Esterilización 1 – Esterilizador (1° Piso) y Autoclave.	182
4.7.19.	Tramo Línea Principal de Retorno de Condensado en Esterilización 1 – Esterilizadores 2,3 (2° Piso).	186
4.7.20.	Tramo Línea Principal de Retorno de Condensado en Esterilización 1 – Esterilizador 4 (5° Piso).....	189
4.7.21.	Tramo Línea Principal de Retorno de Condensado en Cocina:.....	193
4.7.22.	Tramo Línea Principal de Retorno de Condensado en Cocina – Marmitas 1,2 y 3:.....	197
4.8.	Verificación de los resultados mediante software PCT Vapor, TLV vapor y AISLAM.	208
4.8.1.	Tramo calculado mediante TLV Vapor y PCT Vapor:	209
4.8.2.	Tramo Manifold – E.R.P(Cocina):.....	212
4.8.3.	Tramo E.R.P(Cocina) – Marmitas 1,2 y 3:.....	214

4.8.4.	Tramo Manifold – E.R.P(Lavandería):	217
4.8.5.	Tramo E.R.P(Lavandería) – Secadoras 1,2:	219
4.8.6.	Tramo E.R.P(Lavandería) – Lavadoras 1, 2 y 3:.....	221
4.8.7.	Tramo Secadora – Calandria:.....	223
4.8.8.	Tramo Calandria – Prensa Plancha 1,2:	226
4.8.9.	Tramo E.R.P(Lavandería) - Autoclave:	228
4.8.10.	Tramo E.R.P – Esterilizador a vapor 1° Piso:	230
4.8.11.	Manifold – E.R.P 2° Piso (Esterilizadores):.....	232
4.8.12.	E.R.P 2° Piso – Esterilizador 5° Piso:	234
4.8.13.	Tramo Línea Principal de retorno de condensado(Lavandería):	236
4.8.14.	Tramo L.P.R.C. Lavandería – Lavadoras 1,2 y 3:.....	238
4.8.15.	Tramo L.P.R.C.L – Secadora 1,2 y Calandria:.....	239
4.8.16.	Secadora 1,2 Y Calandria – Prensa Plancha 1,2:.....	240
4.8.17.	Línea Principal de retorno de condensado (Esterilización 1):.....	241
4.8.18.	Tramo L.P.R.C.E – Esterilizador 1 (1° Piso) y Autoclave:.....	242
4.8.19.	Tramo L.P.R.C.E – Esterilizador 2 y 3(2° Piso):	243
4.8.20.	Tramo L.P.R.C.E – Esterilizador 4(5° Piso):	244
4.8.21.	Tramo Línea Principal de retorno de condensado(Cocina):.....	245
4.8.22.	Tramo L.P.R.C.C – Lavadoras 1,2 y 3:.....	246
	ANÁLISIS DE PÉRDIDAS.....	247
	ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS	249
	RECOMENDACIONES	251
	CONCLUSIONES	252
	GLOSARIO.....	253
	ANEXOS.....	256

INDICE DE FIGURAS

Figura 1. Ubicación de la empresa.....	3
Figura 2. Organigrama de la empresa. Plan de Mantenimiento del Hospital.....	4
Figura 3. Organigrama de la empresa. Plan de Mantenimiento del HRL.	5
Figura 4. Caldera Piro tubular. Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes (2013) por Fenercom.....	15
Figura 5. Caldera Acuotubular. Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes (2013) por Fenercom.	16
Figura 6. Disposición General de una Caldera. Calderas Clasificación, usos y mecanismos de transporte de calor (2018).	17
Figura 7. Caldera de Agua Caliente. Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes (2013) por Fenercom.....	18
Figura 8. Caldera de Agua Sobrecalentada. Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes (2013) por Fenercom.	19
Figura 9. Caldera de Fluido Térmico. Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes (2013) por Fenercom.....	19
Figura 10. Caldera de Vapor. Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes (2013) por Fenercom.	20
Figura 11. Mecanismo de Transferencia de Calor. Manual Práctico del operador de calderas industriales, Manuel Sanz del Amo y M. Rosario Patiño Malina.	23
Figura 12. Lavadora Extractora de Ropa. (Fuente: Elaboración Propia).	25
Figura 13. Secadora de Vapor a Ropa. (Fuente: Elaboración Propia).....	25
Figura 14. Calandria a Vapor. (Fuente: Elaboración Propia).....	26
Figura 15. Prensa Plancha de Uso General de Vapor. (Fuente: Elaboración Propia).	26
Figura 16. Marmitas. (Fuente: Elaboración Propia).....	27
Figura 17. Circuito de vapor. Curso de vapor. Spirax Sarco.....	29
Figura 18. Aislante Térmico. Ahorro Energético con aislamiento térmico para tuberías. (2019). ...	32
Figura 19. Ahorro Energético con aislamiento térmico para tuberías. (2019).	35
Figura 20. Reductores concéntricos y excéntricos. Guía de Referencia Distribución de vapor. Spirax Sarco.....	35
Figura 21. Trampa de vapor termostático. Manual técnico Diseño y cálculo de redes de vapor.	38
Figura 22. Trampa de vapor mecánica. Manual técnico Diseño y cálculo de redes de vapor.....	39
Figura 23. Trampa de vapor termostática. Manual técnico Diseño y cálculo de redes de vapor.	40
Figura 24. Tres condensadores, cada uno produciendo 300 kg de condensado por hora, pero con Factores de Seguridad de 2, 3, y 8, respectivamente. Saenz, P. (2016).	42
Figura 25. 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. Saenz, P. (2016).....	44
Figura 26. Dimensionamiento del Tramo Manifold – E.R.P 2° Piso (Esterilizadores).....	116
Figura 27. Dimensionamiento del Tramo E.R.P – Esterilizador a vapor 1° Piso.....	117
Figura 28. Dimensionamiento del Tramo E.R.P 2° Piso – Esterilizador 5° Piso.....	118
Figura 29. Diagrama de Mollier T-S. (Fuente: Elaboración Propia).....	125
Figura 30. Vista Frontal de la tubería y el aislante térmico en el tramo Caldera – Manifold. (Fuente: Elaboración Propia).....	130
Figura 31. Analogía eléctrica en el tramo caldera - Manifold. (Fuente: Elaboración Propia).	130
Figura 32. Vista frontal de la tubería y el aislante térmico en el tramo Manifold - E.R.P(cocina). (Fuente: Elaboración Propia).	133
Figura 33. Analogía eléctrica en el tramo Manifold - E.R.P(Cocina). (Fuente: Elaboración Propia).	133

Figura 34. Vista frontal de la tubería y el aislante térmico en el tramo Calandria - Prensa Plancha 1,2. (Fuente: Elaboración Propia).....	137
Figura 35. Analogía eléctrica en el tramo prensa plancha 1,2. (Fuente: Elaboración Propia).....	137
Figura 36. Vista frontal de la tubería y el aislante térmico en el tramo E.R.P Autoclave. (Fuente: Elaboración Propia).....	140
Figura 37. Analogía Eléctrica en el tramo E.R.P - Autoclave.....	140
Figura 38. Vista Frontal de la tubería y el asilante en el tramo E.R.P - Esterilizador a vapor 1° piso.	143
Figura 39. Analogía Eléctrica en el tramo E.R.P - Esterilizador a vapor 1° piso.	143
Figura 40. Vista frontal de la tubería y el aislante en el tramo Secadora - Calandria. (Fuente: Elaboración Propia).....	146
Figura 41. Analogía Eléctrica en el tramo Secadora - Calandria. (Fuente: Elaboración Propia).	146
Figura 42. Vista frontal de la tubería y el aislante en el tramo E.R.P 2° Piso - Esterilizador 5° Piso. (Fuente: Elaboración Propia)	149
Figura 43. Analogía Eléctrica en el tramo E.R.P 2° Piso - Esterilizador 5° Piso. (Fuente: Elaboración Propia).	149
Figura 44. Vista frontal de la tubería y el aislante en el tramo E.R.P - Marmitas 1,2 y 3 (Fuente: Elaboración Propia).	152
Figura 45. Analogía eléctrica en el tramo E.R.P – Marmitas 1,2 y 3. (Fuente: Elaboración Propia).	152
Figura 46. Vista frontal de la tubería y el aislante térmico en el tramo Manifold - E.R.P Lavandería. (Fuente: Elaboración Propia).	155
Figura 47. Analogía Eléctrica en el tramo Manifold – E.R.P Lavandería. (Fuente: Elaboración Propia).	155
Figura 48. Vista frontal de la tubería y el aislante en el tramo E.R.P – Secadora 1,2. (Fuente: Elaboración Propia).	158
Figura 49. Analogía Eléctrica en el tramo E.R.P – Secadora 1,2. (Fuente: Elaboración Propia).	158
Figura 50. Vista frontal de la tubería y el aislante térmico. (Fuente: Elaboración Propia).	203
Figura 51. Analogía eléctrica. (Fuente: Elaboración Propia).....	204
Figura 52. Estado de las trampas de vapor. (Fuente: Elaboración Propia).	207
Figura 53. Pérdidade Vapor en las trampas de vapor. (Fuente: Elaboración Propia).....	208
Figura 54. Trampas de vapor. (Fuente: Spirax Sarco – Ahorro de energía en el circuito de vapor).	247

INDICE DE TABLAS

Tabla 1 Conductividad tèrmica	33
Tabla 2 Espesores de un material.....	34
Tabla 3 Espesor de tuberías.....	37
Tabla 4 Operacionalizacion de Variables.....	48
Tabla 5 Velocidades máximas recomendadas para el flujo de vapor.....	51
Tabla 6 Tuberías de acero Norma ASTM A-53, grado A y B, Cedula 40.	52
Tabla 7 Tuberías de acero Norma ASTM A-106, grado B, Cedula 80.....	53
Tabla 8 Coeficientes de dilatación	55
Tabla 9 Equipos generadores de vapor en operación.....	65
Tabla 10 Producción de vapor por hora, día y mes.....	65
Tabla 11 Consumo de vapor por equipo	66
Tabla 12 Condiciones del tramo Caldera 1- Manifold.....	67
Tabla 13 Condiciones del tramo Manifold-E.R.P(Cocina)	70
Tabla 14 Manifold-E.R.P(Cocina)	74
Tabla 15 Condiciones del tramo E.R.P(Cocina) - Marmitas 1,2 y 3.....	74
Tabla 16 Tramo E.R.P (Cocina) - Marmitas 1,2 y 3	77
Tabla 17 Condiciones del Manifold-E.R.P(Lavandería).....	78
Tabla 18 Tramo Manifold - E.R.P (Lavandería).....	82
Tabla 19 Condiciones de E.R.P(Lavandería)-Secadora 1,2.....	82
Tabla 20 Tramo E.R.P(Lavandería) - Secadoras 1,2.....	86
Tabla 21 Condiciones de E.R.P(Lavandería) - Lavadoras 1,2 y 3.....	86
Tabla 22 Tramo E.R.P(Lavandería) - Lavadoras 1,2 y 3.....	89
Tabla 23 Condiciones del tramo secadoras - Calandria	90
Tabla 24 Tramo secadoras - Calandria.....	93
Tabla 25 Condiciones de tramo Calandria Prensa plancha 1 y 2.....	93
Tabla 26 Tramo Calandria - Prensa Plancha 1 y 2.....	97
Tabla 27 Condiciones de E.R.P(Lavandería) a autoclave.....	97
Tabla 28 Tramo E.R.P (Lavandería) - Autoclave.....	100
Tabla 29 Condiciones del tramo esterilizador a vapor 1° piso	101
Tabla 30 Tramo E.R.P- Esterilizador a vapor 1° piso	104
Tabla 31 Condiciones del tramo Manifold - E.R.P 2° Piso (Esterilizadores).....	105
Tabla 32 Tramo Manifold-E.R.P 2° Piso (Esterilizadores).....	108
Tabla 33 Condiciones del tramo E.R.P 2° Piso - Esterilizador 5° piso.....	109
Tabla 34 Tramo E.R.P 2° Piso- Esterilizador 5° piso.....	112
Tabla 35 Diámetros de tuberías.....	113
Tabla 36 Diámetros de tuberías corregidos.....	114
Tabla 37 Condensado producido por las tuberías de vapor.....	161
Tabla 38 Propiedades de Vapor a 98.62 Psi.....	162
Tabla 39 Condensado producido por las máquinas de vapor de 98.62 Psi.....	163
Tabla 40 Tramo Línea Principal de Retorno de Condensado en Lavandería.....	167
Tabla 41 Propiedades de vapor a 49.31 Psi.....	177
Tabla 42 Condensado producido por las máquinas de vapor a 49.31 Psi.....	178
Tabla 43 Tramo Línea principal de retorno de Condensado en Esterilización 1.....	182
Tabla 44 Tramo Línea Principal de Retorno de Condensado en Esterilización 1 - Esterilizador (1° Piso) y autoclave.....	185
Tabla 45 Tramo Línea de Retorno Principal de Esterilización 1 - Esterilizadores 2,3 (2° Piso).....	189
Tabla 46 Tramo línea de retorno principal de esterilización 1 - Esterilizador 4 (5° Piso).....	192

Tabla 47 Condensado producido por las máquinas de vapor a 9.86 Psi.	193
Tabla 48 Tramo línea principal de retorno de condensado en cocina	197
Tabla 49 Diámetros de tuberías de la red de condensado.	200
Tabla 50 Espesor recomendado de aislante respecto del diámetro de tubería.	201
Tabla 51 Espesor recomendado de aislante para distribución de vapor según diámetro de tuberías.	202
Tabla 52 Espesor recomendado de aislante para distribuir condensado según diámetro de tuberías.	203
Tabla 53 Lista de cotejo de trampas de vapor.	206
Tabla 54 Pérdidas generadas por trampas de vapor.	248
Tabla 55 Perdidas monetarias generadas por el desperdicio del vapor.	248

INTRODUCCIÓN

Actualmente en la mayoría de las Instituciones Hospitalarias del país con el pasar del tiempo sus equipos e instalaciones han empezado a presentar algunos fallos o averías. Uno de los problemas son las pérdidas de energía calorífica por las fallas en las redes de distribución de vapor.

El Hospital Regional de Lambayeque cuenta con 1 caldera pirotubular que cubre la demanda de vapor exitosamente. Estos equipos son la fuente de energía calorífica para los servicios como lavandería, cocina y área de quirófano por eso se debe proponer mejoras para las redes de distribución de vapor.

El vapor es una gran fuente de energía a nivel industrial mediante la transferencia de calor latente de condensado y aprovechamiento máximo de su energía, tiene diversos usos como calentar, evaporar, fundir, esterilizar, secar, humidificar, cocinar y lavar; debido a que transporta cantidades de energía elevadas por unidad de masa, es estéril de fácil distribución y control.

Con la Optimización de las Redes de Distribución de Vapor y Condensado acompañado de una propuesta de un Plan de Mantenimiento Preventivo para los Equipos e Instalaciones del “Hospital Regional de Lambayeque” se logrará reducir las pérdidas de energía calorífica. En consecuencia se generará un ahorro energético, disminuirán los costos de operación y disminuirá el impacto ambiental.

IDENTIFICACION DE LA EMPRESA:

I. ANTECEDENTES:

El 09 de mayo de 2011, se crea el Hospital regional Lambayeque, mediante Resolución de Dirección Regional Sectorial N° 727-2011-GR. LAMB/DRSAL. El 01 de agosto del 2013, mediante Resolución Gerencial Regional N°577-2013- GR. LAMB/GERESA se le otorga la Categoría III – 1 Hospital de Atención General, para brindar servicios de salud integral y especializada con eficiencia y oportunidad teniendo como ámbito referencial mayor a un millón de habitantes.

II. HISTORIA:

El 09 de mayo de 2011, se crea el Hospital regional Lambayeque, mediante Resolución de Dirección Regional Sectorial N° 727-2011-GR. LAMB/DRSAL. El 01 de agosto del 2013, mediante Resolución Gerencial Regional N°577-2013- GR. LAMB/GERESA se le otorga la Categoría III – 1 Hospital de Atención General, para brindar servicios de salud integral y especializada con eficiencia y oportunidad teniendo como ámbito referencial mayor a un millón de habitantes.

III. MISION:

Somos el Hospital Regional Lambayeque de alta complejidad que brinda servicios integrales de salud, con calidad, equidad y eficiencia, con personal calificado, competente y comprometido, desarrollando investigación y Docencia, contribuyendo a mejorar la calidad de vida de las personas.

IV. VISION:

Ser al 2019 un Hospital docente y de investigación, líder, competitivo y reconocido a nivel nacional e internacional, que satisface las necesidades de salud de las personas.

V. UBICACIÓN DE LA EMPRESA:

El Hospital Regional Lambayeque (HRL) se encuentra en el departamento de Lambayeque, provincia de Chiclayo, distrito de Chiclayo, ubicado en la vía de Evitamiento Norte con Av. Progreso, en la ciudad de Chiclayo, su área de influencia está circunscrita a la jurisdicción de la Dirección Regional de Salud Lambayeque, que abarca a toda la región Lambayeque.

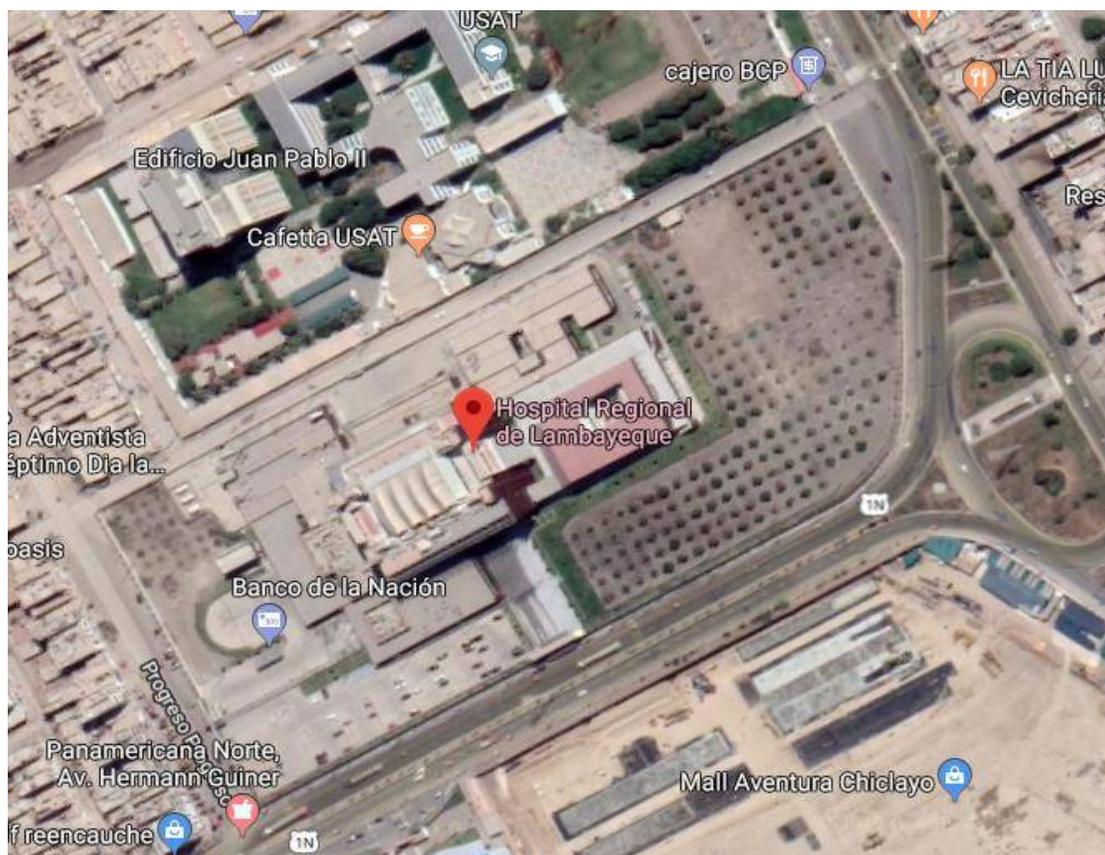


Figura 1. Ubicación de la empresa.

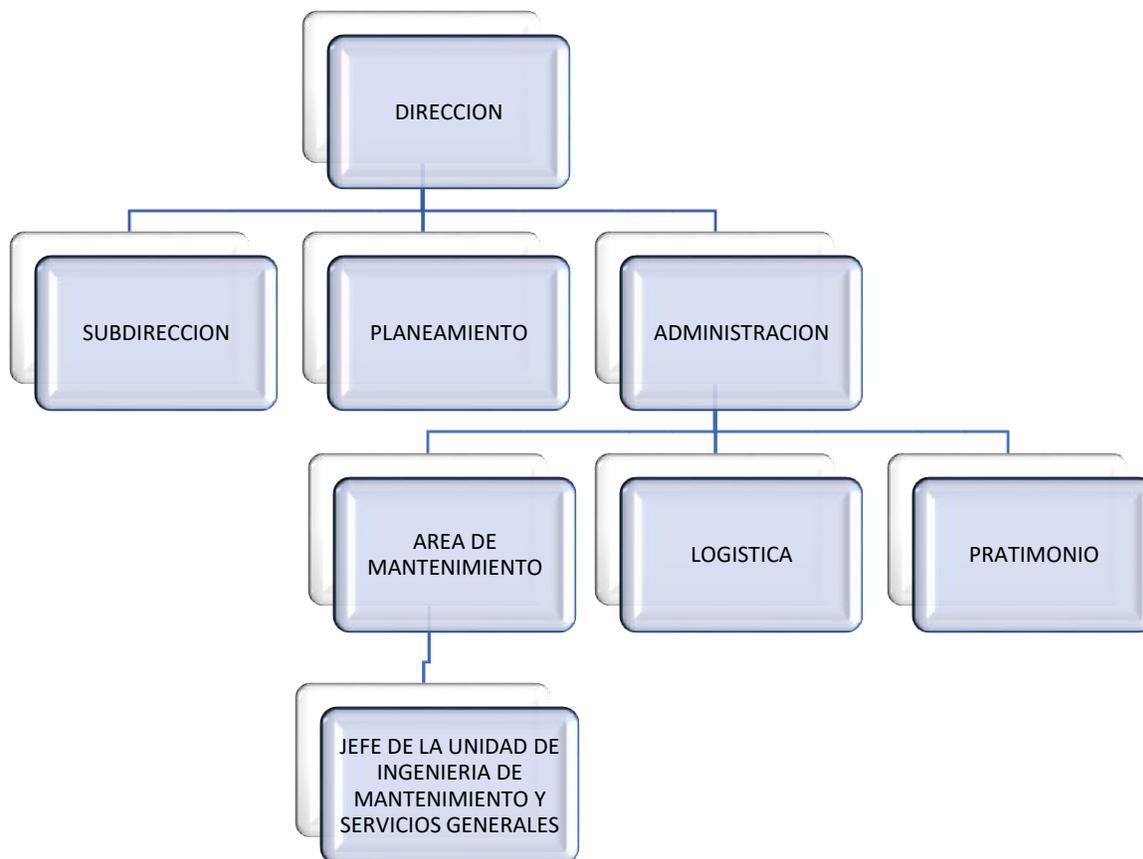
VI. ORGANIGRAMA DE LA EMPRESA:

Figura 2. Organigrama de la empresa. Plan de Mantenimiento del Hospital Regional de Lambayeque 2017.

VII. ORGANIGRAMA DEL ÁREA DE MANTENIMIENTO:

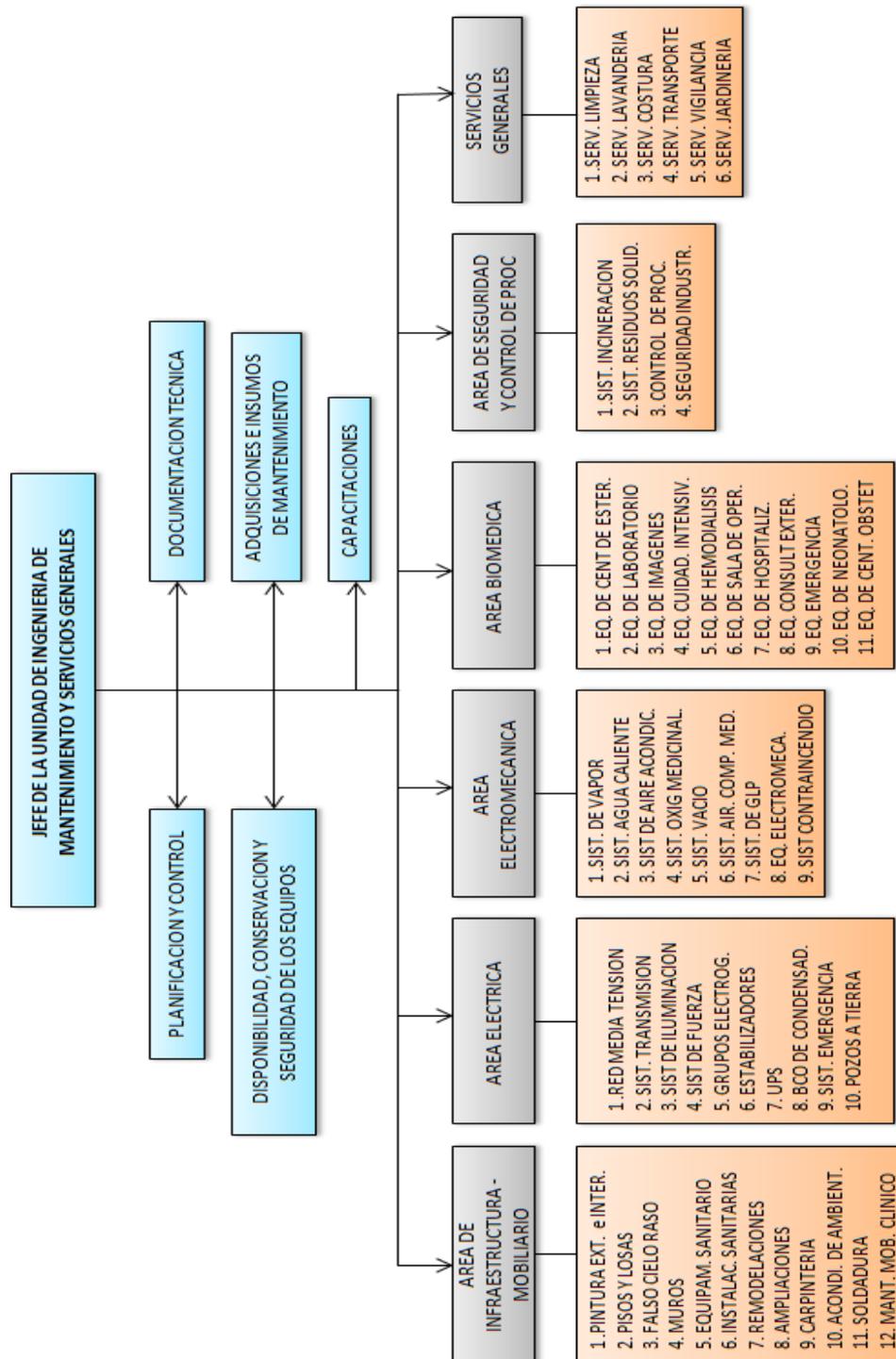


Figura 3. Organigrama del Área de Mantenimiento. Plan de Mantenimiento del Hospital Regional de Lambayeque 2017.

1. CAPÍTULO I: PROBLEMA DE LA INVESTIGACIÓN

1.1. REALIDAD PROBLEMÁTICA - ANTECEDENTES:

En las Instalaciones Hospitalarias del país se emplea vapor para distintas áreas del hospital, tales como: lavandería, cocina, área de esterilización por ello se debe lograr producir eficientemente vapor, también evitar fugas de calor en las redes de tubería de vapor y condensado.

Si bien en cuanto a producción de vapor si se logra cubrir la demanda, gracias a 1 caldera pirotubular, en las redes de distribución de vapor se han presentado fugas y pérdidas de vapor.

Para reducir las pérdidas de calor se debe proponer mejoras en las redes de distribución de vapor y condensado, también se propondrá un Plan de Mantenimiento Preventivo para preservar la vida útil de los equipos e instalaciones del Hospital

1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA:

1.2.1. Problema General:

¿Cómo optimizar la red de distribución de vapor y condensado del Hospital Regional de Lambayeque?

1.2.2. Problema Específico:

¿Cómo evaluar el Sistema de Distribución de vapor y condensado en el Hospital Regional de Lambayeque?

1.3. OBJETIVOS:

1.3.1. Objetivos generales:

- El objetivo de esta investigación es optimizar las Redes de Distribución de Vapor y condensado en las Instalaciones del “Hospital Regional de Lambayeque”.

1.3.2. Objetivos específicos:

- Diagnosticar el estado actual de las redes de Distribución de vapor y condensado para saber en qué condiciones se encuentra.
- Proponer mejoras en las redes de tuberías de vapor, condensado, accesorios complementarios, aislante térmico para reducir pérdidas de energía calorífica.
- Proponer un Plan de Mantenimiento Preventivo para preservar la vida útil de los equipos e instalaciones del Hospital.

1.4. JUSTIFICACION E IMPORTANCIA:

Con el propósito de reducir las pérdidas de energía calorífica y ser usado eficientemente en los equipos e instalaciones del Hospital Regional de Lambayeque, se propondrán propondrá optimizar el sistema de distribución de vapor y condensado.

Los principales beneficios serian sociales, económicos y ambientales. El ambiente laboral de los trabajadores sería más seguro, se logrará reducir los costos de operación y se incrementará la eficiencia de las operaciones.

1.5. ALCANCES:

- A) Este proyecto comprende realizar un estudio de las redes de distribución de vapor y condensado, para luego proponer mejoras.

- B) Dar a conocer los cálculos para el dimensionamiento de las tuberías de vapor y condensado, seleccionar el aislante térmico adecuado, para que cumpla con los requisitos planteados.

2. CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO

2.1. ANTECEDENTES DEL PROYECTO:

2.1.1. ANTECEDENTES INTERNACIONALES:

“OPTIMIZACION DE LA RED DE DISTRIBUCION DE VAPOR Y RETORNO DE CONDENSADO DE LA EMPRESA LAMINOVA C.A. GUARENAS-EDO.MIRANDA”

VICE-RECTORADO: LUIS CABALLERO MEJÍAS. AUTOR: SÁNCHEZ ABREU JESÚS ALBERTO. VENEZUELA. AÑO: 2014.

En este trabajo de investigación se propuso un método eficiente de recuperación de condensado, la adquisición de una caldera pirotubular para mejorar la producción de vapor. El autor concluye que al comprar una caldera pirotubular se logró cubrir eficientemente la demanda de vapor, al contar con una caldera más se puede intercalar el uso de los generadores con el fin de realizar los mantenimientos preventivos sin afectar la producción de vapor de la empresa.

También se hizo uso de softwares como PCT vapor y AISLAM, el primero sirve para hacer cálculo de diámetro, caídas de presión en las tuberías mientras que el otro sirve para todo lo que tenga que ver con el aislamiento térmico.

De esta investigación podría tomar en cuenta el uso de los programas como PCT vapor y AISLAM para verificar los datos obtenidos matemáticamente.

DISEÑO DE MANUAL DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR DEL HOSPITAL GENERAL “SAN JUAN DE DIOS”

AUTOR: HERT TRUJILLO ESTRADA. GUATEMALA. AÑO: 2007.

En este trabajo de investigación se propuso un manual de Mantenimiento Preventivo para la red de distribución de vapor donde encontramos los diagramas de la red de vapor, el inventario técnico de los elementos, programación de inspecciones, programación de rutinas de mantenimiento. El autor logro aumentar la vida útil de las redes de distribución de vapor y condensado, disminuyendo las posibilidades de fallas.

De esta investigación podría tomar en cuenta el manual de Mantenimiento Preventivo para aplicarlo en las Instalaciones de distribución de vapor del Hospital Regional de Lambayeque.

2.1.2. ANTECEDENTES NACIONALES:

“EVALUACIÓN DE LA RED DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR EN EL HOSPITAL REGIONAL RAMIRO PRIALÉ DE HUANCAYO”

AUTOR: YAURI CAPULLE, DANIEL GUSTAVO. PERU. AÑO: 2018.

En el presente trabajo de investigación se propone satisfacer la demanda de vapor que aumento por la adquisición de equipos en el Área de Lavandería, motivo por el cual se propone elegir una nueva tubería de distribución de vapor de 3 ½ pulg, en el servicio de lavandería, también seleccionar un aislante térmico para la tubería.

En el marco teórico se hace una pequeña descripción de las bases teóricas como: Distribución de vapor, producción de vapor, tipos de vapor, calidad del vapor, tuberías de distribución, aislamiento térmico, el uso del programa AISLAM que sirve para calcular el espesor del aislante térmico, el programa TLV Ingeniería de vapor que permite calcular el dimensionamiento de las tuberías por caída de presión, velocidad, por venteo de vapor, orificios, etc.

El autor en las recomendaciones sugiere cumplir con los horarios de suministro de vapor a los servicios, asimismo se recomienda usar instrumentos de medición para tener un control de operaciones de cada equipo.

“MEJORAMIENTO DEL SISTEMA DE CONDENSADO PARA REDUCIR PÉRDIDAS DE VAPOR EN EL ÁREA DE LAVANDERÍA DEL HOSPITAL NACIONAL ESSALUD HUANCAYO”

AUTOR: PAUL SAENZ TINTAYO. PERU. AÑO: 2016.

En el presente trabajo de investigación se trata de reducir las pérdidas de vapor en el sistema de condensado del área de lavandería del Hospital Nacional ESSALUD Huancayo que tiene como principal causante las pérdidas que se generan en las salidas de las trampas de vapor de los equipos de lavandería.

Para mejorar el sistema de condensado se instaló equipos térmicos como las trampas de vapor, filtros de partículas, válvulas de anti retorno, aislante térmico, etc.

Para poder seleccionar las trampas de vapor se tuvieron en cuenta algunos criterios como: Carga de condensado, Factor de seguridad, diferencia de presiones y presión máxima permitida.

El mejor tipo de trampa de vapor resulto ser la de balde invertido, porque presenta menores pérdidas de presión que las demás.

El autor concluye que al realizar las mejoras al sistema de condensado del Área de Lavandería se logró se reducir exponencialmente las pérdidas de vapor.

2.2. BASES TEÓRICAS:

2.2.1. Calderas:

Una caldera es un recipiente metálico, cerrado, destinado a producir vapor o calentar agua, mediante la acción del calor a una temperatura superior a la del ambiente y presión mayor que la atmosférica.

A la combinación de una caldera y un sobrecalentador se le conoce como generador de vapor.

El principio básico de funcionamiento de las calderas consiste en una cámara donde se produce la combustión, con la ayuda del aire comburente y a través de una superficie de intercambio se realiza la transferencia de calor (Descripción de calderas y generadores de vapor, s.f.).

2.2.2. Clasificación de las Calderas:

2.2.2.1. Calderas Pirotubulares:

Son aquellas calderas en las que los gases de la combustión circulan por el interior de los tubos y el líquido se encuentra en un recipiente atravesado por dichos tubos. Son de aplicación principalmente cuando la presión de trabajo es inferior a los 22 bar.

Por el diseño, tienen un gran volumen de agua que permite adaptarse mejor a las variables de la instalación que las calderas acuotubulares (Fenercom, 2013).



Figura 4. Caldera Pirotubular. Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes (2013) por Fenercom.

2.2.2.2. Calderas Acuotubulares:

Son aquellas calderas en las que el fluido de trabajo se desplaza por el interior de tubos durante su calentamiento y los gases de combustión circulan por el exterior de los mismos. Son de aplicación cuando se requiere una presión de trabajo por encima de los 22 bar.

Las exigencias de la calidad del agua de alimentación a estas calderas suelen ser superior al requerido para otro tipo de calderas. (Fenercom, 2013).

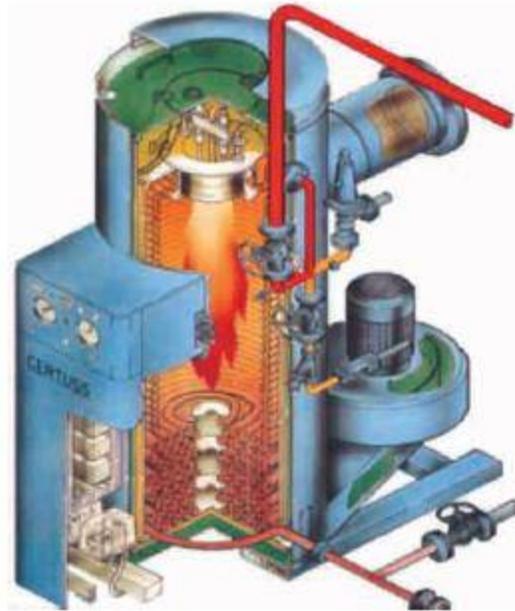


Figura 5. Caldera Acuotubular. Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes (2013) por Fenercom.

2.2.3. Partes de una caldera:

a) Hogar o cámara de combustión:

Esta parte de la caldera diseñada de forma cilíndrica se usa para realizar la reacción química de la combustión.

b) Tambor de vapor o domo principal:

Es una pieza cilíndrica, su función es la de producir vapor, es el elemento más importante de una caldera y aloja en su interior los elementos necesarios para llevar a cabo el control químico del agua y la calidad del vapor.

c) Puerta hogar o quemador:

Es una pieza metálica, abisagrada, por donde se echa el combustible sólido al hogar y se hacen las operaciones de control de fuego. El quemador por su parte es el dispositivo de la caldera que genera la llama que provoca la liberación de energía del combustible atomizado.

d) Haz de tubos:

Lo conforman muchos tubos de un diámetro menor que el hogar, por donde circula el fluido correspondiente en base al tipo de caldera.

e) Chimenea:

Es el conducto de salida de los gases y humos de la combustión para la atmósfera. Además, tiene como función producir el tiro necesario para obtener una adecuada combustión. (Miranda, 2018).

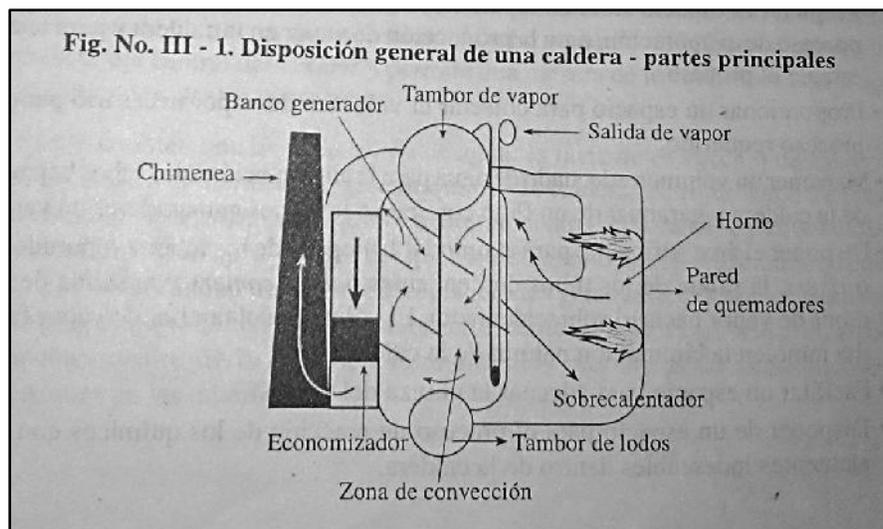


Figura 6. Disposición General de una Caldera. Calderas Clasificación, usos y mecanismos de transporte de calor (2018).

2.2.4. Clasificación de las calderas por su tecnología:

Las calderas son equipos aplican el calor de un combustible mediante un quemador, calientan el agua hasta 95°C (calderas de agua caliente), por encima de los 100°C (calderas de agua sobrecalentada) produciendo vapor u otro fluido caloportador (Fenercom 2013).

2.2.4.1. Calderas de agua caliente:

Las calderas de agua caliente utilizan como fluido caloportador el agua y tienen una temperatura máxima de servicio inferior a 100°C .

Este tipo de calderas son pirotubulares o acuotubulares (Fenercom 2013).



Figura 7. Caldera de Agua Caliente. Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes (2013) por Fenercom.

2.2.4.2. Calderas de agua sobrecalentada:

Las calderas de agua sobrecalentada tienen como fluido caloportador el agua y tienen una temperatura máxima de servicio superior a 110°C (Fenercom 2013).



Figura 8. Caldera de Agua Sobrecalentada. Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes (2013) por Fenercom.

2.2.4.3. Calderas de fluido térmico:

Este tipo de calderas usa como fluido caloportador algo diferente al agua. Estas calderas solo pueden ser acuotubulares.

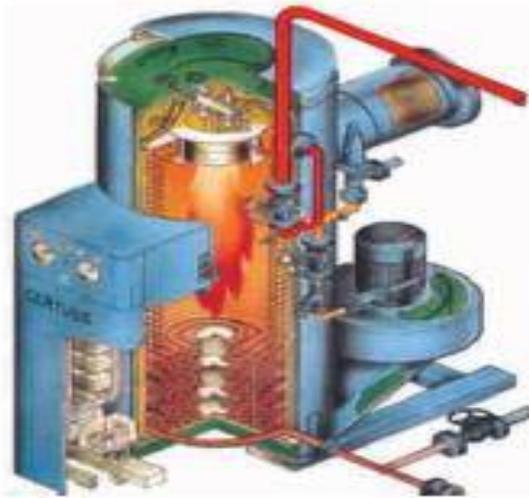


Figura 9. Caldera de Fluido Térmico. Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes (2013) por Fenercom.

2.2.4.4. Calderas de vapor:

Estas calderas utilizan el vapor de agua como fluido caloportador. Este tipo de calderas pueden ser acuotubulares o piro-tubulares (Fenercom 2013).



Figura 10. Caldera de Vapor. Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes (2013) por Fenercom.

2.2.5. Selección del tipo de caldera:

Según Sáenz (2016) los principales parámetros para seleccionar una caldera son:

- Potencia útil según el requerimiento térmico de la instalación a la cual van a alimentar.
- Producción de vapor (calderas de vapor) según la demanda de vapor necesaria.
- Presión de trabajo de acuerdo con la presión necesaria en el consumidor más alejado del centro de producción,
- Temperatura de trabajo en continuo, según el requerimiento constante en la instalación

2.2.6. Mecanismos de transferencia de calor en calderas:

El calor se transmite de unos cuerpos a otros de tres formas diferentes, en la mayoría de las situaciones la transmisión de una de las formas es tan elevada que las otras pueden despreciarse, estos son por conducción, convección, y radiación.

a) Transferencia de calor conducción:

La conducción es la propagación del calor de un cuerpo o entre cuerpos que están en contacto de forma que la transmisión tiene lugar sin movimiento de las moléculas de la materia. El calor se propaga de molécula a molécula haciendo que entren en vibración y choquen con las contiguas. El calor aplicado en un punto hace que aumente la energía interna de las moléculas, traspasando su estado de agitación a las moléculas contiguas y así sucesivamente. El flujo de calor que se propaga a través de un cuerpo depende de dos factores:

- La diferencia de temperaturas.
- El tipo de material.

b) Transferencia de calor por convección:

La convección se define como la transferencia de energía calorífica de un punto a otro de un fluido por movimiento de la propia materia.

Los líquidos y los gases son malos conductores del calor, por ello la transmisión de calor se realiza, con o sin cambio de estado, principalmente por convección.

La convección puede ser libre o forzada.

- ✓ La convección libre o natural, aumenta su temperatura y disminuye su densidad, por esa razón las moléculas calientes ascienden y este movimiento hace que el calor se transmite de unas moléculas a otras del fluido.

- ✓ La convección forzada interviene un nuevo elemento, generalmente una bomba de circulación o un ventilador, que incrementa el movimiento molecular del fluido.

c) Transferencia de calor por radiación:

Todo cuerpo a una temperatura mayor de 0°K emite energía radiante en forma de ondas electromagnéticas que se propaga en línea recta y es función de la temperatura y de la superficie del cuerpo emisor.

Cuando las ondas inciden sobre un cuerpo que no es transparente a ellas, son absorbidas y su energía se transforma en calor.

Un cuerpo que absorbe bien la radiación es también buen emisor. Las superficies metálicas pulidas absorben y emiten poca radiación.

La Emisividad (E) es la relación entre el poder emisivo real de la superficie del material y del poder emisivo que tendría si fuese un cuerpo negro. Varía de 0 a 1, siendo 1 la correspondencia a un cuerpo negro (Sanz & Patiño, 2014).



Figura 11. Mecanismo de Transferencia de Calor. Manual Práctico del operador de calderas industriales, Manuel Sanz del Amo y M. Rosario Patiño Malina.

2.2.7. Generación de vapor:

La generación industrial de vapor es el proceso mediante el cual se produce vapor a presiones por encima de la atmosférica, a partir de la energía de un combustible.

Esta energía calorífica se transmite a través de las paredes del hogar de la caldera hasta el agua. Mediante la adición de esta energía calorífica la temperatura del agua aumenta y cuando alcanza el punto de saturación, hierve.

La energía calorífica adicionada, que ha tenido como efecto el aumento de la temperatura del agua, se llama Entalpía del agua saturada(h_f). El agua a una temperatura igual al punto de ebullición se llama agua saturada.

La entalpía específica del agua a 0°C se toma habitualmente como cero. La capacidad calorífica específica del agua es $4,186 \text{ KJ/Kg}^{\circ}\text{C}$. Entonces en una caldera con 1000 Kg de agua su entalpía sería de 418.600 KJ pero si el agua que entra a la caldera ya está a 10°C

entonces el aumento de entalpía necesario para llegar al punto de saturación sería de 376.740 KJ.

De esto concluimos que cuan mayor sea la temperatura inicial del agua en la caldera menor será la entalpía necesaria para alcanzar el punto de saturación, por lo tanto estaríamos consumiendo menos combustible.

Al seguir transfiriendo calor al agua a 100°C, la entalpía adicional no provoca un aumento de temperatura sino un cambio de estado convirtiéndola en vapor. La entalpía que produce este cambio de estado sin variación temperatura se llama entalpía de evaporación(hfg).

Entonces el vapor generado en las calderas tiene 2 tipos de entalpía, la de agua saturada y la de evaporación. La suma de las 2 entalpías es la Entalpía del vapor saturado(hg).

- $hf + hfg = hg$

2.2.8. Descripción de los Equipos consumidores de vapor:

2.2.8.1. Área de Lavandería:

El área de Lavandería tiene cierta importancia en la empresa para el cuidado de la salud y la higiene.

2.2.8.1.1. Lavadora extractora de ropa:

El hospital cuenta con 3 equipos de la marca SEA-LYON modelo BW500 con capacidad de 500 L, motor eléctrico de 7.5 KW, presión de trabajo de 6.8 bar y está cubierto de acero inoxidable.



Figura 12. Lavadora Extractora de Ropa. (Fuente: Elaboración Propia).

2.2.8.1.2. Secadora de vapor a ropa 50 Kg:

El hospital cuenta con 2 secadora de vapor marca SEA-LYON modelo GZZ-50 con capacidad de 50 Kg, motor eléctrico de 3 KW, presión de trabajo de 6.8 bar y esta cubierto de acero inoxidable.



Figura 13. Secadora de Vapor a Ropa. (Fuente: Elaboración Propia).

2.2.8.1.3. Calandria a vapor:

Sirve para el planchado de telas de mayor tamaño de la marca SEA-LYON modelo YZI-2500 con un motor de 0.55 Kg



Figura 14. Calandria a Vapor. (Fuente: Elaboración Propia).

2.2.8.1.4. Prensa Plancha de uso general de vapor:

El hospital cuenta con 2 prensa plancha de marca SEA-LYON que sirve para planchar ropa de menor tamaño, su presión de trabajo es de 6.8 bar.



Figura 15. Prensa Plancha de Uso General de Vapor. (Fuente: Elaboración Propia).

2.2.8.2. Área de Cocina:

Los equipos que consumen vapor en la cocina son:

2.2.8.2.1. Marmitas:

Este equipo es un recipiente metálico para la cocción de alimentos a presión y temperatura alta proporcionada por el vapor proveniente de calderas. Existen 3 marmitas en esta área.



Figura 16. Marmitas. (Fuente: Elaboración Propia).

2.2.8.3. Central de Esterilización:

En esta área se cuenta con 4 equipos como Esterilizador de residuos sólidos (AUTOCLAVE), 2 Esterilizadores a vapor de 100-150 L para laboratorios, 2 Esterilizadores a vapor de 450-500 L para laboratorios.

2.2.9. Distribución de vapor:

El sistema de distribución de vapor es un enlace importante entre la fuente generadora y los clientes finales. La fuente generadora de vapor puede ser una caldera o una estación de cogeneración, esta debe suministrar vapor de buena calidad, caudal y presión requerida por el o los clientes y a su vez debe realizar este transporte con las mínimas pérdidas de energía y el mínimo costo de mantenimiento.

Para esto se requiere una o más tuberías principales o de distribución, desde la caldera hasta la zona consumidora de vapor.

De estas tuberías derivan otras de menor diámetro que transportan el vapor hasta los equipos. Cuando la válvula de salida de la caldera se abre lentamente el vapor sale inmediatamente hacia la tubería de distribución. Dado que esta inicialmente está fría, el vapor le transmitirá calor. Así como también una parte del calor irradia al aire dado que está más frío que el vapor, generándose así condensado.

Este condensado cae a la parte baja de la tubería y luego es empujado por el flujo de vapor hasta los puntos bajos de las tuberías.

Cuando una válvula de un aparato consumidor de vapor abre, este vapor entra al equipo y se pone nuevamente en contacto con una superficie fría cediendo su entalpía de evaporación y condensado.

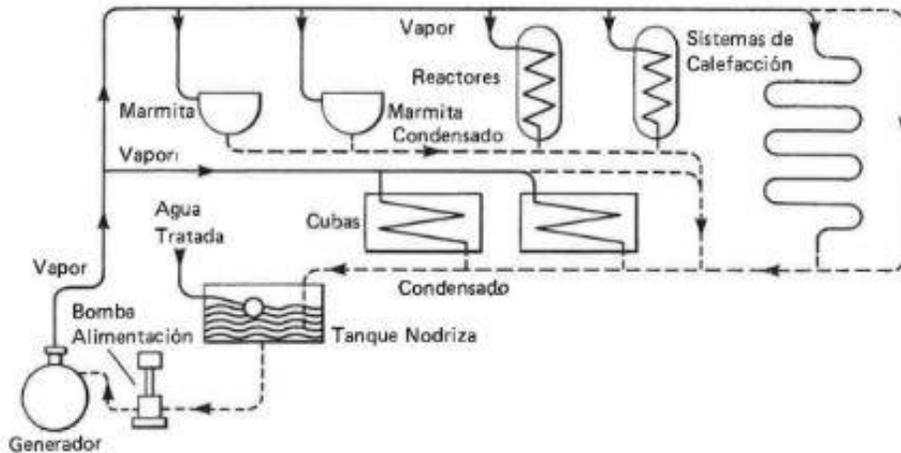


Figura 17. Circuito de vapor. Curso de vapor. Spirax Sarco.

2.2.10. Calidad de vapor:

Las tablas de vapor muestran las propiedades del vapor saturado seco, vapor húmedo y vapor sobrecalentado. El vapor que ha sido evaporado completamente no contiene gotas de agua es el vapor saturado seco y el vapor que contiene gotas de agua es el vapor húmedo.

El vapor utilizado para procesos o calefacciones tiene que ser lo más seco posible y para eso se utilizan separadores y purgadores.

La calidad del vapor se describe mediante la “fracción seca”, que es la proporción de vapor completamente seco presente en el vapor. El vapor se llama húmedo si contiene gotas de agua en suspensión que no transportan entalpía específica de vapor.

Las pequeñas gotas de agua en el vapor húmedo pesan pero ocupan un volumen despreciable, por tanto el volumen del vapor húmedo es menor que el del vapor saturado seco.

Recordar que las gotas de agua son las que hacen visible el vapor húmedo porque como tal el vapor es un gas transparente pero por las gotas de agua adquiere un color blanquecino al reflejar la luz en él.

- Volumen del vapor húmedo = volumen del vapor saturado seco x fracción seca (Vg)

Mientras la temperatura del vapor saturado después de que se haya evaporado toda el agua, entonces el vapor estaría “sobrecalentado”, cuando el vapor sobrecalentado cede una parte de su entalpía, lo hace mediante una disminución de temperatura.

Por lo tanto no habrá condensación hasta que se alcance la temperatura de saturación y, por tanto el flujo de energía desde el vapor sobrecalentado es menor, en general, que el que se puede alcanzar con vapor saturado aunque el vapor sobrecalentado está a mayor temperatura. El uso del vapor sobrecalentado se utiliza generalmente para potencia, mientras que el vapor saturado es ideal para aplicaciones de proceso y calefacción.

2.2.11. Vapor Flash:

El vapor flash se forma a partir del condensado caliente y de elevada presión se expone a una gran caída de presión tal como una descarga de una trampa de vapor.

El condensado a alta temperatura tiene una gran energía que no puede permanecer en forma líquida a bajas presiones debido a que existe mayor energía de la requerida para obtener agua saturada a menor presión. El exceso de energía genera que una parte del condensado se convierta en vapor flash.

El Porcentaje de vapor flash puede ser calculado de la siguiente manera:

$$\% \text{ De Flash} = \frac{hf_1 - hf_2}{hfg_2}$$

hf1 = entalpía específica del agua saturada a la entrada

hf2 = entalpía específica del agua saturada a la salida

hfg2 = calor específico del vapor a la salida

Dado que el vapor flash tiene la misma calidad que el vapor vivo, la mayoría lo reutiliza para generar ahorro de energía además de mejorar el ambiente laboral.

2.2.12. Aislante térmico:

El aumento de los precios de la energía y también el preservar la seguridad de las personas como del medio ambiente nos pone en la necesidad de reducir las pérdidas de energía y las emisiones de CO₂.

- ✓ La optimización del aislante en la instalación inicial reducirá los costos de instalación, se producirá un ahorro energético y también se logrará aumentar el tiempo de vida de las instalaciones.
- ✓ La protección del personal debe ser las mejores seleccionar el mejor aislante y el grosor indicado para evitar accidentes como golpes de ariete o fugas de vapor de vapor a altas temperaturas.
- ✓ Para cuidar el medio ambiente al usar el aislante térmico se reducirán las emisiones de CO₂ y también reducir el nivel de ruido producido.



Figura 18. Aislante Térmico. Ahorro Energético con aislamiento térmico para tuberías. (2019).

2.2.12.1. Criterios técnicos para la elección del aislante térmico:

Los criterios más importantes son:

- Conductividad térmica del aislante de tubería

Capacidad de un material para transferir calor. La conducción térmica es el fenómeno por el cual el calor se transporta de regiones de alta temperatura a regiones de baja temperatura dentro de un mismo material o entre diferentes cuerpos.

El coeficiente de conductividad térmica (λ) caracteriza la cantidad de calor necesario por m^2 , para que atravesando durante la unidad de tiempo, 1 mt de material homogéneo obtenga una diferencia de 1 °c de temperatura entre las dos caras.

La inversa de la conductividad térmica es la resistividad térmica, que es la capacidad de los materiales para oponerse al paso del calor.

Existe una ley general que relaciona bajas conductividades para bajas densidades, porque la ligereza del material suele estar producida por huecos en su interior ocupados por aire, que es mucho más aislante que el material compacto. (Aislamiento y Estanqueidad Erica, 1991-2019).

Tabla 1

Conductividad tèrmica

MATERIAL	λ CONDUCTIVIDAD TÈRMICA W(K·M) 23°C	CALOR ESPECÍFICO J(KG·K) 25°C	DENSIDAD KG/M ³
Fibra de vidrio	0.04	795	220
Fieltro lana	0.06	1300	200
Grafito	129	710	2260
PTFE Politetrafluoretileno	0.25	1050	2200
PVDF Polifluoruro de Vinilideno	0.1-0.25	80-140	1770

Fuente: Aislamiento y Estanquamiento Erica.

- Espesor del aislante tèrmico:

SI mayor es el espesor del aislante tèrmico obviamente mejorar el comportamiento tèrmico del aislante.

Esta magnitud dada por los fabricantes en mm, està relacionada con los requerimientos normativos del Reglamento de Instalaciones Tèrmicas de los Edificios (RITE), en donde se fijan los espesores a emplear, en funci3n de la temperatura de trabajo y los diámetros de la tubería. (Rivas, s.f).

Se muestra una tabla con los espesores del fabricante de un material en función de los rangos de temperatura y diámetros de las tuberías.

Tabla 2

Espesores de un material

Diámetro interior de la coquilla		Espesor (mm) según temperatura fluido (cumplimiento RITE)			Longitud (m)
Pulgadas	mm	40 a 65 °C	66 a 101 °C	102 a 120 °C	
1/2	21	25	25	25	1,2
3/4	27				
1	34				
1 1/4	42	30	30	40	
1 1/2	48				
2	60				
2 1/2	76				
3	89	40	40	50	
4	114				
5	140				
6	169				
8	219				

Fuente: Rivas, P. (s.f).

- Eficiencia energética del aislante térmico de las tuberías:

Tanto en una nueva obra como en la mejora energética de instalaciones, la correcta selección e instalación del aislante aporta un ahorro energético considerable, con periodos de amortización de entre 6 a 12 meses.

El ahorro máximo que se genera con respecto a una instalación sin aislar es de 85 a 90%.

(Rivas, s.f).

En esta grafica se indican los ahorros en función del espesor y diámetro de las tuberías.

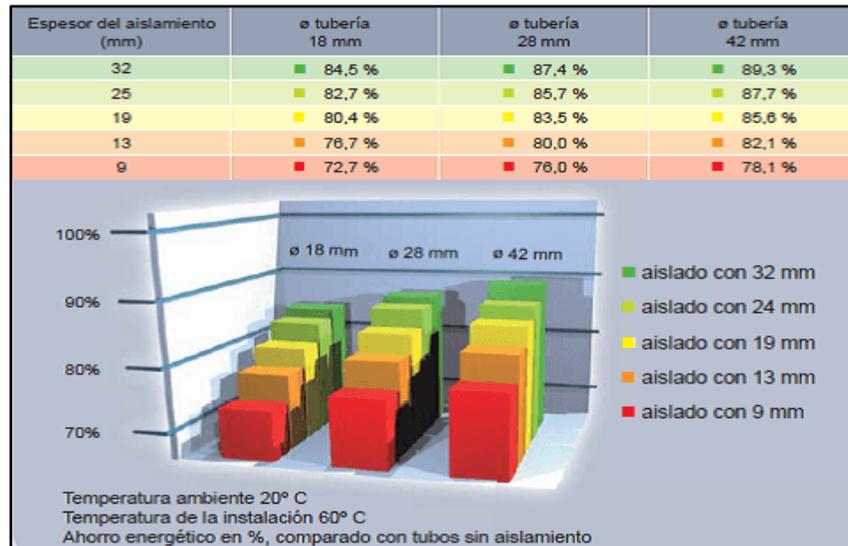


Figura 19. Ahorro Energético con aislamiento térmico para tuberías. (2019).

2.2.8. Dimensionamiento de tuberías:

Cuando se seleccionan los tamaños de tuberías, se tienden a guiar por el tamaño de las conexiones del equipo a las que van a conectarse.

Si la tubería se dimensiona de este modo, es posible que no se pueda alcanzar el caudal volumétrico deseado. Para corregir esto y poder dimensionar correctamente la tubería, pueden utilizarse reductores concéntricos y excéntricos.

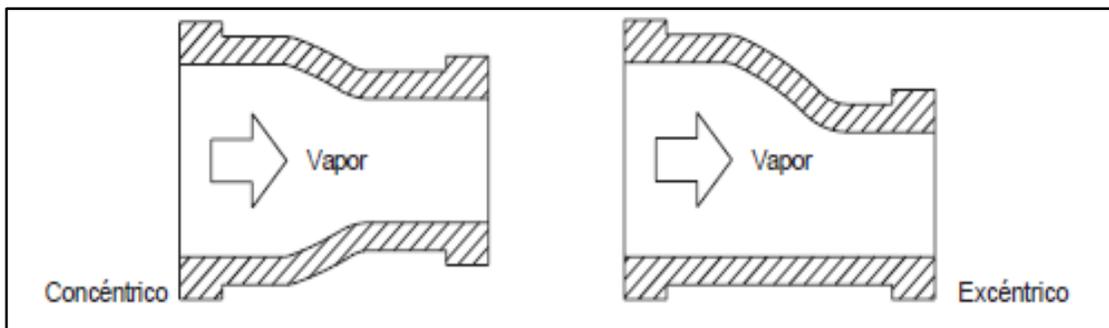


Figura 20. Reductores concéntricos y excéntricos. Guía de Referencia Distribución de vapor. Spirax Sarco.

Las tuberías se pueden seleccionar en base a dos criterios:

- Velocidad del fluido:

Para dimensionar la tubería es necesario el volumen de vapor transportado en relación a la sección de la tubería. En tuberías de distribución de vapor saturado la velocidad recomendada esta entre 25 y 40 m/s.

Estas velocidades pueden ser altas en cuanto a sus efectos sobre la caída de presión. En redes de distribución de vapor de longitud considerable es preferible que la velocidad del vapor sea de 15 m/s si se quiere evitar grandes caídas de presión.

- Caída de presión:

Es primordial que la presión del vapor que alimenta un equipo no caiga por debajo del mínimo determinado, para poder mantener la temperatura. De este modo los factores de intercambio de calor de la planta seguirán manteniéndose en plena carga.

2.2.13. Tuberías:

El estándar más común de tuberías es derivación American Petroleum Institute (API), donde las tuberías se clasifican por el espesor de las tuberías, llamado Schedule.

El término Schedule está relacionado con la presión nominal de la tubería y son un total de once que va desde valores como 5, 10, 20, 30, 40, 60, 80, 100, 120, 140, 160. Para tuberías de diámetro nominal de 150 y menores, el Schedule 40 (denominado “standard weight”), es el más ligero de los especificados.

Solo los Schedule 40 y 80 cubren la gama completa de medidas nominales desde 15mm a 600mm y son los Schedule más utilizados en tuberías de vapor.

Tabla 3

Espesor de tuberías

Tamaño de tubería (mm)		15	20	25	32	40	50	65	80	100	125	150
Diámetro Interior (mm)	Schedule 40	15,8	21,0	26,6	35,1	40,9	52,5	62,7	77,9	102,3	128,2	154,1
	Schedule 80	13,8	18,9	24,3	32,5	38,1	49,2	59,0	73,7	97,2	122,3	146,4
	Schedule 160	11,7	15,6	20,7	29,5	34,0	42,8	53,9	66,6	87,3	109,5	131,8
	DIN 2448	17,3	22,3	28,5	37,2	43,1	60,3	70,3	82,5	107,1	131,7	159,3

Fuente: Manual técnico Diseño y cálculo de redes de vapor. Junta de Castilla y León.

2.2.14. Efectos de sobredimensionamiento y sub-dimensionamiento de tuberías:

- El sobredimensionamiento produce que el precio de las tuberías será más elevado, se formará un mayor volumen de condensado causado por las mayores pérdidas de calor, debido a que se forma mayor volumen de condensado la calidad del vapor disminuye.
- El sub-dimensionamiento produce un aumento de la velocidad del fluido y la caída de presión será mayor, debido al aumento de la velocidad del fluido el riesgo de accidentes como golpes de ariete, fuga de vapor y ruidos es mayor.

2.2.15. Trampas de vapor:

Es un accesorio que permite drenar los condensados generados en las tuberías de vapor. Para el purgado del condensado existen accesorios como purgadores automáticos que se encargan de mantener la red de vapor libre de condensado.

Existen 3 tipos de trampas de vapor:

✓ Purgadores Termostáticos:

Ellos trabajan con cambios de temperatura. La temperatura del vapor saturado viene fijada por su presión. Cuando se produce el intercambio, el vapor cede su entalpía de evaporación, produciendo condensado a la temperatura del vapor. Cualquier pérdida de calor posterior significa que la temperatura de este condensado disminuye. Un purgador termostático capta la temperatura y posiciona la válvula en relación al asiento para descargar el condensado. (Manual técnico de diseño y cálculo de redes de vapor, 2010).

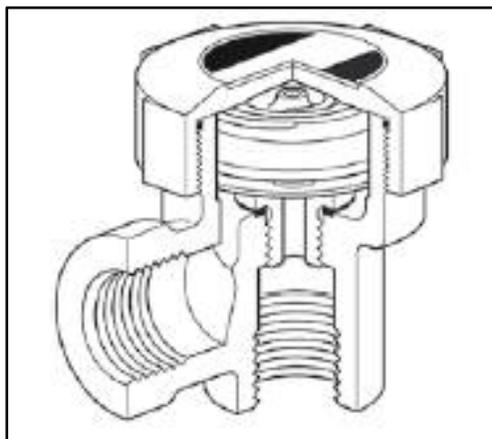


Figura 21. Trampa de vapor termostático. Manual técnico Diseño y cálculo de redes de vapor.

✓ Purgadores mecánicos:

Trabajan con cambios de densidad del fluido. Basan su funcionamiento en la diferencia de densidad entre el vapor y el condensado. Estos purgadores tienen una cámara con un flotador o boya donde se acumula el condensado. La boya sube en presencia de condensado para abrir una válvula. (Manual técnico de diseño y cálculo de redes de vapor, 2010).

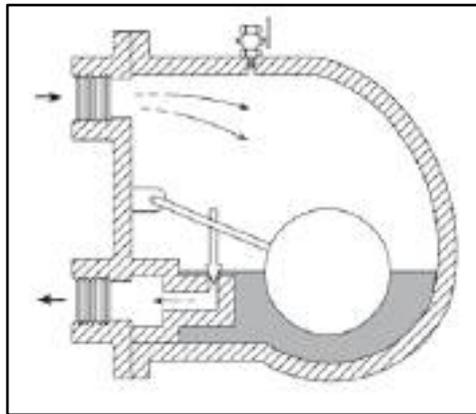


Figura 22. Trampa de vapor mecánica. Manual técnico Diseño y cálculo de redes de vapor

✓ Purgadores termodinámica:

Trabajan con cambios en la dinámica del fluido. El funcionamiento de los purgadores termodinámicos depende en gran medida de la capacidad de formación de revaporizado del condensado. Este grupo incluye los purgadores termodinámicos, de disco, de impulso y laberinto y también la simple placa orificio que no se puede realmente definir como mecánico ya que se trata sencillamente de un orificio de un diámetro determinado por el que pasa una cantidad determinada de condensado.

Todos se basan en que el condensado caliente, descargado a presión, puede “revaporizar” para dar una mezcla de vapor y agua.

El proceso de funcionamiento es el siguiente:

1. Al comienzo, la presión entrante eleva el disco, el condensado frío es descargado inmediatamente.
2. El disco asienta en el anillo interior y cierra la entrada, el disco también se asienta en el anillo exterior y mantiene la presión en la cámara.
3. El condensado caliente que fluye a través de la trampa libera vapor flash.

Creada en la cámara sobre el disco, fuerza a éste hacia abajo oponiéndose a la presión del condensado que llega.

4. La presión en la cámara disminuye debido a la condensación del vapor flash y el disco se eleva. Luego el ciclo se repite y el condensado circula libremente a través de la trampa. (Manual técnico de diseño y cálculo de redes de vapor, 2010).

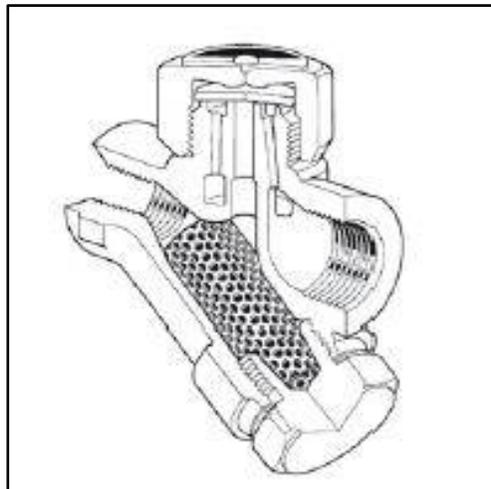


Figura 23. Trampa de vapor termostática. Manual técnico Diseño y cálculo de redes de vapor.

2.2.16. Selección de trampas de vapor:

Para poder obtener todos los beneficios de las trampas que se han descrito en las páginas anteriores es necesario que las trampas sean seleccionadas en el tamaño y la presión correcta para la aplicación en turno, y que sean instaladas con el mantenimiento apropiado.

Uno de los propósitos de esta investigación es de presentar la información para una selección adecuada de las trampas.

La instalación y operación de todo equipo de trampeo de vapor debe ser llevada a cabo únicamente por personal experimentado.

La selección e instalación siempre deben de ser considerados según las recomendaciones técnicas del personal competente. Esta investigación nunca debe de usarse como sustituto de dichos consejos o recomendaciones técnicas. (Sáenz, 2016).

2.2.16.1. Criterios a seguir:

Trampeo Unitario se refiere al uso de trampas individuales en cada unidad condensadora de vapor, incluyendo, siempre que sea posible, cada calentador o serpentín que existe en cada máquina. La información que se presenta en la sección titulada “Cortocircuito” explica por qué se prefiere trampeo unitario en vez de trampeo en grupo.

Se puede calcular la siguiente información:

1. Carga de condensado en kg/h.
2. El factor de seguridad a usar.
3. La diferencia de presiones.
4. La presión máxima permitida

1. Carga de condensado en kg/h.

Cada sección de “Cómo Trampear” en este Manual contiene fórmulas e información útil sobre los rangos de condensación de vapor y los procedimientos adecuados de selección de trampas.

2.- Factor de Seguridad o de Experiencia a Usar

Usuarios se han dado cuenta que generalmente se debe de utilizar un Factor de Seguridad cuando se seleccionan trampas de vapor. Por ejemplo, para obtener los mejores resultados posibles, un serpentín condensando 300 kg/h puede requerir de una trampa con capacidad de hasta 900 kg/h. Este Factor de Seguridad de 3 están establecidos en los catálogos técnicos de Armstrong, esto sirve para satisfacer condiciones de flujo de condensado variable, caídas ocasionales de la presión diferencial, y factores del diseño propio del equipo. (Sáenz, 2016).

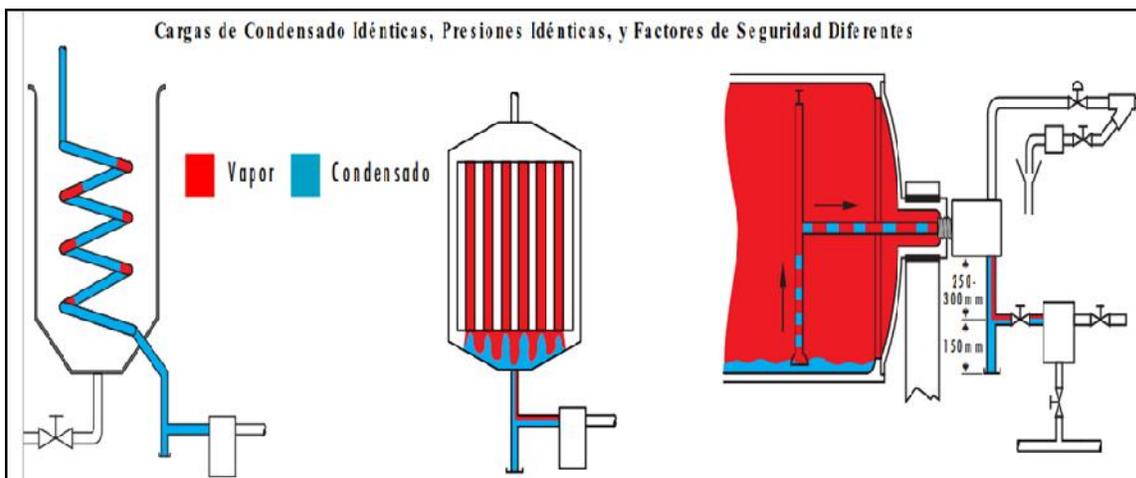


Figura 24. Tres condensadores, cada uno produciendo 300 kg de condensado por hora, pero con Factores de Seguridad de 2, 3, y 8, respectivamente. Saenz, P. (2016).

3.- Diferencia de presiones

Diferencial Máximo es la diferencia entre la presión de la caldera, o del cabezal de vapor, o a la salida de una válvula reguladora de presión, y la presión de la línea de retorno. Una trampa debe de ser capaz de abrir venciendo esta presión diferencial.

Cuando la planta está operando a toda capacidad, la presión del vapor a la entrada de la trampa puede ser menor que la presión del cabezal de vapor. Y la presión en el cabezal de retorno de condensado puede estar a presión mayor que la atmosférica.

Si el Diferencial de Operación es al menos un 80% del Diferencial Máximo, es seguro el usar el diferencial máximo para la selección de las trampas.

Control variable de la alimentación de vapor causa grandes cambios en la presión diferencial. La presión en la unidad siendo drenada puede bajar hasta la presión atmosférica, o aún más bajo (vacío). Esto no detiene el drenado del condensado.

4.- Máxima presión permitida

La trampa debe ser capaz de aguantar la máxima presión permitida en el sistema o la presión de diseño. Tal vez no sea necesario que opere a esta presión, pero debe ser capaz de aguantarla. Por ejemplo: si la máxima presión de entrada es 26 bar, y la presión en la línea de retorno es 11 bar, esto resulta en una presión diferencial de 15 bar, sin embargo, la trampa debe de aguantar la presión máxima.

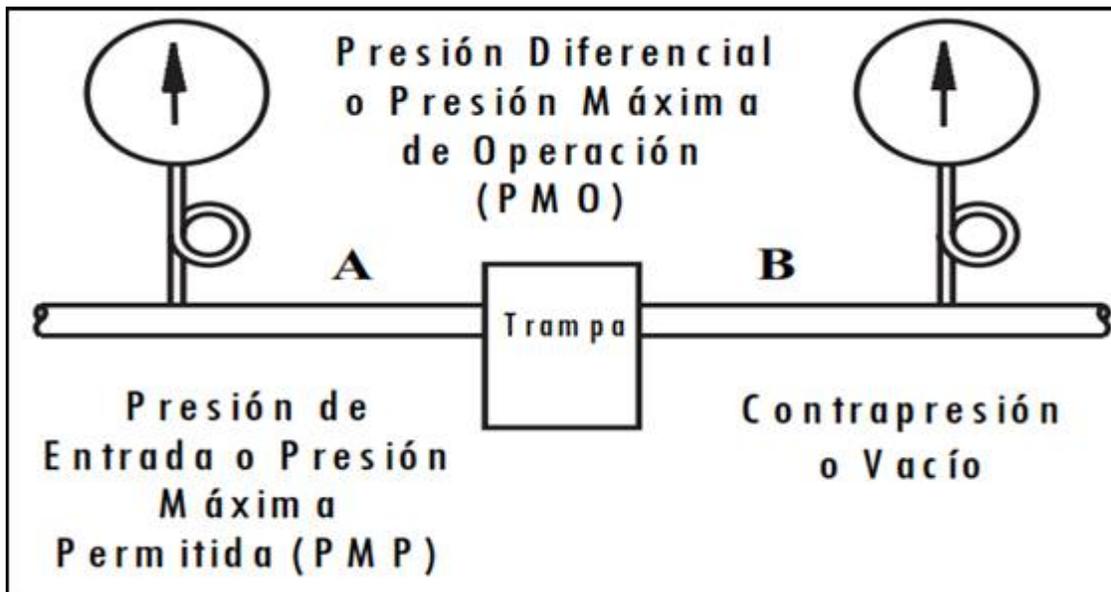


Figura 25. A menos B es la presión diferencial, si B es contrapresión, se debe restar de A, si B es vacío, se debe sumar a A. Saenz, P. (2016).

3. CAPITULO III: MARCO METODOLÓGICO

3.1. TIPO DE INVESTIGACIÓN:

El tipo de investigación es descriptiva propositiva que ofrece información útil con la finalidad de diagnosticar y resolver problemas de una determinada situación

Este tipo de investigación es un proceso para conocer características y condiciones en las que se encuentra un grupo o lugar.

3.2. POBLACIÓN Y MUESTRA:

La Población es la red de distribución de vapor y condensado del Hospital Regional de Lambayeque, la muestra son las redes de distribución de vapor y condensado de las áreas de cocina, lavandería y esterilización del HRL.

3.3. MUESTRA:

Área de cocina, lavandería y esterilización.

3.4. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS DE RECOLECCIÓN DE DATOS:

3.4.1. Técnica de recolección de datos:

Se entenderá por técnica de investigación, el procedimiento o forma particular de obtener datos o información. (Fidias G. Arias, 6^o Edición, pg. 67).

En esta investigación las técnicas a tener en cuenta serán la observación y la entrevista dado que me brindada un mayor volumen de información concisa.

Las 2 técnicas se complementan dado que mediante la entrevista se puede obtener información concisa y despejar cualquier tipo de duda, con la observación se puede mirar todo tipo de hechos relacionados con las instalaciones del hospital que nos servirá mucho.

3.4.2. Instrumento de recolección de datos:

Un instrumento de recolección de datos es cualquier recurso, dispositivo o formato (en papel o digital), que se utiliza para obtener, registrar o almacenar información.

(Fidias G. Arias, 6^o Edición, pg. 68).

Los instrumentos de recolección de datos que se emplearan son la lista de cotejos y la entrevista formal o estructurada.

Ambos son importantes dado que la lista de cotejos sirve para indicar la presencia o ausencia de un aspecto a ser observado, la entrevista formal es una guía prediseñada que contiene las preguntas que serán formuladas al entrevistado.

(Fidias G. Arias, 6^o Edición, pg. 73).

3.5. HIPÓTESIS.

Disminuir las pérdidas de calor en las redes de distribución de vapor y de condensado tendrá un efecto significativo sobre la optimización de las redes de distribución de vapor y de condensado del Hospital Regional de Lambayeque.

3.6. VARIABLES:

Tabla 4

Operacionalización de Variables:

Variable Dependiente	Definición de variable	Dimensión	Indicadores
Pérdidas de calor	Existen fugas de calor de la red de vapor posiblemente a un mal aislamiento térmico y mal estado de las trampas de vapor.	Sistema de Distribución de Vapor	- Flujo de vapor(Kg/h) - Presión de vapor(PSI) y Temperatura de vapor(°C)

	Definición de variable	Dimensión	Indicadores
Sistema de Distribución de Vapor y Condensado	La red de vapor distribuye vapor hacia los puntos de utilización como cocina, lavandería, etc.	Sistema de Distribución de Vapor	-Tubería ASTM a106 - Aislante térmico - Trampas de vapor
	La Red de retorno de condensado que transporta el condensado hacia el tanque de condensado del H.R.L.	La Red de Retorno del Condensado	- Tubería de fierro negro - Aislante térmico - Trampas de vapor, filtros de partículas

Fuente: Elaboración Propia.

3.7. PROCEDIMIENTO METODOLÓGICO:

Para la presente investigación me he guiado de la metodología de la tesis “Optimización de la Red de distribución de vapor y retorno condensado de la Empresa Laminova” dado que me será de utilidad para la realización de los cálculos matemáticos.

3.7.1. Recopilación de información sobre los elementos que conforma el sistema de distribución de vapor, condensado y equipos generadores, que me brindará el hospital de su base de datos.

- Primero se procedió a entregar una carta de presentación dirigida al Director del Hospital Regional de Lambayeque, solicitando permiso para el desarrollo de mi proyecto de tesis.
- Se solicitó autorización al Director del Departamento de Desarrollo de la Investigación Básica, para realizar un trabajo de investigación. Adjuntando también una declaración jurada de confidencialidad y el perfil de la tesis.
- Se obtiene información de los elementos que conforman el sistema de distribución de vapor, condensado y equipos generadores.
- Con los catálogos dados por el Hospital, se conoce cuanta es la producción de vapor del sistema de vapor.

3.7.2. Evaluación del Sistema de Vapor y Condensado, sus salidas a los servicios verificando el estado en el que se encuentra mediante un trabajo de campo supervisado por el Área de Mantenimiento.

- Se hace un recorrido a las redes de distribución de vapor, condensados y equipos generadores para saber en qué condiciones se encuentran.

- Se obtiene las condiciones de operación del sistema de vapor, condensado, equipos generadores y elementos secundarios.
- Una vez habiendo echo el recorrido a las instalaciones hospitalarias y junto a la información proporcionada, se realizarán las acciones correspondientes según su importancia para el Hospital.

3.7.3. Optimización de las Redes de Distribución de vapor y Condensado usando manuales, guías e información proporcionada por el Hospital.

3.7.3.1. Cálculo de la Producción de vapor(Kg/h):

En este cálculo se utilizó manuales e información proporcionada por el Área de Mantenimiento para saber la cantidad que se genera de vapor de las calderas que estén en funcionamiento.

3.7.3.2. Cálculo de la demanda de vapor de los puntos de utilización de la red de vapor.

2.1. Para eso se debe saber que equipos son los que consumen vapor en las diferentes áreas de servicio como Cocina, Lavandería. Central de Esterilización; en este caso se me proporciono un Excel con todos esos datos y se tomaron fotos de las placas de la mayoría de los equipos.

2.2. Se determina la demanda de vapor total y se relaciona con la generación de vapor.

$$\sum (\text{Cantidad de vapor consumido por cada equipo}) = \text{Demanda total de vapor}$$

3.7.3.3. Diseño de la Red de Distribución de Vapor.

Sabiendo los diámetros de las tuberías instaladas dada en los planos de Distribución de Vapor y condensado, se procederá a compararlo con los diámetros calculados para determinar si existe sobredimensionamiento o sub-dimensionamiento. Para diseñar cada tramo de tubería se utilizará el dimensionamiento por velocidad. Este procedimiento se basa en la guía de referencia técnica “Distribución de Vapor” Spirax Sarco, el Manual Técnico “Diseño y Calculo de redes de vapor” de la editorial Juan de Castilla y León y la Norma ASME B.31.3 – 2010, Tuberías de procesos.

Primero se debe seleccionar la velocidad máxima recomendable para transportar vapor.

Tabla 5
Velocidades máximas recomendadas para el flujo de vapor

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: Diseño y Calculo de redes de vapor. Juan de Castilla y León.

3.1 Tomaríamos como velocidad máxima de diseño 40m/s.

3.2. Selecciona un factor de seguridad del 15%

3.3. Cálculo de Diámetro según velocidad de diseño del punto 3.1:

$$D = \sqrt{\left(\frac{m_v \cdot V \cdot 4}{3600 \cdot V_v \cdot \pi}\right)} m$$

Donde:

- V_v : Velocidad máxima en las tuberías de vapor seleccionada (m/s).
- D : Diámetro de la tubería calculada en m.
- m_v : Velocidad máxima del vapor en m/s.
- V : Volumen específico en m^3/Kg .

3.4. Selección del material y diámetro comercial:

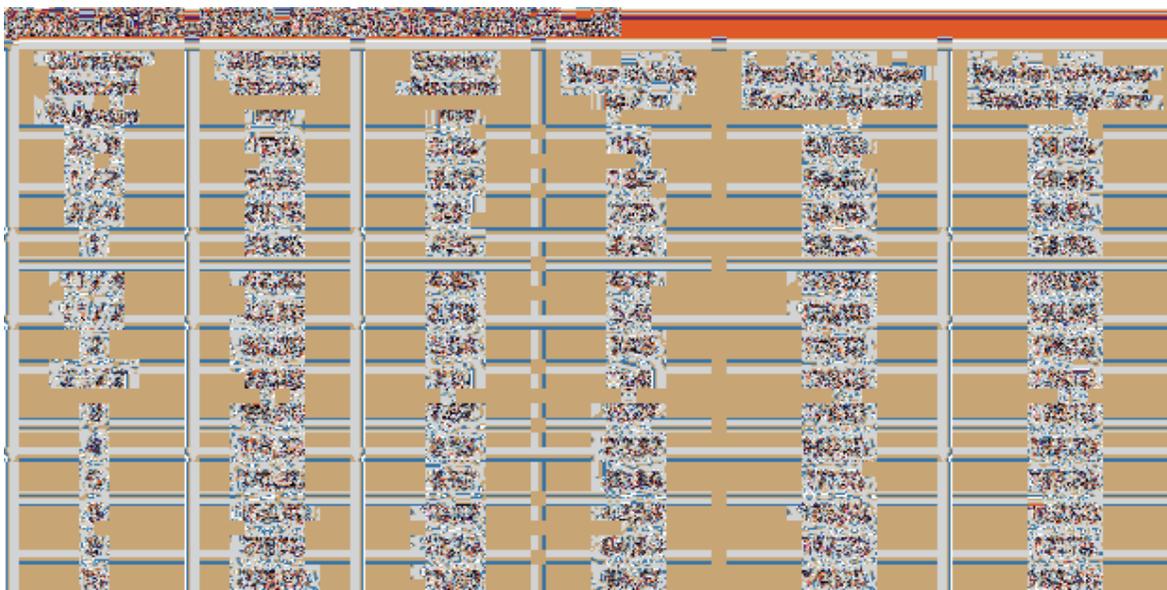
Tabla 6

Tuberías de acero Norma ASTM A-53, grado A y B, Cedula 40

Diámetro Nominal Pulgadas	Diámetro Exterior mm	Espesor Nominal mm	Peso Líquido Kg/m	Volumen de Vapor en Estado A g/m³	Volumen de Vapor en Estado B g/m³
1/2	48.30	3.05	1.07	42.70	42.70
3/4	60.30	3.05	1.37	42.70	42.70
1	73.00	3.05	1.66	42.70	42.70
1 1/4	88.90	3.05	2.16	42.70	42.70
1 1/2	101.60	3.05	2.57	42.70	42.70
2	127.00	3.05	3.44	42.70	42.70
2 1/2	152.40	3.05	4.42	42.70	42.70
3	177.80	3.05	5.30	42.70	42.70
4	219.10	3.05	7.28	42.70	42.70
6	304.80	3.05	11.96	42.70	42.70

Fuente: www.sack.cl

Tabla 7
Tuberías de acero Norma ASTM A-106, grado B, Cedula 80



Fuente: www.sack.cl

3.5. Cálculo matemático de velocidad máxima en tuberías seleccionadas y verificación con la velocidad seleccionada del punto 3.1.

$$V_v = \left(\frac{m_v * v * 4}{\pi * D^2 * 3600} \right) \frac{m}{s}$$

- V_v : Velocidad máxima en las tuberías de vapor seleccionada (m/s).
- D: Diámetro de la tubería calculada en m.
- m_v : Velocidad máxima del vapor en m/s.
- v: Volumen específico en m^3/Kg .

La velocidad máxima seleccionada de 40m/s debe ser menor que la velocidad calculada con la fórmula.

$$V_{seleccionada} > V_v$$

3.6. Cálculo del espesor mínimo requerido y verificación con relación a la seleccionada en la tabla 6.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- e_{min} : Espesor mínimo requerido en cm.
- P: Presión de trabajo en PSI.
- D_o : Diámetro externo de la tubería seleccionada en cm.
- S: Límite de fluencia en PSI.
- E: Factor de calidad.
- Y: Coeficiente del material.
- C: Constante de la fórmula en cm.

3.7. Cálculo de la presión máxima admisible y verificación con la presión de trabajo.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * S * (e_{sel} - C)}{D_o - [2 * Y * (e_{sel} - C)]} \right) PSI$$

Donde:

- P_{adm} : Espesor mínimo requerido en cm.
- S: Límite de fluencia en PSI.
- e_{sel} : Espesor de la tubería seleccionada en cm.
- C: Constante de la fórmula en cm.
- D_o : Diámetro externo de la tubería seleccionada en cm.
- Y: Coeficiente del material.

3.7.1. Cálculo de la dilatación en tramo de tubería.

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha)mm$$

Donde:

- Dil : Dilatación en tramo de tubería en mm.
- L : Longitud de tubería entre anclajes en m.
- Δt : Diferencia de temperatura en °C.
- α : Coeficiente de dilatación en $\left(\frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}\right)$.

Tabla 8
Coeficientes de dilatación

Material	Rango de temperatura °C							
	< 0	0 - 100	0 - 200	0 - 315	0 - 400	0 - 485	0 - 600	0 - 700
Acero suave 0,1-0,2 % C	12,8	14,0	15,0	15,6	16,2	17,8	17,5	-
Acero aleado 1 % Cr 0,5 % Mo	13,8	14,4	15,1	15,8	16,6	17,3	17,6	-
Acero inoxidable 18 % Cr 8 % Ni	9,4	20,0	20,9	21,2	21,8	22,3	22,7	23,0

Fuente: Distribución de Vapor. Spirax Sarco.

3.7.3.4. Cálculo del calor generado por unidad y generadores de vapor que abastezca la demanda de vapor.

Ec.a.1. Cálculo del calor generado por unidad mediante diferencia de entalpías.

$$q_{equipo} = (m_v * \Delta h)Kj/h$$

Donde:

- q_{equipo} : Calor generado por el equipo.
- m_v : Rango de flujo de vapor en Kg/h.
- Δh : Diferencia de entalpía.

Ec.b.2. Cálculo de generadores de vapor que suplan la demanda máxima, teniendo en cuenta los factores de utilidad y de simultaneidad.

$$Capacidad_{req} = Cap_{dem} - Cap_{inst}$$

Donde:

- $Capacidad_{req}$: Capacidad que se requiere para cubrir la demanda actual.
- Cap_{dem} : Demanda máxima de vapor con el factor de utilización y simultaneidad.
- Cap_{inst} : Producción actual de vapor.

3.7.3.5. Cálculo del consumo de combustible de las calderas.

Las calderas Cimelco modelo “CH-80” utiliza GLP como combustible y este es suministrado por la Empresa mediante las tuberías de gas.

Ec.c.3. Calor necesario para elevar la entalpía y obtener vapor.

$$Q = m_v * (h_{sal} - h_{ent})Kj/h$$

Donde:

- Q : Calor necesario para elevar la entalpía del punto de entrada al de salida.
- h_{sal} : Entalpía de vapor en el punto de salida.
- h_{ent} : Entalpía de vapor en el punto de entrada.
- m_v : Flujo másico de producción de vapor del caldero.

Ec.d.4. Calor que debe ceder el combustible y flujo másico del mismo.

$$q_{comb} = (m_{comb} * P_{calorífico})Kj/h$$

Donde:

- q_{comb} : Calor que cede el combustible.
- m_{comb} : Flujo del combustible.
- $P_{calorífico}$: Poder calorífico del combustible.

Ec.e.5. Calculo del flujo másico del aire para una combustión completa.

- Flujo másico de aire para formar carbono.
- Flujo másico de aire para formar hidrógeno.
- Flujo másico de aire total.

Ec.f.6. Cálculo de la relación aire-combustión.

3.7.4. Diseño de la red de condensado.

Se tomarán en cuenta las siguientes consideraciones:

- Se diseñará la red de retorno de condesando como si fuera una red de vapor y no de condensado.
- Se aconseja limitar las velocidades en esta red a valores de 15-20m/s como máximo.
- La presión de trabajo de la red de condensado será de 1 atm.
- La máxima de trabajo será de 100 psi.

- Para los tramos principales de condensado se utiliza un factor del 0.4 para poder asemejarse más al valor real.
- Se utilizará el factor de seguridad de carga de condensado que varía entre 3 y 5.

Estas consideraciones a tomar al momento de diseñar la red de retorno de condensado son mencionadas en “Distribución de Vapor de Spirax Sarco” y en “Diseño y cálculo de redes de vapor” de la editorial Junta de Castilla y León.

Cálculo de la carga de condensado en la tubería de vapor:

Ec.g.7. Cálculo de la carga de condensado por pérdida de calor al ambiente.

$$m_{c.amb} = \left(\frac{3.6 * Q_{tramo}}{h_g} \right) \frac{Kg}{h}$$

Donde:

- $m_{c.amb}$: Flujo de condensado producido por el intercambio de calor de la tubería con el medio ambiente.
- h_g : Calor latente del vapor.
- Q_{tramo} : Calor perdido entre la tubería y el medio ambiente.

El calor perdido entre tubería y medio ambiente se expresa así:

$$Q_{tramo} = \frac{T_s - T_a}{\sum R_i} \text{ watts}$$

Donde:

- T_s : Temperatura interna de la tubería.

- T_a : Temperatura ambiente.
- $\sum R_i$: Sumatoria de todas las resistencias que transmiten el calor.

Ec.h.8. Cálculo de la carga de condensado por pérdidas en las tuberías.

$$m_{C.tub} = \left(\frac{W_p * L_1 * C_p * \Delta t}{h_g * \Delta t_s} \right) \frac{Kg}{h}$$

- $m_{C.tub}$: Flujo de condensado producido por perdidas en la tubería en Kg/h.
- W_p : Peso de la tubería en Kg/m.
- L_1 : Longitud total de la tubería de vapor en m.
- C_p : Calor específico del material de la tubería.
- Δt : Diferencia de temperatura entre T° interna de la tubería y la T° ambiente.
- h_g : Calor latente del vapor.
- Δt_s : Tiempo estimado de arranque y estabilización del suministro de vapor en horas.

Ec.i.9. Cálculo del porcentaje de vapor flash.

$$\%vapor\ flash = \frac{h_{lp1} - h_{lp2}}{h_{vp2} - h_{lp1}} * 100\%$$

Donde:

- h_{lp1} : Entalpía específica del líquido a la presión de la red de vapor.
- h_{lp2} : Entalpía específica del líquido a la presión de la red de condensado.
- h_{vp2} : Entalpía específica del vapor a la presión de la red de condensado.

3.7. Cálculo de diámetro según velocidad de diseño seleccionada.

$$D = \left(\sqrt{\frac{m_V * V * 4}{3600 * V_V * \pi}} \right) m$$

Donde:

- D : Diámetro de la tubería calculada en m.
- m_V : Flujo de condensado en Kg/h.
- V_V : Velocidad máxima del condensado en m/s.
- V : Volumen específico en m^3/Kg .

3.7.1. Selección del material y diámetro comercial. (Tabla 6)

3.7.2. Cálculo de velocidad máxima en tubería seleccionada y posterior verificación con respecto a la velocidad asumida.

$$V_V = \left(\frac{m_V * V * 4}{D^2 * 3600 * \pi} \right) \frac{m}{s}$$

Donde:

- V_V : Velocidad del condensado en la tubería seleccionada en m/s.
- D : Diámetro de la tubería calculada en m.
- m_V : Flujo de condensado en Kg/h.
- V : Volumen específico en m^3/Kg .

Se verifica la velocidad máxima asumida de 20m/s y calculada anteriormente, la cual debe ser menor que la asumida.

$$V_{asumida} > V_v$$

3.7.3. Cálculo del espesor mínimo requerido y posterior verificación con respecto al seleccionado en el punto 6.4.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

Donde:

- e_{min} : Espesor mínimo requerido en cm.
- P : Presión de trabajo en PSI.
- D_o : Diámetro externo de la tubería seleccionada en cm.
- S : Límite de fluencia en PSI.
- E : Factor de calidad.
- Y : Coeficiente del material.
- C : Constante de la formula en cm.

3.7.4. Cálculo de la presión máxima admisible y posterior verificación con respecto a la presión de trabajo.

Donde:

- P_{adm} : Presión máxima admisible en PSI.
- S : Límite de fluencia en PSI.
- e_{sel} : Espesor de la tubería seleccionada en cm.
- C : Constante de la formula en cm.
- D_o : Diámetro externo de la tubería seleccionada en cm.

- Y : Coeficiente del material.

3.7.5. Cálculo de la dilatación en el tramo de tubería.

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha)mm$$

Donde:

- Dil : Dilatación en tramo de tubería mm.
- L : Límite de fluencia en PSI.
- Δt : Espesor de la tubería seleccionada en cm.
- α : Constante de la formula en cm.

4. Selección del material aislante óptimo.

Se seleccionó lana de vidrio como aislante térmico dado que posee baja conductividad térmica permitiendo mantener la temperatura interna de la tubería evitando grandes pérdidas de calor al ambiente.

Se utilizó la tabla de espesores de Fiberglas para poder seleccionar el espesor de aislante adecuado en base al diámetro de las tuberías. Para realizar el cálculo de temperaturas entre la tubería, aislante térmico y el medio ambiente se utilizará el método de resistencias térmicas.

5. Selección de mecanismos de purga.

Se realizará un recorrido para observar las trampas de vapor de todas las áreas del hospital, verificando su estado actual para poder tomar las medidas necesarias.

5.1) Se realizará una lista de cotejo con todos los datos de las trampas de vapor como marca, ubicación, estado de la trampa.

5.2) Teniendo todos estos datos de las trampas de vapor como si existen trampas en mal estado, se propondrán cambios para reducir las fugas de vapor dado que es por donde más vapor se desperdicia.

4. CAPITULO IV: CÁLCULO Y RESULTADOS

4.1. Cálculo de la producción de vapor:

Actualmente se encuentra en funcionamiento solo 1 caldera pirotubular de las 3 que eran inicialmente.

Tabla 9
Equipos generadores de vapor en operación

EQUIPO	MARCA	POTENCIA NOMINAL	PRODUCCION DE VAPOR(LBS/H)	PRODUCCION DE VAPOR(Kg/H)
Caldera N°1	Cimelco	80 BHP	2504	1252

La cantidad de horas que están operando las calderas son de 24 horas en un mes de 30 días, se generan tablas de generación de vapor por hora, día, mes.

Tabla 10
Producción de vapor por hora, día y mes

EQUIPO	PRODUCCION DE VAPOR POR HORA	PRODUCCION DE VAPOR POR DIA	PRODUCCION DE VAPOR POR MES
Caldera N°1	1252 Kg/H	30048 Kg/día	901440 Kg/Mes
Caldera N°1	2504 LBS/H	60096 LBS/día	1802880 LBS/Mes

4.2. Cálculo del consumo de vapor de los equipos de las diferentes áreas de la red de distribución.

Las áreas que consumen vapor son: Área de cocina, Área de Lavandería, Central de Esterilización.

- Área de Cocina cuenta con 3 marmitas a vapor de 100 L.
- Área de Lavandería cuenta con 3 Lavadoras extractoras de ropa 50kg y 2 Secadoras de ropa a vapor 50 Kg y 2 Prensa Plancha de uso general a vapor, 1 Calandria a vapor.
- Central de Esterilización cuenta 2 Esterilizadores a vapor de 100-150 LTS para Laboratorio, Esterilizadores a vapor, 2 Puertas a 450-500 LTS.
- 1 Esterilizador de residuos sólidos con vapor(AUTOCLAVE).

Tabla 11
Consumo de vapor por equipo

EQUIPOS(CANTIDAD)	UBICACIÓN	PRESION DE TRABAJO (psig)	CONSUMO TOTAL DE VAPOR (Kg/h)
Secadora de Ropa a Vapor 50 Kg (2)	Lavandería	98.6257	165
Calandria a vapor (1)	Lavandería	98.62	80
Lavadora Extractora de ropa 50 Kg (3)	Lavandería	98.62	49
Prensa Plancha de uso general a vapor (2)	Lavandería	98.62	25
Esterilizador de Residuos Sólidos (1)	Autoclave	6.52	25
Esterilizador para Laboratorio a 100-150L (2)	Esterilización 5 piso	49.31	20.41
Esterilizador 2 puertas a 450-500L (2)	Esterilización	49.31	40
Marmitas a vapor 100L (3)	Cocina General	9.86	56.7

Fuente: Elaboración propia

4.3. Diseño de la red de distribución de vapor.

4.3.1. Tramo Caldera 1- Manifold:

Tabla 12

Condiciones del tramo Caldera 1- Manifold

EQUIPO	m_v	$P_{trabajo}$	V_v
CALDERA 1	1252 Kg/h	100 psi	40 m/s

Propiedades del vapor a 100 psi:

- T(C°) del vapor saturado = 169.936 °C
- Calor latente del vapor = 2048.9 kJ/kg
- Entalpía específica del vapor saturado = 2767.83 kJ/kg
- Volumen específico del vapor saturado = 0.242973 m³/kg

Se aplica un factor de seguridad al flujo másico de vapor:

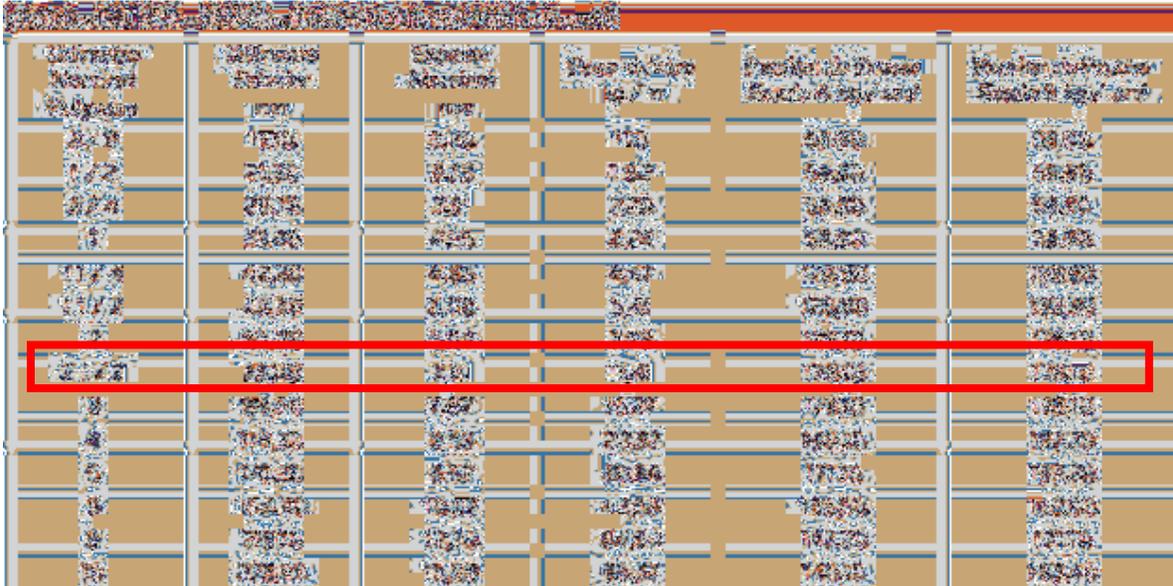
$$m_v = 1252 \frac{Kg}{h} * 115\% = 1439.8 \frac{Kg}{h}$$

Se aplica la fórmula para calcular el diámetro:

$$D = \sqrt{\left(\frac{1439.8 * 0.242973 * 4}{3600 * 40 * \pi}\right)} m = 0.0556165 m$$

$$D = 55.61 mm * \frac{1 pulgada}{25.4 mm} = 2.189 pulgadas = 2.2 pulgadas$$

Tabla 7



Fuente: www.sack.cl

Al realizar el cálculo del diámetro nominal resulta en un valor de 2,2 pulgadas luego seleccionamos un diámetro nominal de 2 ½ pulgadas para tuberías con sus respectivos accesorios.

$$V_v = \left(\frac{1439.8 * 0.242973 * 4}{\pi * 0.0635^2 * 3600} \right) \frac{m}{s} = 30.684591 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 40 \frac{m}{s} > 30.6845 \frac{m}{s}$$

La velocidad del vapor para la tubería de 2 1/2" es 30.68 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

Sustituir en la ecuación 3.6 los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 100 psi
- D_o : 7.3 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165

$$e_{min} = \left(\frac{100 * 7.3}{2 * [(35000 * 0.92) + (100 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.1763 cm \cong 1.76 mm$$

$$e_{selec} = 7.01 mm > e_{min} = 1.76 mm$$

El espesor seleccionado de 7.01 mm cumple con el mínimo requerido de 1.76mm.

Aplicando la ecuación de la presión máxima admisible y luego compararla con la presión de trabajo:

- S : 35000
- e_{sel} : 0.701 cm
- C : 0.165 cm
- D_o : 7.3 cm
- Y : 0.4

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.701 - 0.165)}{7.3 - [2 * 0.4 * (0.701 - 0.165)]} \right) PSI = 5460.47 PSI$$

$$P_{adm} = 5460.47 PSI > P_{trabajo} = 100 PSI$$

Sustituimos en la ecuación 3.7.1 los siguientes valores:

- L: 3.08m
- $\Delta t: (T_{v(100psi)} - T_{amb})^{\circ}C$
- $\alpha: 15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (3.08 * (169.93 - 23) * 15.1 * 10^{-3}) mm = 6.833 mm$$

Al realizar el cálculo resulta un tramo pequeño que no requiere de junta de expansión.

4.3.2. Tramo Manifold – Estación Reductora de Presión Cocina:

Tabla 13

Condiciones del tramo Manifold - E.R.P(Cocina)

EQUIPO	m_v	$P_{trabajo}$	V_v
Marmitas 1,2 y 3	170.1 Kg/h	100 psi	40 m/s

Propiedades del vapor a 100 psi:

- T(C°) del vapor saturado = 169.936 °C
- Calor latente del vapor = 2048.9 kJ/kg
- Entalpía específica del vapor saturado = 2767.83 kJ/kg

- Volumen específico del vapor saturado = $0.242973 \text{ m}^3/\text{kg}$

Se aplica un factor de seguridad al flujo másico de vapor:

$$m_v = 170.1 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 115\% = 195.5 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Se aplica la fórmula para calcular el diámetro:

$$D = \sqrt{\left(\frac{195.5 * 0.242973 * 4}{3600 * 40 * \pi}\right)} m = 0.0204939 \text{ m}$$

$$D = 20.49 \text{ mm} * \frac{1 \text{ pulgada}}{25.4 \text{ mm}} = 0.8066929 \text{ pulgadas} = 1 \text{ pulgada}$$

Tabla 7

Fuente: www.sack.cl

Al realizar el cálculo del diámetro nominal resulta en un valor de 0.8066 pulgadas luego seleccionamos un diámetro nominal de 1" pulgadas para tuberías con sus respectivos accesorios.

$$V_v = \left(\frac{195.5 * 0.242973 * 4}{\pi * 0.0254^2 * 3600} \right) \frac{m}{s} = 26.04 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 40 \frac{m}{s} > 26.04 \frac{m}{s}$$

La velocidad del vapor para la tubería de 1" es 26.04 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

Sustituir en la ecuación 3.6 los siguientes valores:

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 100 psi
- D_o : 3.34 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{100 * 3.34}{2 * [(35000 * 0.92) + (100 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.170179 cm$$

$$\cong 1.70 mm$$

$$e_{selec} = 4.55 mm > e_{min} = 1.70 mm$$

Aplicando la ecuación 3.7 con los siguientes valores:

Donde:

- S: 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.455 cm.
- C: 0.165 cm.
- D_o : 3.34 cm.
- Y: 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.455 - 0.165)}{3.34 - [2 * 0.4 * (0.455 - 0.165)]} \right) PSI = 6531.53 PSI$$

$$P_{adm} = 6531.531 PSI > P_{trabajo} = 100 PSI$$

Aplicando la ecuación 3.7.1 con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha) mm$$

Donde:

- L: L m.
- Δt : $(T_{v(9.86psi)} - T_{amb})^{\circ}C$.
- α : $15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (L * (115.024 - 23) * 15.1 * 10^{-3}) mm$$

Tabla 14
Manifold - E.R.P(Cocina)

TRAMOS	LONG.PRINC	DILAT.	JUNTA DE EXP.
1	1.172	1.62856713	NO
2	13.669	18.9939284	NO
3	22.121	30.7385099	SI
4	3.992	5.5471331	NO
5	14.55	20.2181329	NO

La mayoría de los tramos al realizar el cálculo resulta que el tramo de dilatación es corto, sólo 1 tramos resultan que si necesitan juntas de dilatación.

4.3.3. Tramo Estación Reductora de Presión (Cocina) - Marmitas 1,2 y 3:

Tabla 15
Condiciones del tramo E.R.P(Cocina) - Marmitas 1,2 y 3

EQUIPO	m_v	$P_{trabajo}$	V_v
Marmitas 1,2 y 3	170.1 Kg/h	9.86 psi	40 m/s

Propiedades del vapor a 9.86 psi:

- $T(^{\circ}C)$ del vapor saturado = 115.024 $^{\circ}C$
- Calor latente del vapor = 2215.97 kJ/kg
- Entalpía específica del vapor saturado = 2698.62 kJ/kg
- Volumen específico del vapor saturado = 1.03518 m³/kg

Se aplica un factor de seguridad al flujo másico de vapor:

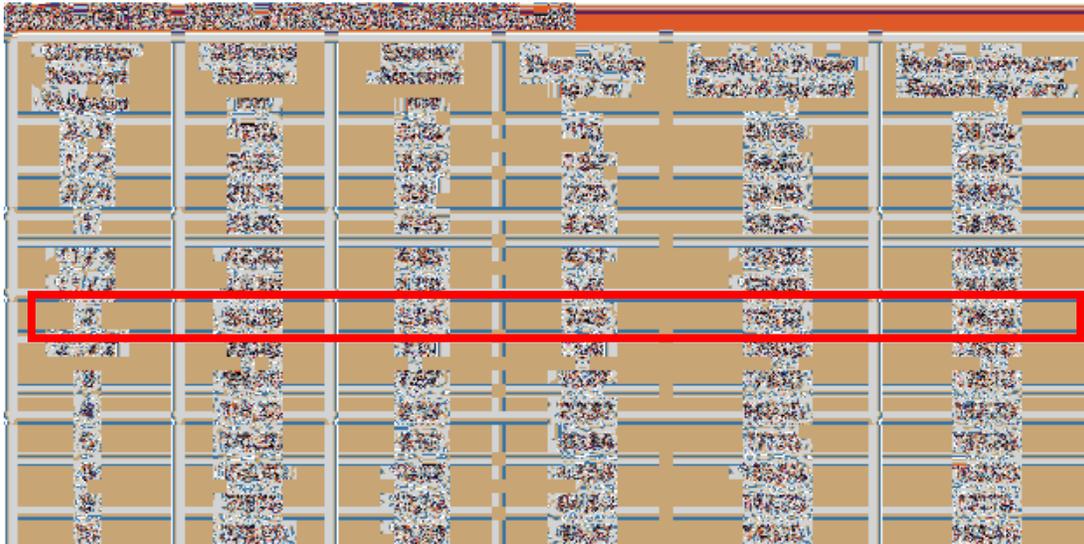
$$m_v = 170.1 \frac{Kg}{h} * 115\% = 195.5 \frac{Kg}{h}$$

Se aplica la fórmula para calcular el diámetro:

$$D = \sqrt{\left(\frac{195.5 * 1.03518 * 4}{3600 * 40 * \pi}\right)} m = 0.0429014 m$$

$$D = 42.90mm * \frac{1 pulgada}{25.4mm} = 1.6653 pulgadas = 2 pulgadas$$

Tabla 7



Fuente: www.sack.cl

Al realizar el cálculo del diámetro nominal resulta en un valor de 1.6653 pulgadas luego seleccionamos un diámetro nominal de 2 pulgadas para tuberías con sus respectivos accesorios.

$$V_v = \left(\frac{195.5 * 1.03518 * 4}{\pi * 0.0508^2 * 3600}\right) \frac{m}{s} = 27.7359 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 40 \frac{m}{s} > 27.73 \frac{m}{s}$$

La velocidad del vapor para la tubería de 2" es 27.73 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

Sustituir en la ecuación 3.6 los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 9.86 psi
- D_o : 6.03 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{9.86 * 6.03}{2 * [(35000 * 0.92) + (9.86 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.165923 cm \cong 1.65 mm$$

$$e_{selec} = 5.54 mm > e_{min} = 1.65 mm$$

Aplicando la ecuación 3.7 con los siguientes valores:

Donde:

- S : 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.554 cm.

- C: 0.165 cm.
- D_o : 6.03 cm.
- Y: 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2*35000*(0.554-0.165)}{6.03-[2*0.4*(0.554-0.165)]} \right) PSI = 4761.4884 PSI$$

$$P_{adm} = 4761.48 PSI > P_{trabajo} = 9.86 PSI$$

Aplicando la ecuación 3.7.1 con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha)mm$$

Donde:

- L: L m.
- $\Delta t : (T_{v(9.86psi)} - T_{amb})^{\circ}C$.
- $\alpha : 15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (L * (115.024 - 23) * 15.1 * 10^{-3})mm$$

Tabla 16

Tramo E.R.P (Cocina) - Marmitas 1,2 y 3

TRAMOS	LONG.PRINC	DILAT.	JUNTA DE EXP.
1	2.19	3.04314166	NO
2	2.07	2.87639417	NO
3	1.763	2.44979851	NO
4	1.048	1.4562614	NO
5	4.505	6.25997861	NO

Fuente: Elaboración Propia.

La mayoría de los tramos al realizar el cálculo de dilatación en tramo de tubería resulta que no necesitan junta de expansión.

4.3.4. Tramo Manifold – Estación Reductora de Presión (Lavandería):

Tabla 17

Condiciones del Manifold - E.R.P(Lavandería)

EQUIPO	m_v	$P_{trabajo}$	V_v
Secadoras de ropa (2)	330 Kg/h	100 psi	40 m/s
Lavadoras (3)	147 Kg/h	100 psi	40 m/s
Calandria (1)	80 Kg/h	100 psi	40 m/s
Prensa Plancha (2)	50 Kg/H	100 psi	40 m/s
Autoclave (1)	25 Kg/h	100 psi	40 m/s
Esterilizador 100-150L	20.41 Kg/h	100 psi	40 m/s

Fuente: Elaboración Propia.

Propiedades del vapor a 100 psi:

- T(C°) del vapor saturado = 169.936 °C
- Calor latente del vapor = 2048.9 kJ/kg
- Entalpía específica del vapor saturado = 2767.83 kJ/kg
- Volumen específico del vapor saturado = 0.242973 m³/kg

Se aplica un factor de seguridad al flujo másico de vapor:

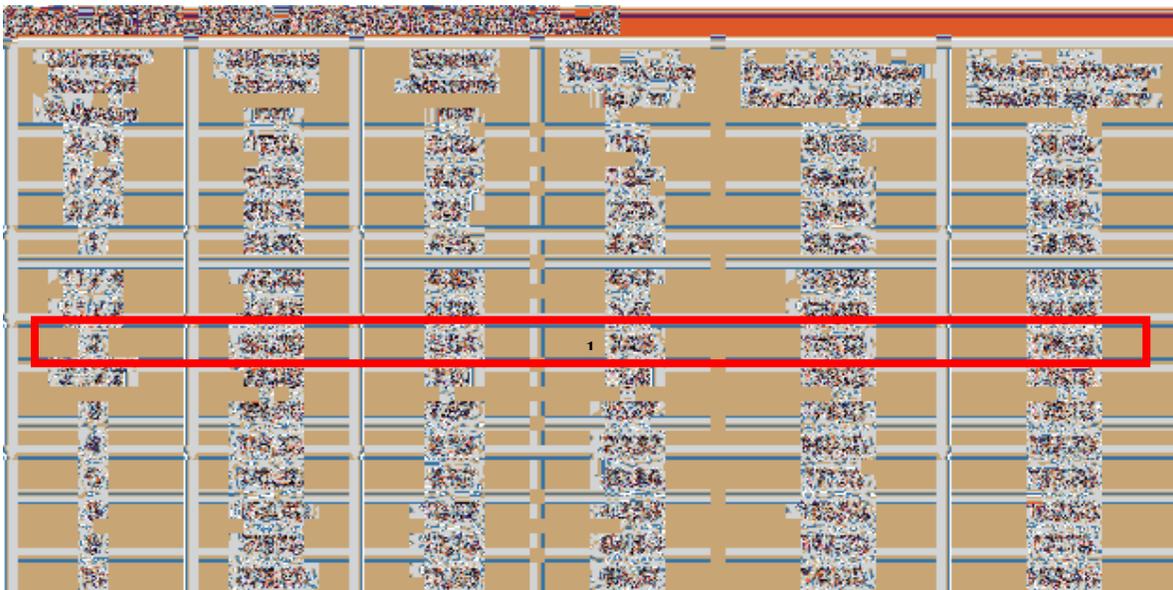
$$m_v = 602.41 \frac{Kg}{h} * 115\% = 692.77 \frac{Kg}{h}$$

Se aplica la fórmula para calcular el diámetro:

$$D = \sqrt{\left(\frac{692.77 * 0.242973 * 4}{3600 * 40 * \pi}\right)} m = 0.03857 m$$

$$D = 38.57 mm * \frac{1 \text{ pulgada}}{25.4 mm} = 1.5185 \text{ pulgadas} = 2 \text{ pulgadas}$$

Tabla 7



Fuente: www.sack.cl

Al realizar el cálculo del diámetro nominal resulta en un valor de 1.58 pulgadas luego seleccionamos un diámetro nominal de 2 pulgadas para tuberías con sus respectivos accesorios.

$$V_v = \left(\frac{692.77 * 0.242973 * 4}{\pi * 0.0508^2 * 3600}\right) \frac{m}{s} = 23.06 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 40 \frac{m}{s} > 23.06 \frac{m}{s}$$

La velocidad del vapor para la tubería de 2" es 23.06 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

Sustituir en la ecuación 3.6 los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 100 psi
- D_o : 6.03 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{100 * 6.03}{2 * [(35000 * 0.92) + (100 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.174351 cm$$

$$\cong 1.74 mm$$

$$e_{selec} = 5.54 mm > e_{min} = 1.74 mm$$

Aplicando la ecuación 3.7 con los respectivos valores:

Donde:

- S: 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.554 cm.
- C: 0.165 cm.
- D_o : 6.03 cm.
- Y: 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.554 - 0.165)}{6.03 - [2 * 0.4 * (0.554 - 0.165)]} \right) PSI = 4761.488 PSI$$

$$P_{adm} = 4761.488 PSI > P_{trabajo} = 100 PSI$$

Aplicando la ecuación 3.7.1 con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha) mm$$

Donde:

- L: L m.
- Δt : $(T_{v(100psi)} - T_{amb})^{\circ}C$.
- α : $15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (L * (169.936 - 23) * 15.1 * 10^{-3}) mm$$

Tabla 18
Tramo Manifold - E.R.P (Lavandería)

TRAMOS	LONG.PRINC	DILAT.	JUNTA DE EXP.
1	1.049	2.327451546	NO
2	10.121	22.45580277	NO
3	21.772	48.30626794	SI
4	3.011	6.68060687	NO
5	31.508	69.90785827	SI
6	4.11	9.118995096	NO
7	9.341	20.72519056	NO
8	5.165	11.45975904	NO

Fuente: Elaboración Propia.

La mayoría de los tramos al realizar el cálculo resulta que el tramo de dilatación es corto, sólo 2 tramos resultan que si necesitan juntas de dilatación.

4.3.5. Tramo Estación Reductora de Presión (Lavandería) – Secadoras 1,2:

Tabla 19
Condiciones de E.R.P(Lavandería) - Secadora 1,2.

EQUIPO	m_v	$P_{trabajo}$	V_v
Secadoras de ropa 1,2	330 Kg /h	98.62 psi	40 m/s

Fuente: Elaboración Propia.

Propiedades del vapor a 98.62 psi:

- T(C°) del vapor saturado = 169.438 °C
- Calor latente del vapor = 2050.59 kJ/kg

- Entalpía específica del vapor saturado = 2767.33 kJ/kg
- Volumen específico del vapor saturado = 0.245769 m³/kg

Se aplica un factor de seguridad al flujo másico de vapor:

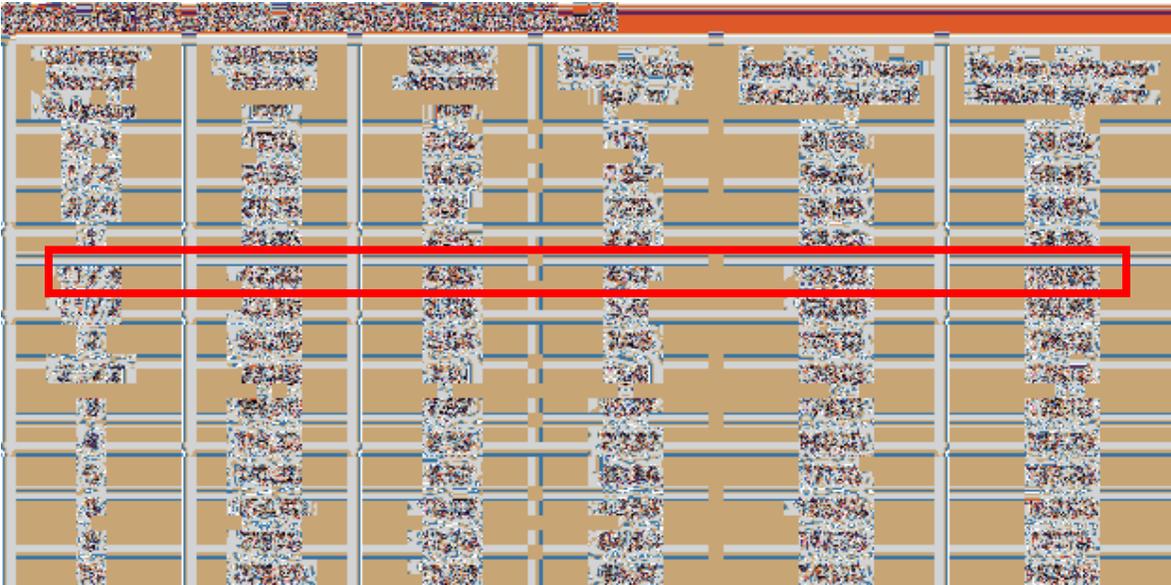
$$m_v = 330 \frac{Kg}{h} * 115\% = 379.5 \frac{Kg}{h}$$

Se aplica la fórmula para calcular el diámetro:

$$D = \sqrt{\left(\frac{379.5 * 0.245769 * 4}{3600 * 40 * \pi}\right)} m = 0.0287172 m$$

$$D = 28.71mm * \frac{1 pulgada}{25.4mm} = 1.1303 pulgadas = 1 1/4 pulgadas$$

Tabla 7



Al realizar el cálculo del diámetro nominal resulta en un valor de 1.1303 pulgadas luego seleccionamos un diámetro nominal de 1 1/4 pulgadas para tuberías con sus respectivos accesorios.

$$V_v = \left(\frac{379.5 * 0.245769 * 4}{\pi * 0.0317^2 * 3600} \right) \frac{m}{s} = 5.7294 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 40 \frac{m}{s} > 5.729 \frac{m}{s}$$

La velocidad del vapor para la tubería de 2 1/2" es 4 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

Sustituir en la ecuación 3.6 los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 98.62 psi
- D_o : 4.22 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{98.62 * 4.22}{2 * [(35000 * 0.92) + (98.62 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.1714544 cm$$

$$\cong 1.71 mm$$

$$e_{selec} = 4.85 \text{ mm} > e_{min} = 1.71 \text{ mm}$$

Aplicando la ecuación 3.7 con los respectivos valores:

Donde:

- S: 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.171 cm.
- C: 0.165 cm.
- D_o : 4.22 cm.
- Y: 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.171 - 0.165)}{4.22 - [2 * 0.4 * (0.171 - 0.165)]} \right) PSI = 99.639 PSI$$

$$P_{adm} = 99.639 PSI > P_{trabajo} = 98.62 PSI$$

Aplicando la ecuación 3.7.1 con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha)mm$$

Donde:

- L: L m.
- Δt : $(T_{v(98.62psi)} - T_{amb})^{\circ}C$.
- α : $15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (L * (169.438 - 23) * 15.1 * 10^{-3})mm$$

Tabla 20

Tramo E.R.P(Lavandería) - Secadoras 1,2.

TRAMOS	LONG.PRINC	DILAT.	JUNTA DE EXP.
1	2.444	5.40420653	NO
2	15.235	33.6878422	SI
3	2.219	4.90668342	NO
4	2.219	4.90668342	NO

Fuente: Elaboración Propia.

La mayoría de los tramos al realizar el cálculo resulta que el tramo de dilatación es corto a excepción del tramo que conecta las secadoras, calandria y prensas plancha que si necesita junta de expansión.

4.3.1. Tramo Estación de Reducción de Presión (Lavandería) – Lavadoras 1,2 y 3:

Tabla 21

Condiciones de E.R.P(Lavandería) - Lavadoras 1,2 y 3.

EQUIPO	m_v	$P_{trabajo}$	V_v
Lavadoras de ropa	147 Kg /h	98.62 psi	40 m/s

Fuente: Elaboración Propia.

Propiedades del vapor a 98.62 psi:

- T(C°) del vapor saturado = 169.438 °C
- Calor latente del vapor = 2050.59 kJ/kg
- Entalpía específica del vapor saturado = 2767.33 kJ/kg

- Volumen específico del vapor saturado = $0.245769 \text{ m}^3/\text{kg}$

Se aplica un factor de seguridad al flujo másico de vapor:

$$m_v = 147 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 115\% = 169.05 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Se aplica la fórmula para calcular el diámetro:

$$D = \sqrt{\left(\frac{169.05 * 0.245769 * 4}{3600 * 40 * \pi}\right)} m = 0.019166 \text{ m}$$

$$D = 19.16 \text{ mm} * \frac{1 \text{ pulgada}}{25.4 \text{ mm}} = 0.75433 \text{ pulgadas} = 1 \text{ pulgadas}$$

Tabla 7

The image shows a technical drawing of a pipe with a grid overlay. A red rectangular box highlights a specific section of the pipe, likely indicating the diameter calculation point.

Fuente: Elaboración Propia.

Al realizar el cálculo del diámetro nominal resulta en un valor de 0.75433 pulgadas luego seleccionamos un diámetro nominal de 1" pulgadas para tuberías con sus respectivos accesorios.

$$V_v = \left(\frac{169.05 * 0.245769 * 4}{\pi * 0.0254^2 * 3600} \right) \frac{m}{s} = 22.7762 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 40 \frac{m}{s} > 22.77 \frac{m}{s}$$

La velocidad del vapor para la tubería de 1" es 22.77 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

Sustituir en la ecuación 3.6 los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 98.62 psi
- D_o : 3.34 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{98.62 * 3.34}{2 * [(35000 * 0.92) + (98.62 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.17010 cm$$

$$e_{selec} = 4.55 mm > e_{min} = 1.70 mm$$

Aplicando la ecuación 3.7 con los respectivos valores

Donde:

- S : 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.455 cm.

- C: 0.165 cm.
- D_o : 3.34 cm.
- Y: 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.455 - 0.165)}{3.34 - [2 * 0.4 * (0.455 - 0.165)]} \right) PSI = 6531.5315 PSI$$

$$P_{adm} = 6531.5315 PSI > P_{trabajo} = 98.62 PSI$$

Aplicando la ecuación 3.7.1 con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha) mm$$

Donde:

- L: L m.
- $\Delta t : (T_{v(98.62psi)} - T_{amb})^{\circ}C$.
- $\alpha : 15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (L * (169.438 - 23) * 15.1 * 10^{-3}) mm$$

Tabla 22

Tramo E.R.P(Lavandería) - Lavadoras 1,2 y 3.

TRAMOS	LONG.PRINC	DILAT.	JUNTA DE EXP.
1	6.699	14.81292125	NO
2	1.044	2.308507207	NO
3	1.044	2.308507207	NO
4	1.044	2.308507207	NO

Fuente: Elaboración Propia.

Al realizar el cálculo resulta que los tramos que conectan a las lavadoras no necesitan juntas de expansión dado que su dilatación es pequeña.

4.3.2. Tramo Secadoras - Calandria:

Tabla 23

Condiciones del tramo secadoras - Calandria

EQUIPO	m_v	$P_{trabajo}$	V_v
Calandria	80 Kg/h	98.62 psi	40 m/s

Propiedades del vapor a 98.62 psi:

- T(C°) del vapor saturado = 169.438 °C
- Calor latente del vapor = 2050.59 kJ/kg
- Entalpía específica del vapor saturado = 2767.33 kJ/kg
- Volumen específico del vapor saturado = 0.245769 m³/kg

Se aplica un factor de seguridad al flujo másico de vapor:

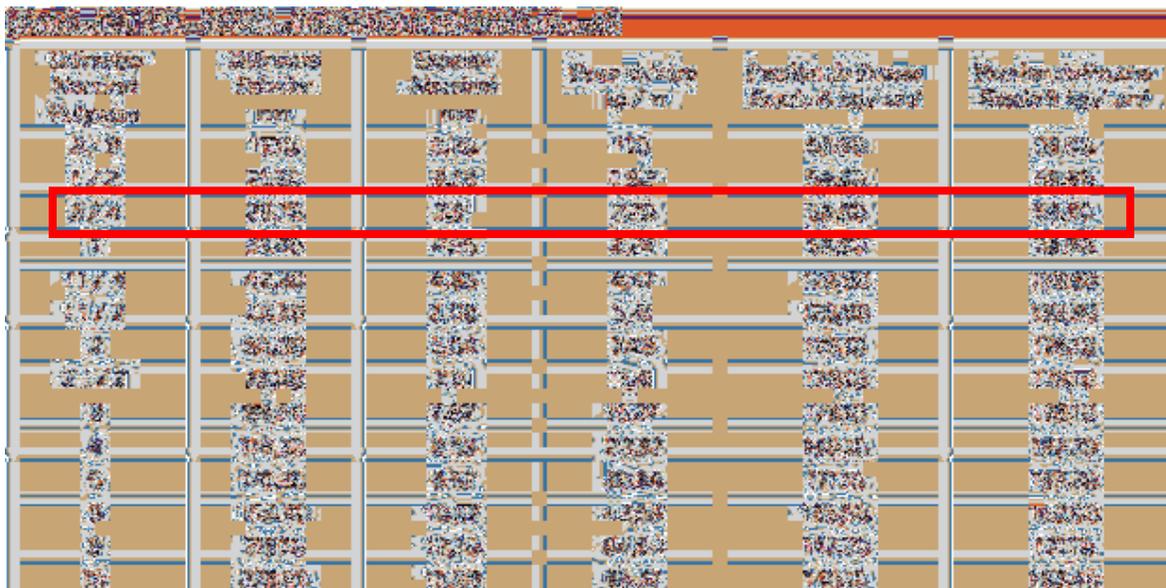
$$m_v = 80 \frac{Kg}{h} * 115\% = 92 \frac{Kg}{h}$$

Se aplica la fórmula para calcular el diámetro:

$$D = \sqrt{\left(\frac{92 * 0.245769 * 4}{3600 * 40 * \pi}\right)} m = 0.014139 m$$

$$D = 14.13mm * \frac{1 pulgada}{25.4mm} = 0.5562 pulgadas = 3/4 pulgadas$$

Tabla 7



Al realizar el cálculo del diámetro nominal resulta en un valor de 0.5562 pulgadas luego seleccionamos un diámetro nominal de 3/4 pulgadas para tuberías con sus respectivos accesorios.

$$V_v = \left(\frac{92 * 0.245769 * 4}{\pi * 0.019^2 * 3600} \right) \frac{m}{s} = 22.152 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 40 \frac{m}{s} > 22.15 \frac{m}{s}$$

La velocidad del vapor para la tubería de 3/4" es 22.15 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

Sustituir en la ecuación 3.6 los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 98.62 psi
- D_o : 2.67 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{98.62 * 2.67}{2 * [(35000 * 0.92) + (98.62 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.1690837 PSI$$

Aplicando la ecuación 3.7 con los respectivos valores:

Donde:

- S : 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.391 cm.
- C : 0.165 cm.
- D_o : 2.67 cm.
- Y : 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.391 - 0.165)}{2.67 - [2 * 0.4 * (0.391 - 0.165)]} \right) PSI = 6355.45556 PSI$$

Aplicando la ecuación 3.7.1 con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha)mm$$

Donde:

- L: L m.
- $\Delta t : (T_{v(98.62psi)} - T_{amb})^{\circ}C.$
- $\alpha : 15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (L * (169.438 - 23) * 15.1 * 10^{-3})mm$$

Tabla 24

Tramo secadoras – Calandria

TRAMOS	LONG.PRINC	DILAT.	JUNTA DE EXP.
1	15.235	33.68784224	SI
2	2.219	4.906683422	NO

Fuente: Elaboración Propia.

Al realizar el cálculo resulta que el tramo de dilatación es corto, solo el tramo que conecta las secadoras, calandria y prensa planchas necesita una junta de expansión

4.3.3. Tramo Calandria - Prensa Plancha 1 y 2:

Tabla 25

Condiciones de tramo Calandria Prensa plancha 1 y 2.

EQUIPO	m_v	$P_{trabajo}$	V_v
Lavadora de ropa 1	25 Kg/h	98.62 psi	40 m/s
Lavadora de ropa 2	25 Kg/h	98.62 psi	40 m/s

Fuente: Elaboración Propia.

Propiedades del vapor a 98.62 psi:

- T(C°) del vapor saturado = 169.438 °C
- Calor latente del vapor = 2050.59 kJ/kg
- Entalpía específica del vapor saturado = 2767.33 kJ/kg
- Volumen específico del vapor saturado = 0.245769 m³/kg

Se aplica un factor de seguridad al flujo másico de vapor:

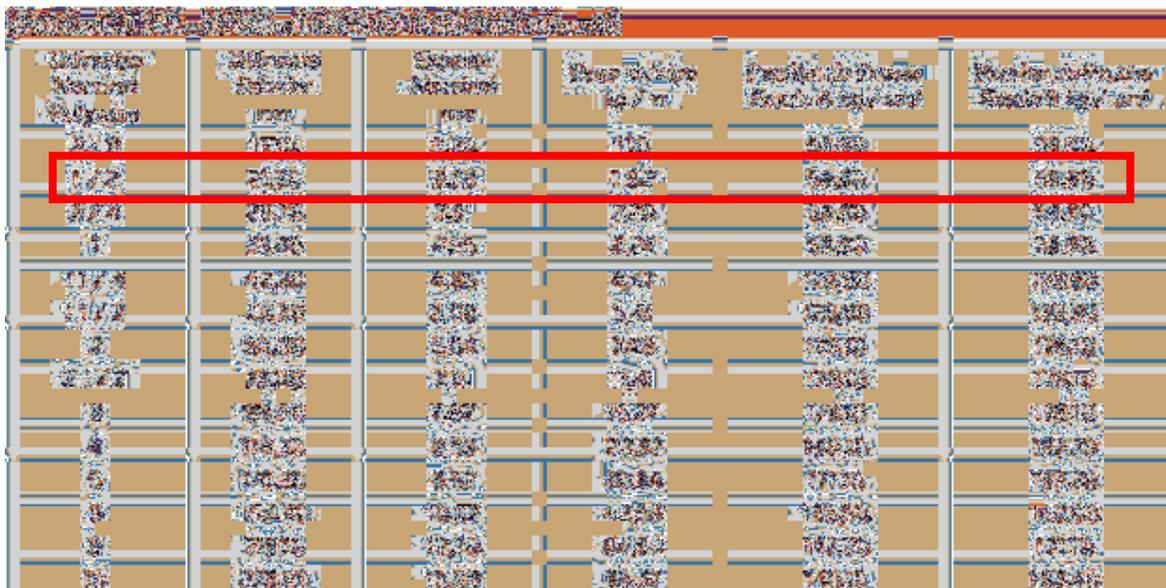
$$m_v = 50 \frac{Kg}{h} * 115\% = 57.5 \frac{Kg}{h}$$

Se aplica la fórmula para calcular el diámetro:

$$D = \sqrt{\left(\frac{57.5 * 0.245769 * 4}{3600 * 40 * \pi}\right)} m = 0.01117818484 m$$

$$D = 11.17mm * \frac{1 pulgada}{25.4mm} = 0.439763 pulgadas = 1/2 pulgadas$$

Tabla 7



Fuente: www.sack.cl

Al realizar el cálculo del diámetro nominal resulta en un valor de 0.4397 pulgadas luego seleccionamos un diámetro nominal de 1/2 pulgadas para tuberías con sus respectivos accesorios.

$$V_v = \left(\frac{57.5 * 0.245769 * 4}{\pi * 0.0127^2 * 3600} \right) \frac{m}{s} = 30.988 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 40 \frac{m}{s} > 30.98 \frac{m}{s}$$

La velocidad del vapor para la tubería de 1/2" es 30.98 y se encuentra en el rango de diseño planteado.

Sustituir en la ecuación 3.6 los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 98.62 psi
- D_o : 2.13 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°c)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{98.62 * 2.13}{2 * [(35000 * 0.92) + (98.62 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.1682578 PSI$$

Aplicando la ecuación 3.7 con los respectivos valores:

Donde:

- S : 35000 PSI.
- e_{set} : 0.373 cm.
- C : 0.165 cm.
- D_o : 2.13 cm.
- Y : 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.373 - 0.165)}{2.13 - [2 * 0.4 * (0.373 - 0.165)]} \right) PSI = 7414.9521 PSI$$

Aplicando la ecuación 3.7.1 con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha)mm$$

Donde:

- L: L m.
- $\Delta t : (T_{v(98.62psi)} - T_{amb})^{\circ}C$.
- $\alpha : 15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (L * (169.438 - 23) * 15.1 * 10^{-3})mm$$

Tabla 26

Tramo Calandria - Prensa Plancha 1 y 2.

TRAMOS	LONG.PRINC	DILAT.	JUNTA DE EXP.
1	15.235	33.68784224	SI
2	3.834	8.477793709	NO
3	0.902	1.994514848	NO

Fuente: Elaboración Propia.

Los 2 tramos cortos no requieren de juntas de expansión, solo el tramo que conecta las secadoras, calandria y prensa planchas necesita una junta de expansión.

4.3.4. Tramo Estación Reductora de Presión (Lavandería) - Autoclave:

Tabla 27

Condiciones de E.R.P(Lavandería) a autoclave.

EQUIPO	m_v	$P_{trabajo}$	V_v
Autoclave	25 Kg/h	6.5266 psi	40 m/s

Fuente: Elaboración Propia.

Propiedades del vapor a 6.5266 psi:

- $T(^{\circ}\text{C})$ del vapor saturado = 110.607 $^{\circ}\text{C}$
- Calor latente del vapor = 2228.05 kJ/kg
- Entalpía específica del vapor saturado = 2691.99 kJ/kg
- Volumen específico del vapor saturado = 1.18657 m^3/kg

Se aplica un factor de seguridad al flujo másico de vapor:

$$m_v = 25 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 115\% = 28.75 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Se aplica la fórmula para calcular el diámetro:

$$D = \sqrt{\left(\frac{28.75 * 1.18657 * 4}{3600 * 40 * \pi}\right)} m = 0.017367 \text{ m}$$

$$D = 17.36\text{mm} * \frac{1 \text{ pulgada}}{25.4\text{mm}} = 0.6834 \text{ pulgadas} = 3/4 \text{ pulgadas}$$

Tabla 7

The image shows a technical drawing of a piping system with a grid overlay. A red rectangle highlights a specific section of the piping, likely indicating the location of the pipe diameter calculation. The drawing includes various pipe fittings, valves, and a network of pipes. The grid is composed of vertical and horizontal lines, with the highlighted section spanning several grid units.

Fuente: www.sack.cl

Al realizar el cálculo del diámetro nominal resulta en un valor de 0.6834 pulgadas luego seleccionamos un diámetro nominal de 3/4 pulgadas para tuberías con sus respectivos accesorios.

$$V_v = \left(\frac{28.75 * 1.18657 * 4}{\pi * 0.019^2 * 3600} \right) \frac{m}{s} = 33.42 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 40 \frac{m}{s} > 33.42 \frac{m}{s}$$

La velocidad del vapor para la tubería de 3/4" es 33.42 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

Sustituir en la ecuación 3.6 los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 6.5266 psi
- D_o : 2.67 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{6.5266 * 2.67}{2 * [(35000 * 0.92) + (6.5266 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.165270 PSI$$

Aplicando la ecuación 3.7 con los respectivos valores:

Donde:

- S: 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.391 cm.
- C: 0.165 cm.
- D_o : 2.67 cm.
- Y: 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.391 - 0.165)}{2.67 - [2 * 0.4 * (0.391 - 0.165)]} \right) PSI = 6355.4555 PSI$$

Aplicando la ecuación 3.7.1 con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha)mm$$

Donde:

- L: L m.
- Δt : $(T_{v(6.5266psi)} - T_{amb})^{\circ}C$.
- α : $15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$.

$$Dil = (L * (110.607 - 23) * 15.1 * 10^{-3})mm$$

Tabla 28

Tramo E.R.P (Lavandería) - Autoclave.

TRAMOS	LONG.PRINC	DILAT.	JUNTA DE EXP.
1	15.665	20.72269119	NO
2	6.481	8.573492602	NO

Fuente: Elaboración Propia.

Al realizar el cálculo de dilatación en tramo de tubería resulta que ningún tramo necesita junta de expansión.

4.3.5. Tramo E.R.P - Esterilizador a vapor 1° Piso:

Tabla 29

Condiciones del tramo esterilizador a vapor 1° piso

EQUIPO	m_v	$P_{trabajo}$	V_v
Esterilizador a vapor	20.41 Kg/h	49.31 psi	40 m/s

Fuente: Elaboración Propia.

Propiedades del vapor a 49.31 psi:

- T(C°) del vapor saturado = 147.191 °C
- Calor latente del vapor = 2122.38 kJ/kg
- Entalpía específica del vapor saturado = 2742.51 kJ/kg
- Volumen específico del vapor saturado = 0.421559 m³/kg

Se aplica un factor de seguridad al flujo másico de vapor:

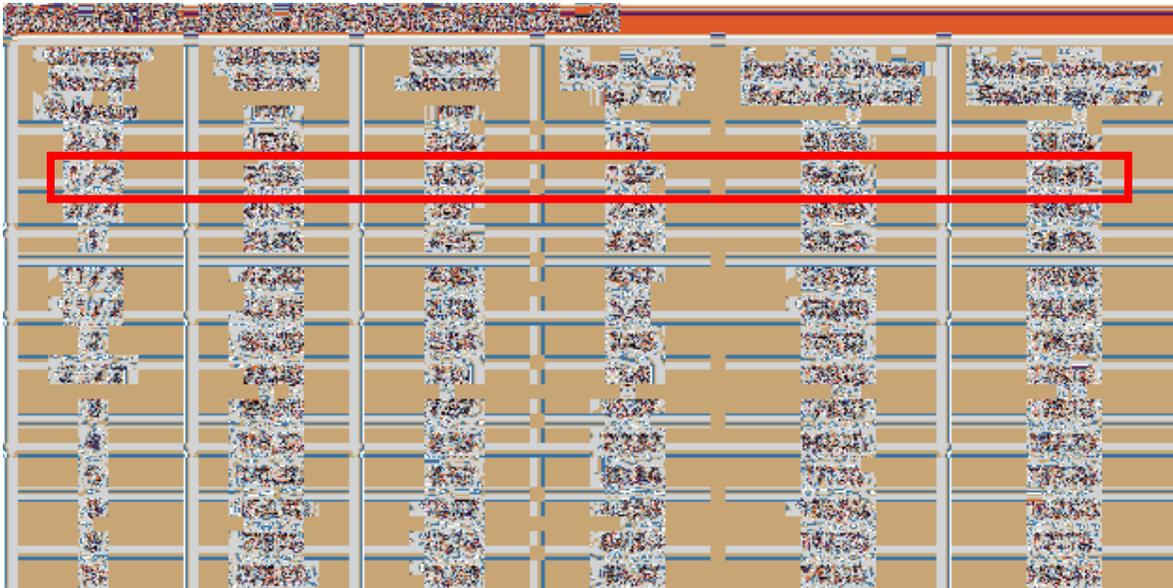
$$m_v = 20.41 \frac{Kg}{h} * 115\% = 23.47 \frac{Kg}{h}$$

Se aplica la fórmula para calcular el diámetro:

$$D = \sqrt{\left(\frac{23.47 * 0.421559 * 4}{3600 * 40 * \pi}\right)} m = 0.0093531 m$$

$$D = 9.35\text{mm} * \frac{1\text{ pulgada}}{25.4\text{mm}} = 0.37811\text{ pulgadas} = 1/2\text{ pulgadas}$$

Tabla 7



Fuente: www.sack.cl

Al realizar el cálculo del diámetro nominal resulta en un valor de 0.36811 pulgadas luego seleccionamos un diámetro nominal de 1/2 pulgadas para tuberías con sus respectivos accesorios.

$$V_v = \left(\frac{23.47 * 0.421559 * 4}{\pi * 0.0127^2 * 3600} \right) \frac{m}{s} = 21.69 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 40 \frac{m}{s} > 21.69 \frac{m}{s}$$

La velocidad del vapor para la tubería de 1/2" es 21.69 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

Sustituir en la ecuación 3.6 los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 49.31 psi
- D_o : 2.13 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°c)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{49.31 * 2.13}{2 * [(35000 * 0.92) + (49.31 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.166629 cm$$

$$e_{selec} = 3.73 mm > e_{min} = 1.66 mm$$

Aplicando la ecuación 3.7 con los respectivos valores:

Donde:

- S : 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.373 cm.
- C : 0.165 cm.
- D_o : 2.13 cm.
- Y : 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.373 - 0.165)}{2.13 - [2 * 0.4 * (0.373 - 0.165)]} \right) PSI = 7414.9521 PSI$$

$$P_{adm} = 7414.9521 \text{ PSI} > P_{trabajo} = 49.31 \text{ PSI}$$

Aplicando la ecuación 3.7.1 con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha)mm$$

Donde:

- L: L m.
- $\Delta t : (T_{v(49.31psi)} - T_{amb})^{\circ}C$.
- $\alpha : 15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (L * (147.191 - 23) * 15.1 * 10^{-3})mm$$

Tabla 30

Tramo E.R.P - Esterilizador a vapor 1° piso

TRAMOS	LONG.PRINC	DILAT.	JUNTA DE EXP.
1	1.722	3.22923922	NO
2	17.014	31.90608368	SI
3	4.747	8.901973623	NO
4	15.259	28.61496008	NO
5	6.003	11.25733045	NO
6	5.686	10.66286539	NO

Fuente: Elaboración Propia.

Al realizar el cálculo de dilatación en tramo de tubería solo 1 tramos se dilatan lo suficiente para necesitar una junta de expansión.

4.3.6. Tramo Manifold - Estación Reductora de Presión 2° Piso(Esterilizadores):

Tabla 31

Condiciones del tramo Manifold - E.R.P 2° Piso (Esterilizadores)

EQUIPO	m_v	$P_{trabajo}$	V_v
Esterilizadores 1, 2 y 3	100.41 Kg/h	100 psi	40 m/s

Fuente: Elaboración Propia.

Propiedades del vapor a 100 psi:

- T(C°) del vapor saturado = 169.936 °C
- Calor latente del vapor = 2048.9 kJ/kg
- Entalpía específica del vapor saturado = 2767.83 kJ/kg
- Volumen específico del vapor saturado = 0.242973 m³/kg

Se aplica un factor de seguridad al flujo másico de vapor:

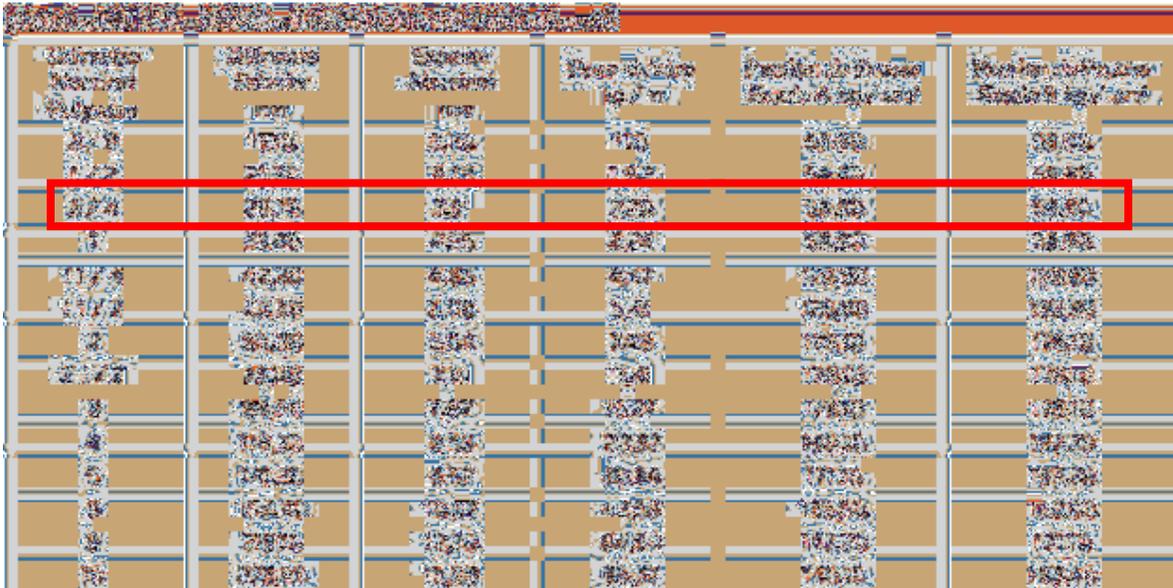
$$m_v = 100.41 \frac{Kg}{h} * 115\% = 115.47 \frac{Kg}{h}$$

Se aplica la fórmula para calcular el diámetro:

$$D = \sqrt{\left(\frac{115.47 * 0.242973 * 4}{3600 * 40 * \pi}\right)} m = 0.01575024 m$$

$$D = 15.75mm * \frac{1 pulgada}{25.4mm} = 0.620078 pulgadas = 3/4 pulgadas$$

Tabla 7



Fuente: www.sack.cl.

Al realizar el cálculo del diámetro nominal resulta en un valor de 0.620 pulgadas luego seleccionamos un diámetro nominal de 3/4 pulgadas para tuberías con sus respectivos accesorios.

$$V_v = \left(\frac{115.47 * 0.242973 * 4}{\pi * 0.01905^2 * 3600} \right) \frac{m}{s} = 27.34 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 40 \frac{m}{s} > 27.34 \frac{m}{s}$$

La velocidad del vapor para la tubería de 3/4" es 27.34 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

Sustituir en la ecuación 3.6 los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 100 psi
- D_o : 2.67 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{100 * 2.67}{2 * [(35000 * 0.92) + (100 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.1691408 cm$$

$$= 1.69 mm$$

$$e_{selec} = 3.91 mm > e_{min} = 1.69 mm$$

Aplicando la ecuación 3.7 con los respectivos valores:

Donde:

- S : 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.391 cm.
- C : 0.165 cm.
- D_o : 2.67 cm.
- Y : 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.391 - 0.165)}{2.67 - [2 * 0.4 * (0.391 - 0.165)]} \right) PSI = 6355.45556 PSI$$

$$P_{adm} = 6355.45 PSI > P_{trabajo} = 100 PSI$$

Aplicando la ecuación 3.7.1 con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha)mm$$

Donde:

- L: L m.
- $\Delta t : (T_{v(100psi)} - T_{amb})^{\circ}C$.
- $\alpha : 15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (L * (169.396 - 23) * 15.1 * 10^{-3})mm$$

Tabla 32

Tramo Manifold - E.R.P 2° Piso (Esterilizadores)

TRAMOS	LONG.PRINC	DILAT.	JUNTA DE EXP.
1	0.827	1.828149329	NO
2	10.575	23.37687927	NO
3	21.415	47.33956213	SI
4	3.953	8.738421159	NO
5	33.181	73.34924171	SI
6	17.552	38.80009314	SI
7	1	2.2105796	NO
8	1.827	4.038728929	NO
9	0.691	1.527510504	NO
10	1.118	2.471427993	NO
11	3.0	6.7223388	NO
12	0.7	1.568545	NO
13	5.932	13.292305	NO
14	24.22	54.271682	SI

Fuente: Elaboración Propia.

La mayoría de los tramos se dilatan un tramo pequeño, solo 3 tramos si dilatan lo suficiente como para necesitar junta de expansión.

4.3.7. Tramo Estación Reductora de Presión 2° Piso – Esterilizador 5° Piso:

Tabla 33

Condiciones del tramo E.R.P 2° Piso - Esterilizador 5° piso.

EQUIPO	m_v	$P_{trabajo}$	V_v
Esterilizadores 3	20.41 Kg/h	49.31 psi	40 m/s

Fuente: Elaboración Propia.

Propiedades del vapor a 49.31 psi:

- T(C°) del vapor saturado = 147.191 °C
- Calor latente del vapor = 2122.38 kJ/kg
- Entalpía específica del vapor saturado = 2742.51 kJ/kg
- Volumen específico del vapor saturado = 0.421559 m³/kg

Se aplica un factor de seguridad al flujo másico de vapor:

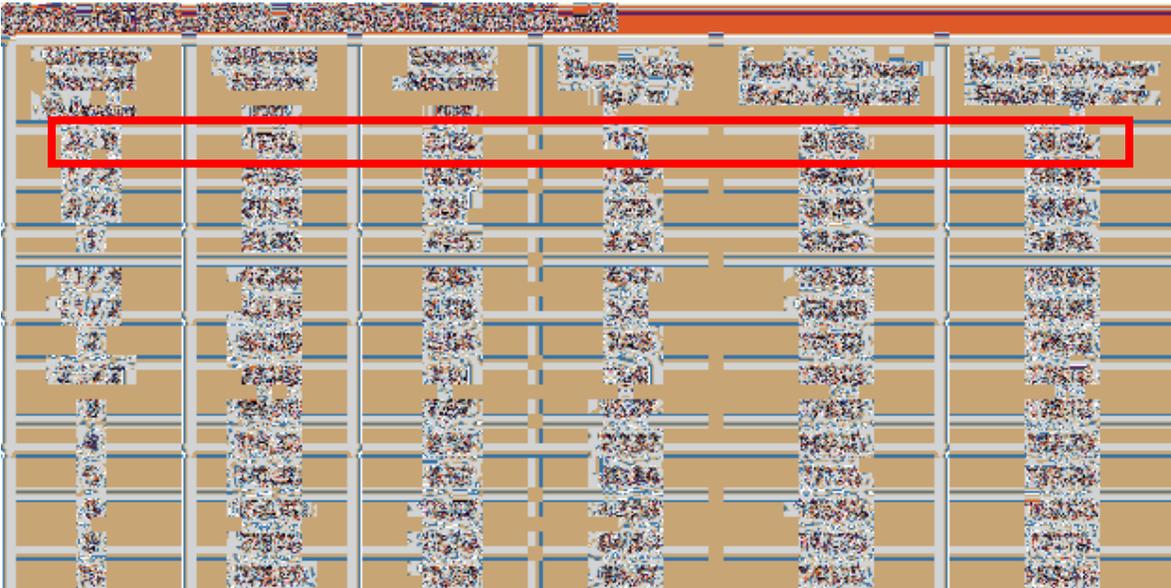
$$m_v = 20.41 \frac{Kg}{h} * 115\% = 23.4715 \frac{Kg}{h}$$

Se aplica la fórmula para calcular el diámetro:

$$D = \sqrt{\left(\frac{23.47 * 0.421559 * 4}{3600 * 40 * \pi}\right)} m = 0.00935318 m$$

$$D = 9.35mm * \frac{1 \text{ pulgada}}{25.4mm} = 0.3681102 \text{ pulgadas} = 3/8 \text{ pulgadas}$$

Tabla 7



Fuente: www.sack.cl

Al realizar el cálculo del diámetro nominal resulta en un valor de 0.368 pulgadas luego seleccionamos un diámetro nominal de 3/4" pulgadas para tuberías con sus respectivos accesorios.

$$V_v = \left(\frac{23.47 * 0.421559 * 4}{\pi * 0.01905^2 * 3600} \right) \frac{m}{s} = 9.6424 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 40 \frac{m}{s} > 9.64 \frac{m}{s}$$

La velocidad del vapor para la tubería de 3/4" es 9.64 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

Sustituir en la ecuación 3.6 los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 49.31 psi
- D_o : 1.71 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{49.31 * 1.71}{2 * [(35000 * 0.92) + (49.31 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.1663 cm = 1.66 mm$$

$$e_{selec} = 3.91 mm > e_{min} = 1.66 mm$$

Aplicando la ecuación 3.7 con los respectivos valores:

Donde:

- S : 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.320 cm.
- C : 0.165 cm.
- D_o : 1.71 cm.
- Y : 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.320 - 0.165)}{1.71 - [2 * 0.4 * (0.320 - 0.165)]} \right) PSI = 6841.10 PSI$$

$$P_{adm} = 6841.10 PSI > P_{trabajo} = 49.31 PSI$$

Aplicando la ecuación 3.7.1 con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha) mm$$

Donde:

- L: L m.
- $\Delta t : (T_{v(49.31psi)} - T_{amb})^{\circ}C.$
- $\alpha : 15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (L * (147.191 - 21) * 15.1 * 10^{-3})mm$$

Tabla 34

Tramo E.R.P 2° Piso- Esterilizador 5° piso

TRAMOS	LONG.PRINC	DILAT.	JUNTA DE EXP.
1	0.464	0.884144622	NO
2	5.482	10.44586384	NO
3	5.679	10.8212442	NO
4	0.47	0.895577527	NO
5	6	11.4329046	NO
6	1.599	3.046869076	NO
7	3.861	7.35707411	NO
8	32.57	62.06161714	SI
9	3.846	7.328491849	NO
10	1.976	3.765236582	NO
11	2.187	4.167293727	NO
12	1.275	2.429492228	NO
13	3	5.7164523	NO
14	2.5547	4.86794023	NO
15	0.931	1.774005697	NO
16	0.514	0.979418827	NO

Fuente: Elaboración Propia.

La mayoría de los tramos se dilatan un tramo pequeño, solo 1 tramos si dilatan lo suficiente como para necesitar junta de expansión.

Finalmente tendremos una tabla de los diámetros calculados e instalados con su respectiva caída de presión.

Tabla 35
Diámetros de tuberías

DIAMETROS DE LAS TUBERÍAS DE VAPOR:					
TRAMO	Fluj.de Vapor	D.Calculado	D.Instalado	Longitud	Caida de Presión
Caldera – Manifold	1252 Kg/h	2 1/2"	2 1/2"	3.08m	0.28489psi
Manifold - E.R.P(Cocina)	170.1 Kg/h	1"	1"	55.5m	10.3541psi
E.R.P(Cocina) - Marmitas 1,2 y 3	170.1 Kg/h	2"	2"	11.57m	0.253229psi
Manifold - E.R.P(Lavandería)	680 Kg/h	2"	1 1/2"	85.95m	6.2668psi
E.R.P(Lavandería) - Secadoras 1,2	330 Kg/h	1 1/4"	1 1/4"	22.17m	3.42356psi
E.R.P(Lavandería) - Lavadoras 1,2 y 3	147 Kg/h	1"	1"	9.83m	1.83156psi
Secadoras – Calandria	80 Kg/h	3/4"	3/4"	17.45m	2.819psi
Calandria - Prensa Plancha 1,2	57.5 Kg/h	1/2"	1/2"	19.97m	8.3216psi
E.R.P(Lavandería) - Autoclave	25 kg/h	3/4"	1/2"	22.14m	1.8187psi
E.R.P - Esterilizador a vapor 1° Piso	23.47 Kg/h	1/2"	1/2"	50.43m	6.3067psi
Manifold - E.R.P 2° Piso (Esterilizadores)	100.41 kg/h	3/4"	1"	125.99m	31.363psi
E.R.P 2° Piso - Esterilizador 5° Piso	20.41 Kg/h	3/8"	3/4"	72.40m	33.858psi

Fuente: Elaboración Propia.

El color amarillo señala que existe un sobre o subdimensionamiento en las líneas de vapor al no coincidir los diámetros, el color verde señala que coinciden las medidas de los diámetros instalados y los calculados, y el color rojo señala que existe una pérdida de presión que excede la presión máxima permitida por lo cual para disminuir las pérdidas se seleccionará un diámetro mayor inmediato.

Tabla 36

Diámetros de tuberías corregidos

DIAMETROS DE LAS TUBERÍAS DE VAPOR:					
TRAMO	Fluj.de Vapor	D.Calculado	D.Instalado	Longitud	Caida de Presión
Caldera – Manifold	1252 Kg/h	2 ½”	2 ½”	3.08m	0.2848psi
Manifold – E.R.P(Cocina)	170.1 Kg/h	1 ¼”	1”	55.5m	2.3269psi
E.R.P(Cocina) – Marmitas 1,2 y 3	170.1 Kg/h	2”	2”	11.57m	0.253229psi
Manifold -E.R.P(Lavandería)	680 Kg/h	2”	1 ½”	85.95m	6.2668psi
E.R.P(Lavandería) – Secadoras 1,2	330 Kg/h	1 ¼”	1 ¼”	22.17m	3.42356psi
E.R.P(Lavandería) – Lavadoras 1,2 y 3	147 Kg/h	1”	1”	9.83m	1.83156psi
Secadoras – Calandria	80Kg/h	¾”	¾”	17.45m	2.819psi
Calandria – Prensa Plancha 1,2	57.5 Kg/h	¾”	½”	19.97m	1.6986psi
E.R.P(Lavandería) – Autoclave	25 kg/h	¾”	½”	22.14m	1.8187psi
E.R.P – Esterilizador a vapor 1° Piso	23.47 Kg/h	¾”	½”	50.43m	4.7759psi
Manifold – E.R.P 2° Piso (Esterilizadores)	100.41 kg/h	1 ¼”	1”	125.99m	1.9152psi
E.R.P 2° Piso – Esterilizador 5° Piso	20.41 Kg/h	¾”	¾”	72.40m	1.8934psi

Fuente: Elaboración Propia.

En el tramo **Manifold - E.R.P (Cocina)** donde la caída de presión es de 10.3541psi se seleccionó un diámetro mayor que es 1 ¼” para reducir la caída de presión a 2.3269psi.

En el tramo **Manifold - E.R.P (Lavandería)** donde la caída de presión superaba la máxima permitida se seleccionó un diámetro mayor que es 2” para reducir la caída de presión a 6.26psi. Esta ligera pérdida de carga se puede admitir dado que tomar nuevamente un diámetro mayor conlleva a tener más gastos de inversión, mantenimiento y aumentar las pérdidas térmicas en operación.

En el tramo **Calandria - Prensa Plancha 1,2** donde la caída de presión es de 8.3216psi se seleccionó un diámetro mayor que es ¾” para reducir la caída de presión a 1.6986

En el caso del **Tramo Manifold – E.R.P 2° Piso (Esterilizadores)** inicialmente fue dimensionado según la velocidad del vapor, al final el diámetro calculado salía menor al instalado en el sistema, pero la caída de presión sobrepasaba la máxima presión permitida. Entonces como es un tramo de tubería largo se procedió a dimensionar por caída de presión mediante el software online TLV vapor reduciéndose finalmente la caída de presión a 1.9152 psi.

En el caso del **Tramo E.R.P – Esterilizador a vapor 1° Piso** inicialmente fue dimensionado según la velocidad del vapor, al final el diámetro calculado salió igual al instalado en el sistema, pero la caída de presión sobrepasaba la máxima presión permitida. Entonces como es un tramo de tubería largo se procedió a dimensionar por caída de presión mediante el software online TLV vapor reduciéndose finalmente la caída de presión a 1.3188 psi.

En el caso del **Tramo E.R.P 2° Piso – Esterilizador 5° Piso** inicialmente fue dimensionado según la velocidad del vapor, al final el diámetro calculado salió menor al instalado en el sistema y la caída de presión sobrepasaba la máxima presión permitida. Entonces como es un tramo de tubería largo se procedió a dimensionar por caída de presión mediante el software online TLV vapor reduciéndose finalmente la caída de presión a 1.8934 psi.

Calculadora: Dimensionamiento de Tubería para Vapor por Caída de Presión

 **Inscríbese en la Revista por e-mail!**

Introducir Datos Unidades

Grado de Tubería	<input type="text" value="ANSI Sch80"/>	
Presión de Vapor	<input type="text" value="100"/>	<input type="text" value="psig"/>
Rango de Flujo del Vapor	<input type="text" value="100.41"/>	<input type="text" value="kg/h"/>
Máxima Pérdida de Presión Permisible	<input type="text" value="5"/>	<input type="text" value="psi"/>
Longitud de la Tubería [?]	<input type="text" value="125.99"/>	<input type="text" value="m"/>

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

[Limpiar](#)

Resultados

Tamaño de Tubería	NPS1 1/4	
Diámetro Interno Tubería	<input type="text" value="32.4612"/>	<input type="text" value="mm"/>
Velocidad del Vapor	<input type="text" value="8.18869"/>	<input type="text" value="m/s"/>
Caída de Presión	<input type="text" value="1.91528"/>	<input type="text" value="psi"/>
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	<input type="text" value="125.99"/>	<input type="text" value="m"/>

Figura 26. Dimensionamiento del Tramo Manifold – E.R.P 2° Piso (Esterilizadores).
(Fuente: Calculadora TLV Vapor).

Calculadora: Dimensionamiento de Tubería para Vapor por Caída de Presión

 **Inscríbese en la Revista por e-mail!**

Introducir Datos Unidades **SI** ▼

Grado de Tubería	<input type="text" value="ANSI Sch80"/>	
Presión de Vapor	<input type="text" value="49.31"/>	<input type="text" value="psig"/>
Rango de Flujo del Vapor	<input type="text" value="23.47"/>	<input type="text" value="kg/h"/>
Máxima Pérdida de Presión Permisible	<input type="text" value="5"/>	<input type="text" value="psi"/>
Longitud de la Tubería [?]	<input type="text" value="50.43"/>	<input type="text" value="m"/>

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

[Limpiar](#)

Resultados

Tamaño de Tubería	NPS3/4	
Diámetro Interno Tubería	18.8468	<input type="text" value="mm"/>
Velocidad del Vapor	9.85154	<input type="text" value="m/s"/>
Caída de Presión	1.31885	<input type="text" value="psi"/>
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	50.43	<input type="text" value="m"/>

Figura 27. Dimensionamiento del Tramo E.R.P – Esterilizador a vapor 1° Piso.
(Fuente: Calculadora TLV vapor).

Calculadora: Dimensionamiento de Tubería para Vapor por Caída de Presión

TLV ToolBox - Para iOS y Android

Introducir Datos Unidades SI(bar) ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80	▼
Presión de Vapor	49.31	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	23.47	kg/h ▼
Máxima Pérdida de Presión Permisible	5	psi ▼
Longitud de la Tubería [?]	72.4	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Resultados

Tamaño de Tubería	NPS3/4	
Diámetro Interno Tubería	18.8468	mm ▼
Velocidad del Vapor	9.85154	m/s ▼
Caída de Presión	1.89341	psi ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	72.4	m ▼

Figura 28. Dimensionamiento del Tramo E.R.P 2° Piso – Esterilizador 5° Piso
(Fuente: Calculadora TLV vapor).

4.4. Cálculo del calor generado por unidad y generación de vapor que suplan la demanda actual.

4.4.1. Calor generado por unidad:

Asumimos que el proceso es a entalpía constante, utilizando la presión de trabajo de las calderas se obtendrá la entalpía del vapor.

La P de trabajo de la caldera es de 100 PSI sabiendo esto se puede buscar la entalpía del vapor en las tablas termodinámicas.

$$h_g = 2767.83 \frac{Kj}{Kg}$$

- Marmitas 1,2 y 3:

Teniendo la Presión de trabajo de las Marmitas de 9.86 PSI obtenemos la entalpia del agua a dicha presión y con el consume de vapor se puede calcular el calor generado por las marmitas.

$$h_f = 482.655 \frac{Kj}{Kg}$$

$$m_v = 56.7 \frac{Kg}{h}$$

$$Q_{marmita} = [56.7 * (2767.83 - 482.665)] \frac{Kj}{h}$$

$$Q_{marmita} = 129588.8555 \frac{Kj}{h} * 0.00027778 \frac{Kw}{\frac{Kj}{h}} = 35.991 Kw$$

Para las 3 Marmitas el calor generado seria el triple del calor calculado anteriormente:

$$Q_{marmitas\ 1,2\ y\ 3} = 107.97491\ Kw$$

- Lavadoras 1, 2 y 3:

Teniendo la Presión de trabajo de las Lavadoras de 98.62 PSI obtenemos la entalpia del agua a dicha presión y con el consume de vapor se puede calcular el calor generado por las lavadoras.

$$h_f = 716.735 \frac{Kj}{Kg}$$

$$m_v = 49 \frac{Kg}{h}$$

$$Q_{lavadora} = [49 * (2767.83 - 716.735)] \frac{Kj}{h}$$

$$Q_{lavadora} = 100503.655 \frac{Kj}{h} * 0.00027778 \frac{Kw}{\frac{Kj}{h}} = 27.917\ Kw$$

Para las 3 Lavadoras el calor generado seria el triple del calor calculado anteriormente:

$$Q_{Lavadoras\ 1,2\ y\ 3} = 83.7537\ Kw$$

- Secadoras 1, 2:

Teniendo la Presión de trabajo de las Secadoras de 98.62 PSI obtenemos la entalpia del agua a dicha presión y con el consume de vapor se puede calcular el calor generado por las secadoras.

$$h_f = 716.735 \frac{Kj}{Kg}$$

$$m_v = 165 \frac{Kg}{h}$$

$$Q_{secadora} = [165 * (2767.83 - 716.735)] \frac{Kj}{h}$$

$$Q_{secadora} = 338430 \frac{Kj}{h} * 0.00027778 \frac{Kw}{\frac{Kj}{h}} = 94.00 Kw$$

Para las 2 Secadoras el calor generado seria el doble del calor calculado anteriormente:

$$Q_{Secadora 1,2} = 188.01 Kw$$

- Calandria 1:

Teniendo la Presión de trabajo de la Calandria de 98.62 PSI obtenemos la entalpia del agua a dicha presión y con el consume de vapor se puede calcular el calor generado por la calandria.

$$h_f = 716.735 \frac{Kj}{Kg}$$

$$m_v = 80 \frac{Kg}{h}$$

$$Q_{calandria} = [80 * (2767.83 - 716.735)] \frac{Kj}{h}$$

$$Q_{calandria} = 164087.6 \frac{Kj}{h} * 0.00027778 \frac{Kw}{\frac{Kj}{h}} = 45.58 Kw$$

- Prensa Plancha 1, 2:

Teniendo la Presión de trabajo de las Prensa Plancha de 98.62 PSI obtenemos la entalpia del agua a dicha presión y con el consume de vapor se puede calcular el calor generado por una prensa plancha.

$$h_f = 716.735 \frac{Kj}{Kg}$$

$$m_v = 25 \frac{Kg}{h}$$

$$Q_{prensa\ plancha} = [25 * (2767.83 - 716.735)] \frac{Kj}{h}$$

$$Q_{prensa\ plancha} = 51277.375 \frac{Kj}{h} * 0.00027778 \frac{Kw}{\frac{Kj}{h}} = 14.24 Kw$$

Para las 2 Prensa Plancha el calor generado seria el doble del calor calculado anteriormente:

$$Q_{prensa\ plancha\ 1,2} = 28.48 Kw$$

- Autoclave 1° Piso:

Teniendo la Presión de trabajo del Autoclave de 6.52 PSI obtenemos la entalpia del agua a dicha presión y con el consume de vapor se puede calcular el calor generado por el Autoclave.

$$h_f = 463.896 \frac{Kj}{Kg}$$

$$m_v = 25 \frac{Kg}{h}$$

$$Q_{autoclave} = [25 * (2767.83 - 463.896)] \frac{Kj}{h}$$

$$Q_{autoclave} = 57598.35 \frac{Kj}{h} * 0.00027778 \frac{Kw}{\frac{Kj}{h}} = 15.99 Kw$$

- Esterilizador a vapor de 100-150L 1° y 5° Piso:

Teniendo la Presión de trabajo del Esterilizador de 49.31 PSI obtenemos la entalpia del agua a dicha presión y con el consume de vapor se puede calcular el calor generado por los Esterilizador.

$$h_f = 620.131 \frac{Kj}{Kg}$$

$$m_v = 20.41 \frac{Kg}{h}$$

$$Q_{esterilizador\ 1,2} = [20.41 * (2767.83 - 620.131)] \frac{Kj}{h}$$

$$Q_{esterilizador\ 1,2} = 57598.35 \frac{Kj}{h} * 0.00027778 \frac{Kw}{\frac{Kj}{h}} = 15.99 Kw$$

Para las 2 Esterilizadores el calor generado seria el doble del calor calculado anteriormente:

$$Q_{Esterilizadores\ 1,2} = 31.98 Kw$$

- Esterilizador a vapor de 450-500L 2° Piso:

Teniendo la Presión de trabajo del Esterilizador de 49.31 PSI obtenemos la entalpia del agua a dicha presión y con el consume de vapor se puede calcular el calor generado por los Esterilizador.

$$h_f = 620.131 \frac{Kj}{Kg}$$

$$m_v = 40 \frac{Kg}{h}$$

$$Q_{esterilizador\ 3,4} = [40 * (2767.83 - 620.131)] \frac{Kj}{h}$$

$$Q_{esterilizador\ 3,4} = 85907.96 \frac{Kj}{h} * 0.00027778 \frac{Kw}{\frac{Kj}{h}} = 23.86 Kw$$

Para las 2 Esterilizadores el calor generado seria el doble del calor calculado anteriormente:

$$Q_{Esterilizadores\ 3,4} = 47.72 Kw$$

Teniendo los valores de los calores generador por las máquinas se hará una suma total:

$$Q_{total} = Q_{Marmitas\ 1,2y3} + Q_{Lavadoras\ 1,2y3} + Q_{Secadoras\ 1,2y3} + Q_{Calandria}$$

$$+ Q_{PrensaPlancha\ 1,2} + Q_{Autoclave} + Q_{Ester.1,2} + Q_{Ester.\ 3,4}$$

$$Q_{total} = 549.48861 Kw = 0.5494 Mw = 0.5494 Mw * 3412141.63 \frac{Btu}{h} \frac{Mw}{Mw}$$

$$Q_{total} = 1874932.961 \frac{Btu}{h}$$

4.4.2. Generadores de vapor que suplan la demanda máxima:

Según el Catálogo Cimelco de Calderas Pirotubulares nos dice que la eficiencia térmica de las calderas no debe ser menor del 80%, con esta condición ideal se iniciará el cálculo para una Caldera de 80 BHP que es igual a 3080000 Btu/h.

$$Cap_{inst.} = Cap_{cimelco} = 3080000 \frac{Btu}{h}$$

$$Cap_{inst.} = 3080000 \frac{Btu}{h} * 80\% = 2464000 \frac{Btu}{h}$$

Teniendo los valores del calor total generado por unida y la capacidad total instalada multiplicada por su máxima eficiencia, se sabrá si se necesita generar cantidad de vapor para suplir la demanda de vapor.

$$Cap_{extra} = (2464000 - 1874932.961) \frac{Btu}{h}$$

$$Cap_{extra} = 589067.039 \frac{Btu}{h}$$

Concluimos que si se logra cubrir la demanda máxima de los equipos o máquinas solo con una Caldera de 80 BHP.

4.5. Cálculo del combustible necesario para la caldera.

La temperatura del tanque de alimentación para las calderas en promedio es de 75°C a 1 atm y con las características de operación de las calderas lograremos obtener la presión y temperatura del punto de salida del vapor.

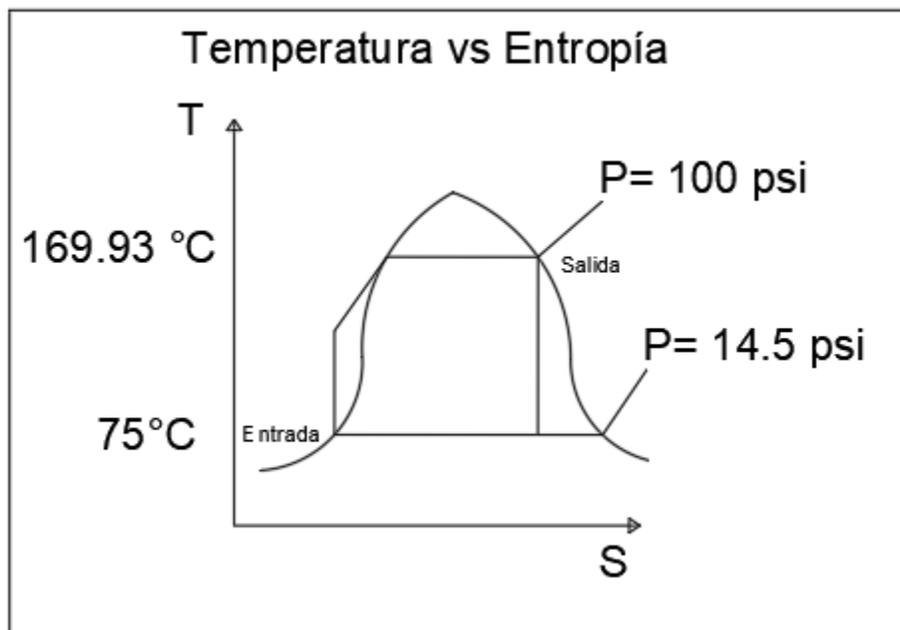


Figura 29. Diagrama de Mollier T-S. (Fuente: Elaboración Propia).

Propiedades del punto de entrada del agua:

- $P_{entrada} = 14.5 \text{ psi.}$
- $T_{entrada} = 75^\circ\text{C.}$
- $CP_{agua} = 4.186 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$
- $h_{entrada} = ?$

En la gráfica de Mollier el punto de entrada se encuentra en la parte de líquido sub-enfriado, y si queremos saber su entalpía de entrada debemos realizar un cálculo.

$$\int_0^1 dh = \int_{0^\circ\text{C}}^{75^\circ\text{C}} C_p dT = C_p \int_{0^\circ\text{C}}^{75^\circ\text{C}} dT = C_p (75^\circ\text{C} - 0^\circ\text{C})$$

$$h_{entrada} = 4.186 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}} * 75^\circ\text{C} = 313.95 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$$

Propiedades del punto de salida del vapor:

- $P_{salida} = 100 \text{ psi.}$
- $T_{salida} = 169.93^\circ\text{C.}$
- $CP_{agua} = 4.186 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$
- $h_{salida} = 2767.61 \frac{\text{Kj}}{\text{Kg}}$

4.5.1. Cantidad de calor para elevar la entalpía y producir vapor:

Para calcular la cantidad de calor necesario para generar vapor, se tomará en cuenta el porcentaje de eficiencia térmica de la caldera que es no menos del 82% como se menciona en su catálogo.

- $m_v = 1252 \frac{Kj}{Kg} * 82\% = 1026.64 \frac{Kj}{Kg}$

$$Q = 1026.64 * (2767.61 - 313.95) \frac{Kj}{h} = 2519025.5 \frac{Kj}{h}$$

$$Q = 0.6997293056 Mw$$

$$Q = 0.6997293 Mw * 3412141.63 \frac{BTU}{h} = 2387575.474 \frac{BTU}{h}$$

4.5.2. Cantidad de calor y flujo másico que cede el combustible:

El calor que cede el combustible es igual al calor que necesita la caldera para generar vapor.

El combustible que se usa es el GLP, el cual se compone de Propano y Butano; posee un

poder calorífico de $2520.35 \frac{BTU}{pie^3}$.

$$Q_{comb.} = m_v * (h_{sal} - h_{ent}) = m_{comb.} * P_{calorifico}$$

$$m_{comb.} = \frac{m_v * (h_{sal} - h_{ent})}{P_{calorifico}} = \frac{Q_{comb.}}{P_{calorifico}}$$

$$m_{comb.} = \frac{2387575.47 \frac{BTU}{h}}{2520.35 \frac{BTU}{pie^3}} = 947.31 \frac{pie^3}{h}$$

$$m_{comb.} = 947.31 \frac{pie^3}{h} * 0.028312 \frac{\frac{m^3}{h}}{\frac{pie^3}{h}} = 26.8204 \frac{m^3}{h}$$

El Flujo másico del combustible para producir vapor en una caldera es de $27 \frac{m^3}{h}$.

4.5.3. Cálculo del flujo aire para realizar una combustión completa.

El combustible que usan las calderas es el GLP y sus componentes son el Propano (60%) y el Butano (40%), para calcular la cantidad de aire necesario para que se produzca la combustión se debe trabajar con el Propano ya que se encuentra en mayor concentración. El Propano(C_3H_8) se componen en un 82% de Carbono y en un 18% de Hidrógeno.

4.5.3.1. Flujo de aire para carbono.

$$m_{Aire} = X_{O_2} + X_{N_2}$$

- Cantidad de oxígeno para formar CO_2 :

$$X_{O_2} = \frac{m_{comb.} * \%Carbono * PM_{O_2}}{PM_C} = \frac{26.82 * 82\% * 32 \frac{m^3}{h}}{12} = 58.6464 \frac{m^3}{h}$$

- Cantidad de nitrógeno para formar aire:

El aire se conforma por un 78% Nitrógeno y un 22% Oxígeno, dado ya hemos calculado la cantidad de oxígeno con eso podemos calcular la cantidad de nitrógeno.

$$X_{N_2} = \frac{X_{O_2} * \% N_2}{\% O_2} = \frac{58.64 * 78\%}{22\%} = 207.90 \frac{m^3}{h}$$

$$mC_{Aire} = (58.6464 + 207.9) \frac{m^3}{h} = 266.546 \frac{m^3}{h}$$

4.5.3.2. Flujo de aire para Hidrógeno.

$$mH_{2Aire} = X_{O_2} + X_{N_2}$$

Cantidad de oxígeno para formar H_2O :

$$X_{O_2} = \frac{m_{comb.} * \% Hidrogeno * PM_{O_2}}{PM_{H_2}} = \frac{26.82 * 18\% * 32}{4} \frac{m^3}{h} = 38.62 \frac{m^3}{h}$$

Cantidad de nitrógeno para formar aire:

$$X_{N_2} = \frac{X_{O_2} * \% N_2}{\% O_2} = \frac{38.62 * 78\%}{22\%} = 136.92 \frac{m^3}{h}$$

$$mH_{2Aire} = (38.6 + 136.92) \frac{m^3}{h} = 175.54 \frac{m^3}{h}$$

4.5.3.3. Flujo de aire total.

$$m_{total\ aire} = mC_{Aire} + mH_{2Aire} = (266.54 + 175.54) \frac{m^3}{h} = 442.08 \frac{m^3}{h}$$

4.6. Cálculo de la relación de aire-combustible

$$R_{a/c} = \frac{m_{total\ aire}}{m_{comb.}} = \frac{442.08}{27} = 16.37$$

4.7. Diseño de la red de retorno de condensado:

4.7.1. Tramo Caldera – Manifold:

Cálculo de la carga de condensando en la tubería de vapor.



Figura 30. Vista Frontal de la tubería y el aislante térmico en el tramo Caldera – Manifold. (Fuente: Elaboración Propia).

Analogía eléctrica: Se representa el calor perdido entre la tubería y el medioambiente mediante estas resistencias térmicas

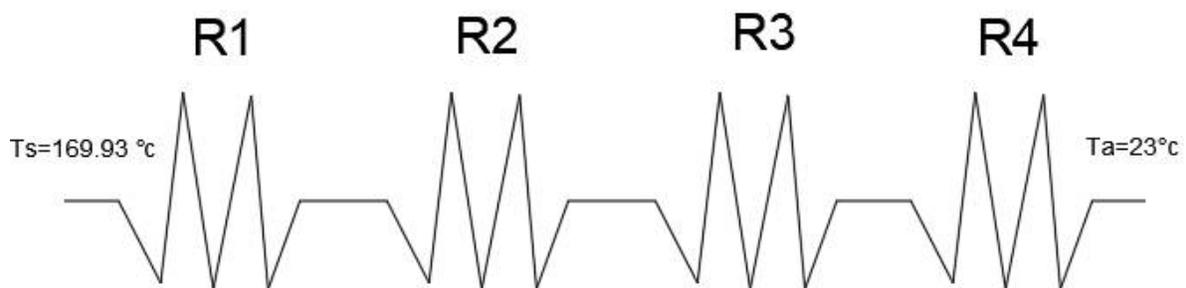


Figura 31. Analogía eléctrica en el tramo caldera - Manifold. (Fuente: Elaboración Propia).

Resistencias térmicas:

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L}$
- $R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 * \pi * K_2 * L}$
- $R_4 = \frac{1}{\alpha_f * A_e}$

Donde:

- α_d : 480 W/m² * K (Coeficiente de transferencia de calor por convección dentro de las tuberías de vapor).
- α_f : 10 w/m² * K (Coeficiente de transferencia de calor por convección fuera de las tuberías de vapor).
- A_i : 2 * π * r_1 * L (Área Interna de la tubería).
- A_e : 2 * π * r_2 * L (Área Interna de la tubería).
- K_1 : 45 W/m² * K (Conductividad térmica del acero).
- K_2 : 0.040 W/m² * K (Conductividad térmica de lana de vidrio).

Si usamos los datos tomados podremos calcular las resistencias térmicas.

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i} = \frac{1}{480 * 2 * \pi * 0.03299 * 3.08} = 3.26321 \times 10^{-3} \frac{^{\circ}K}{W}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L} = \frac{\log \frac{36.5}{32.99}}{2 * \pi * 45 * 3.08} = 1.11610 \times 10^{-4} \frac{^{\circ}K}{W}$

$$\bullet R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 * \pi * K_2 * L} = \frac{\ln \frac{74.5}{36.5}}{2 * \pi * 0.040 * 3.08} = 0.9217123 \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\bullet R_1 = \frac{1}{\alpha_f * A_e} = \frac{1}{10 * 2 * \pi * 0.0745 * 3.08} = 0.0693606 \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\sum \frac{^{\circ}K}{W} R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = (3.26321 * 10^{-3} + 1.11610 * 10^{-4} + 0.9217123 + 0.0693606)$$

$$\sum R_i = 0.9944477 \frac{^{\circ}K}{W}$$

Sustituyendo la suma de resistencias en la ecuación de calor:

$$Q_{tramo} = \frac{T_s - T_a}{\sum R_i} = \frac{169.93 - 23}{0.9944477} = 147.75 \text{ W}$$

Ec.g.7. Cálculo de la carga de condensando por perdida de calor al ambiente.

$$m_{C.amb} = \left(\frac{3.6 * Q_{tramo}}{h_g} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{3.6 * 147.75}{2048.9} \frac{Kg}{h} = 0.2596 \frac{Kg}{h}$$

Ec.h.8. Cálculo de la carga de condensando por perdida en la tubería.

$$m_{C.tub} = \left(\frac{w_p * L_1 * C_p * \Delta t}{h_g * \Delta t_s} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{11.41 * 3.08 * 0.447 * 146.93}{2048.9 * 0.75} = 1.502 \frac{Kg}{h}$$

La carga de condensado para la tubería de suministro de vapor del tramo Caldera Manifold es:

$$m_{C.total} = m_{C.amb} + m_{C.tub} = (0.2596 + 1.502) \frac{Kg}{h} = 1.7547 \frac{Kg}{h}$$

4.7.2. Tramo Manifold – E.R.P(Cocina):

Cálculo de la carga de condensando en la tubería de vapor.

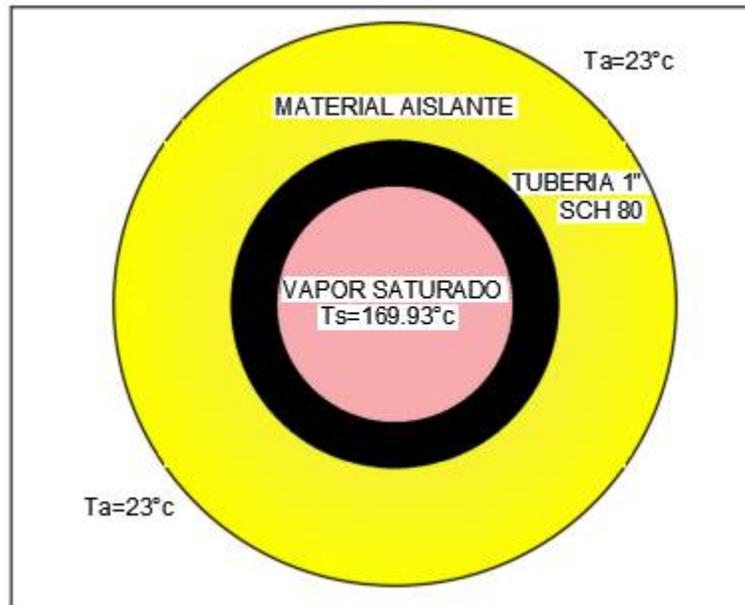


Figura 32. Vista frontal de la tubería y el aislante térmico en el tramo Manifold - E.R.P(cocina). (Fuente: Elaboración Propia).

Analogía eléctrica: Se representa el calor perdido entre la tubería y el medio ambiente mediante estas resistencias térmicas.

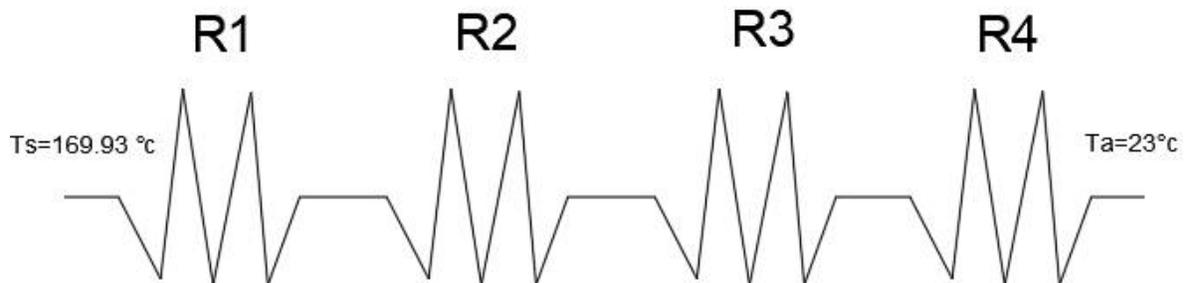


Figura 33. Analogía eléctrica en el tramo Manifold - E.R.P(Cocina). (Fuente: Elaboración Propia).

Resistencias térmicas:

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L}$
- $R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 * \pi * K_2 * L}$
- $R_4 = \frac{1}{\alpha_f * A_e}$

Donde:

- α_d : 480 W/m² * K (Coeficiente de transferencia de calor por convección dentro de las tuberías de vapor).
- α_f : 10 w/m² * K (Coeficiente de transferencia de calor por convección fuera de las tuberías de vapor).
- A_i : 2 * π * r_1 * L (Área Interna de la tubería).
- A_e : 2 * π * r_2 * L (Área exterior de la tubería).
- K_1 : 45 W/m² * K (Conductividad térmica del acero).
- K_2 : 0.040 W/m² * K (Conductividad térmica de lana de vidrio).

Si usamos los datos tomados podremos calcular las resistencias térmicas.

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i} = \frac{1}{480 * 2 * \pi * 0.01215 * 55.5} = 4.917106 \times 10^{-4} \frac{^{\circ}K}{W}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L} = \frac{\log \frac{16.7}{12.15}}{2 * \pi * 45 * 55.5} = 2.026984 \times 10^{-6} \frac{^{\circ}K}{W}$

$$\bullet R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 * \pi * K_2 * L} = \frac{\ln \frac{54.7}{16.7}}{2 * \pi * 0.040 * 55.5} = 0.0850 \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\bullet R_1 = \frac{1}{\alpha_f * A_e} = \frac{1}{10 * 2 * \pi * 0.0547 * 55.5} = 5.242516 * 10^{-3} \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\sum R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = (4.917106 * 10^{-4} + 2.026984 * 10^{-6} + 0.0850 + 5.242516 * 10^{-3}) \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\sum R_i = 0.09073 \frac{^{\circ}K}{W}$$

Sustituyendo la suma de resistencias en la ecuación de calor:

$$Q_{tramo} = \frac{T_s - T_a}{\sum R_i} = \frac{169.93 - 23}{0.0907} = 1619.95 \text{ W}$$

Ec.g.7. Cálculo de la carga de condensando por perdida de calor al ambiente.

$$m_{C.amb} = \left(\frac{3.6 * Q_{tramo}}{h_g} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{3.6 * 1619.95}{2048.9} \frac{Kg}{h} = 2.846 \frac{Kg}{h}$$

Ec.h.8. Cálculo de la carga de condensando por perdida en la tubería.

$$m_{C.tub} = \left(\frac{w_p * L_1 * C_p * \Delta t}{h_g * \Delta t_s} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{3.24 * 55.5 * 0.447 * 146.93}{2048.9 * 0.75} = 7.6855 \frac{Kg}{h}$$

La carga de condensado para la tubería de suministro de vapor del tramo Manifold – E.R.P(Cocina) es:

$$m_{C.total} = m_{C.amb} + m_{C.tub} = (2.846 + 7.66855) \frac{Kg}{h} = 10.53 \frac{Kg}{h}$$

Para los tramos donde la tubería instalada es de 1”, el cálculo de la carga de condensado por

pérdidas de calor al medio ambiente no varía dado que las condiciones son iguales, a diferencia del cálculo de carga de condensado por perdidas en la tubería que depende de la longitud de los tramos.

4.7.3. Tramo E.R.P – Lavadora 1,2 y3:

Ec.g.7. Cálculo de la carga de condensando por perdida de calor al ambiente.

$$m_{C.amb} = \left(\frac{3.6 * Q_{tramo}}{h_g} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{3.6 * 1619.95}{2048.9} \frac{Kg}{h} = 2.846 \frac{Kg}{h}$$

Ec.h.8. Cálculo de la carga de condensando por perdida en la tubería.

$$m_{C.tub} = \left(\frac{w_p * L_1 * C_p * \Delta_t}{h_g * \Delta_{ts}} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{3.24 * 9.831 * 0.447 * 146.93}{2048.9 * 0.75} = 1.3613 \frac{Kg}{h}$$

La carga de condensado para la tubería de suministro de vapor del tramo E.R.P – Lavadora 1,2 y 3 es:

$$m_{C.total} = m_{C.amb} + m_{C.tub} = (2.846 + 1.3613) \frac{Kg}{h} = 4.20 \frac{Kg}{h}$$

4.7.4. Tramo Manifold – E.R.P 2° (Esterilizadores):

Ec.g.7. Cálculo de la carga de condensando por perdida de calor al ambiente.

$$m_{C.amb} = \left(\frac{3.6 * Q_{tramo}}{h_g} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{3.6 * 1619.95}{2048.9} \frac{Kg}{h} = 2.846 \frac{Kg}{h}$$

Ec.h.8. Cálculo de la carga de condensando por perdida en la tubería.

$$m_{C.tub} = \left(\frac{w_p * L_1 * C_p * \Delta_t}{h_g * \Delta_{ts}} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{3.24 * 125.99 * 0.447 * 146.93}{2048.9 * 0.75} = 17.44 \frac{Kg}{h}$$

La carga de condensado para la tubería de suministro de vapor del tramo Manifold – E.R.P 2° (Esterilizadores) es:

$$m_{C.total} = m_{C.amb} + m_{C.tub} = (2.846 + 17.44) \frac{Kg}{h} = 20.29 \frac{Kg}{h}$$

4.7.5. Tramo Calandria - Prensa Plancha 1,2:

Cálculo de la carga de condensando en la tubería de vapor.

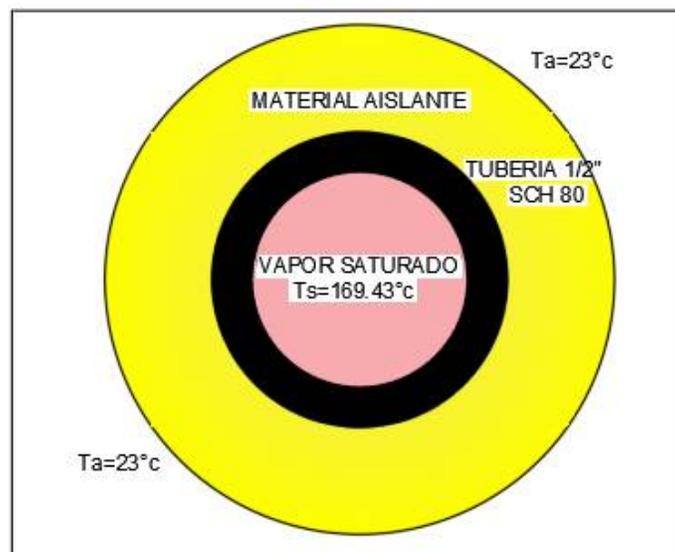


Figura 34. Vista frontal de la tubería y el aislante térmico en el tramo Calandria - Prensa Plancha 1,2. (Fuente: Elaboración Propia).

Analogía eléctrica: Se representa el calor perdido entre la tubería y el medio ambiente mediante estas resistencias térmicas.

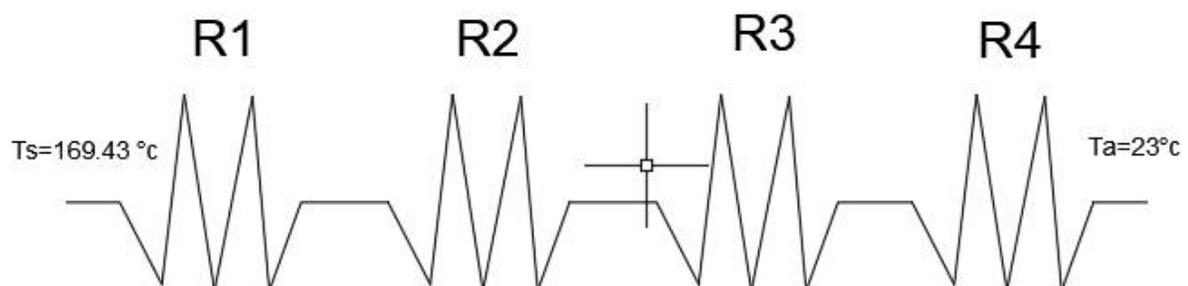


Figura 35. Analogía eléctrica en el tramo prensa plancha 1,2. (Fuente: Elaboración Propia).

Resistencias térmicas:

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L}$
- $R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 * \pi * K_2 * L}$
- $R_4 = \frac{1}{\alpha_f * A_e}$

Donde:

- α_d : 480 W/m² * K (Coeficiente de transferencia de calor por convección dentro de las tuberías de vapor).
- α_f : 10 w/m² * K (Coeficiente de transferencia de calor por convección fuera de las tuberías de vapor).
- A_i : 2 * π * r_1 * L (Área Interna de la tubería).
- A_e : 2 * π * r_2 * L (Área exterior de la tubería).
- K_1 : 45 W/m² * K (Conductividad térmica del acero).
- K_2 : 0.040 W/m² * K (Conductividad térmica de lana de vidrio).

Si usamos los datos tomados podremos calcular las resistencias térmicas.

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i} = \frac{1}{480 * 2 * \pi * 0.0069 * 19.97} = 2.40631 \times 10^{-3} \frac{^{\circ}K}{W}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L} = \frac{\ln \frac{10.65}{6.92}}{2 * \pi * 45 * 19.97} = 7.635755 \times 10^{-5} \frac{^{\circ}K}{W}$

$$\bullet R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 \cdot \pi \cdot K_2 \cdot L} = \frac{\ln \frac{36.05}{10.65}}{2 \cdot \pi \cdot 0.040 \cdot 19.97} = 0.242945 \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\bullet R_1 = \frac{1}{\alpha_f \cdot A_e} = \frac{1}{10 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0.036 \cdot 19.97} = 0.0221380 \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\sum R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = (2.40631 \times 10^{-3} + 7.635755 \times 10^{-5} + 0.242945 + 0.0221380) \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\sum R_i = 0.26756 \frac{^{\circ}K}{W}$$

Sustituyendo la suma de resistencias en la ecuación de calor:

$$Q_{tramo} = \frac{T_s - T_a}{\sum R_i} = \frac{169.93 - 23}{0.2675} = 549.27 \text{ W}$$

Ec.g.7. Cálculo de la carga de condensando por perdida de calor al ambiente.

$$m_{C.amb} = \left(\frac{3.6 \cdot Q_{tramo}}{h_g} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{3.6 \cdot 549.27}{2048.9} \frac{Kg}{h} = 0.965 \frac{Kg}{h}$$

Ec.h.8. Cálculo de la carga de condensando por perdida en la tubería.

$$m_{C.tub} = \left(\frac{w_p \cdot L_1 \cdot C_p \cdot \Delta t}{h_g \cdot \Delta t_s} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{1.62 \cdot 19.97 \cdot 0.447 \cdot 146.93}{2048.9 \cdot 0.75} = 1.3827 \frac{Kg}{h}$$

La carga de condensado para la tubería de suministro de vapor del tramo Prensa Plancha 1,2 es:

$$m_{C.total} = m_{C.amb} + m_{C.tub} = (0.965 + 1.3827) \frac{Kg}{h} = 2.347 \frac{Kg}{h}$$

4.7.6. Tramo E.R.P – Autoclave:

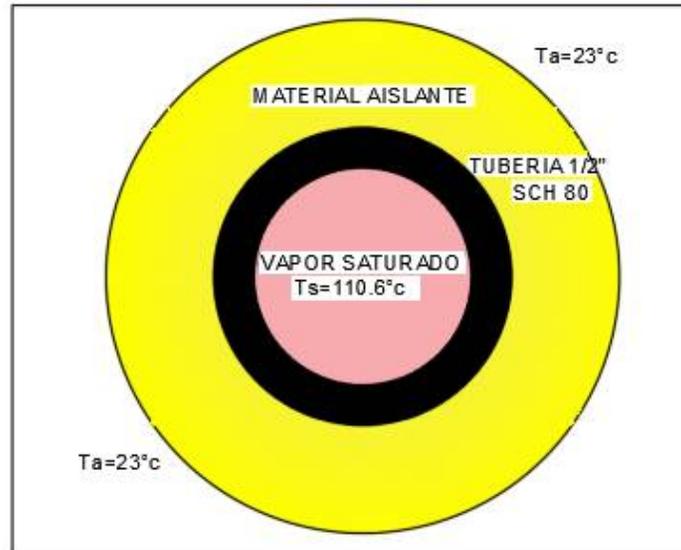
Cálculo de la carga de condensando en la tubería de vapor.

Figura 36. Vista frontal de la tubería y el aislante térmico en el tramo E.R.P Autoclave.
(Fuente: Elaboración Propia).

Analogía eléctrica: Se representa el calor perdido entre la tubería y el medio ambiente mediante estas resistencias térmicas.

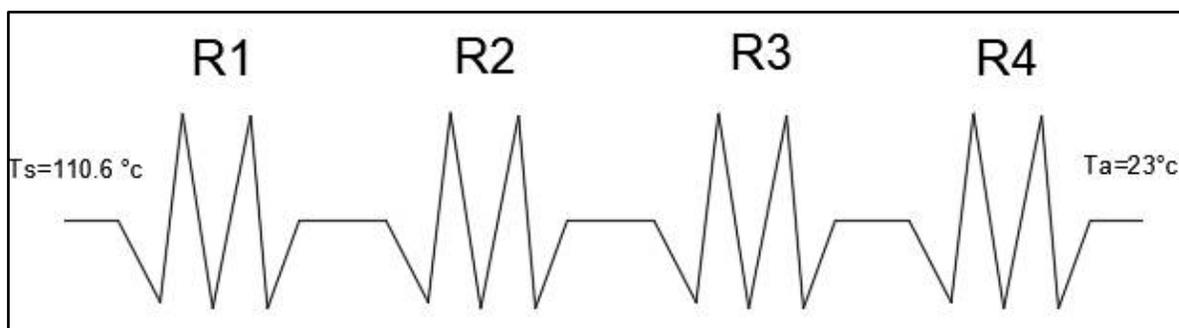


Figura 37. Analogía Eléctrica en el tramo E.R.P - Autoclave.
(Fuente: Elaboración Propia).

Resistencias térmicas:

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L}$
- $R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 * \pi * K_2 * L}$
- $R_4 = \frac{1}{\alpha_f * A_e}$

Donde:

- α_d : 480 W/m² * K (Coeficiente de transferencia de calor por convección dentro de las tuberías de vapor).
- α_f : 10 w/m² * K (Coeficiente de transferencia de calor por convección fuera de las tuberías de vapor).
- A_i : 2 * π * r_1 * L (Área Interna de la tubería).
- A_e : 2 * π * r_2 * L (Área exterior de la tubería).
- K_1 : 45 W/m² * K (Conductividad térmica del acero).
- K_2 : 0.040 W/m² * K (Conductividad térmica de lana de vidrio).

Si usamos los datos tomados podremos calcular las resistencias térmicas.

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i} = \frac{1}{480 * 2 * \pi * 0.0069 * 22.14} = 2.17046 \times 10^{-3} \frac{^{\circ}K}{W}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L} = \frac{\ln \frac{10.65}{6.92}}{2 * \pi * 45 * 22.14} = 6.887355 \times 10^{-5} \frac{^{\circ}K}{W}$

- $R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi * K_2 * L} = \frac{\ln \frac{36.05}{10.65}}{2\pi * 0.040 * 22.14} = 0.219134 \frac{^{\circ}K}{W}$
- $R_1 = \frac{1}{\alpha_f * A_e} = \frac{1}{10 * 2\pi * 0.036 * 22.14} = 0.01996825 \frac{^{\circ}K}{W}$

$$\sum R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = (2.17046 \times 10^{-3} + 6.887355 \times 10^{-5} + 0.219134 + 0.01996825) \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\sum R_i = 0.2413 \frac{^{\circ}K}{W}$$

Sustituyendo la suma de resistencias en la ecuación de calor:

$$Q_{tramo} = \frac{T_s - T_a}{\sum R_i} = \frac{110.6 - 23}{0.2413} = 363.033 \text{ W}$$

Ec.g.7. Cálculo de la carga de condensando por perdida de calor al ambiente.

$$m_{c.amb} = \left(\frac{3.6 * Q_{tramo}}{h_g} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{3.6 * 363}{2122.38} \frac{Kg}{h} = 0.6157 \frac{Kg}{h}$$

Ec.h.8. Cálculo de la carga de condensando por perdida en la tubería.

$$m_{c.tub} = \left(\frac{w_p * L_1 * C_p * \Delta t}{h_g * \Delta t_s} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{1.62 * 22.14 * 0.447 * 87.6}{2122.38 * 0.75} = 0.8823 \frac{Kg}{h}$$

La carga de condensado para la tubería de suministro de vapor del tramo E.R.P – Autoclave es:

$$m_{c.total} = m_{c.amb} + m_{c.tub} = (0.6157 + 0.8823) \frac{Kg}{h} = 1.498 \frac{Kg}{h}$$

4.7.7. Tramo E.R.P – Esterilizador a vapor 1° Piso:

Cálculo de la carga de condensando en la tubería de vapor.

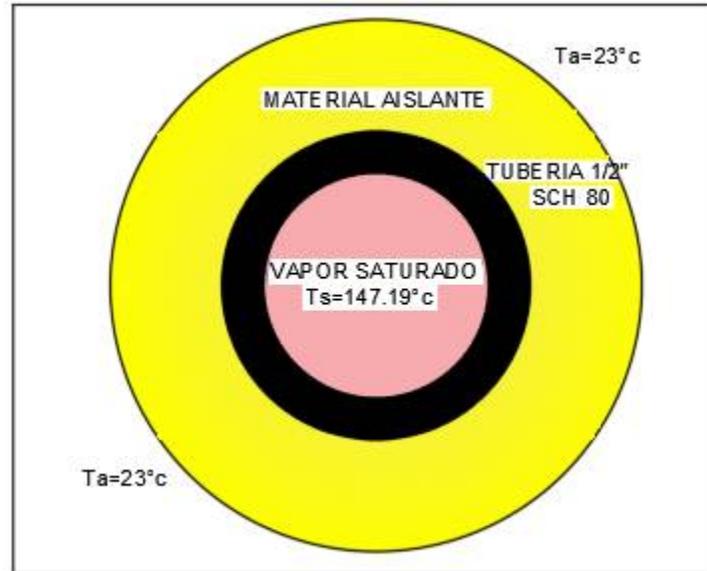


Figura 38. Vista Frontal de la tubería y el aislante térmico en el tramo E.R.P - Esterilizador a vapor 1° piso. (Fuente: Elaboración Propia).

Analogía eléctrica: Se representa el calor perdido entre la tubería y el medio ambiente mediante estas resistencias térmicas.

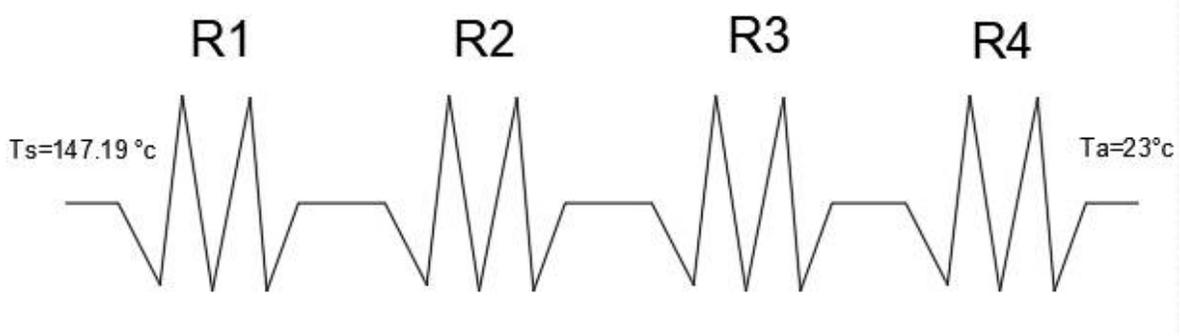


Figura 39. Analogía Eléctrica en el tramo E.R.P - Esterilizador a vapor 1° piso. (Fuente: Elaboración Propia).

Resistencias térmicas:

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L}$
- $R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 * \pi * K_2 * L}$
- $R_4 = \frac{1}{\alpha_f * A_e}$

Donde:

- α_d : 480 W/m² * K (Coeficiente de transferencia de calor por convección dentro de las tuberías de vapor).
- α_f : 10 w/m² * K (Coeficiente de transferencia de calor por convección fuera de las tuberías de vapor).
- A_i : 2 * π * r_1 * L (Área Interna de la tubería).
- A_e : 2 * π * r_2 * L (Área exterior de la tubería).
- K_1 : 45 W/m² * K (Conductividad térmica del acero).
- K_2 : 0.040 W/m² * K (Conductividad térmica de lana de vidrio).

Si usamos los datos tomados podremos calcular las resistencias térmicas.

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i} = \frac{1}{480 * 2 * \pi * 0.00692 * 50.43} = 9.501317 \times 10^{-4} \frac{^{\circ}K}{W}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L} = \frac{\ln \frac{10.65}{6.92}}{2 * \pi * 45 * 50.43} = 3.02371 \times 10^{-5} \frac{^{\circ}K}{W}$

$$\bullet R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 \cdot \pi \cdot K_2 \cdot L} = \frac{\ln \frac{36.05}{10.65}}{2 \cdot \pi \cdot 0.040 \cdot 50.43} = 0.096205 \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\bullet R_1 = \frac{1}{\alpha_f \cdot A_e} = \frac{1}{10 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0.036 \cdot 50.43} = 8.7665489 \times 10^{-3} \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\sum R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = (9.501317 \times 10^{-4} + 3.02371 \times 10^{-5} + 0.096205 + 8.7665489 \times 10^{-3}) \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\sum R_i = 0.1059 \frac{^{\circ}K}{W}$$

Sustituyendo la suma de resistencias en la ecuación de calor:

$$Q_{tramo} = \frac{T_s - T_a}{\sum R_i} = \frac{147.19 - 23}{0.1059} = 1172.71$$

Ec.g.7. Cálculo de la carga de condensando por perdida de calor al ambiente.

$$m_{C.amb} = \left(\frac{3.6 \cdot Q_{tramo}}{h_g} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{3.6 \cdot 1172.71}{2122.38} \frac{Kg}{h} = 1.9891 \frac{Kg}{h}$$

Ec.h.8. Cálculo de la carga de condensando por perdida en la tubería.

$$m_{C.tub} = \left(\frac{w_p \cdot L_1 \cdot C_p \cdot \Delta t}{h_g \cdot \Delta t_s} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{1.62 \cdot 50.43 \cdot 0.447 \cdot 124.19}{2122.38 \cdot 0.75} = 2.849 \frac{Kg}{h}$$

La carga de condensado para la tubería de suministro de vapor del tramo E.R.P - Esterilizador a vapor 1° Piso es:

$$m_{C.total} = m_{C.amb} + m_{C.tub} = (1.989 + 2.849) \frac{Kg}{h} = 4.83 \frac{Kg}{h}$$

4.7.8. Tramo Secadora - Calandria:

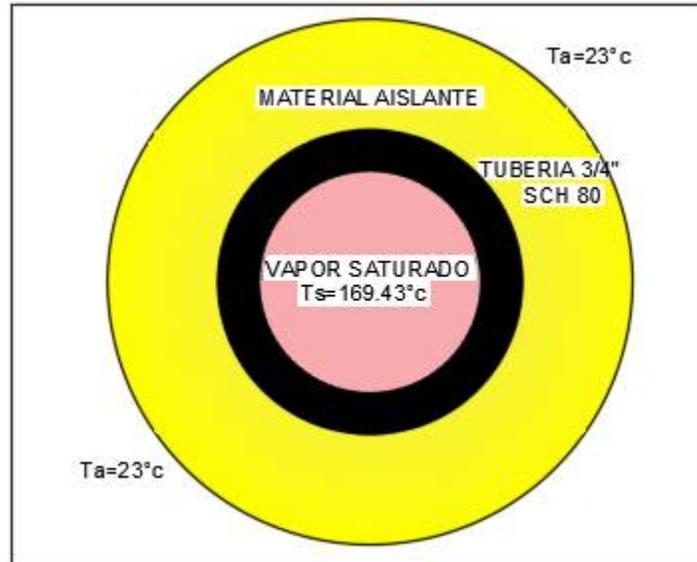
Cálculo de la carga de condensando en la tubería de vapor.

Figura 40. Vista frontal de la tubería y el aislante en el tramo Secadora - Calandria.
(Fuente: Elaboración Propia).

Analogía eléctrica: Se representa el calor perdido entre la tubería y el medio ambiente mediante estas resistencias térmicas.

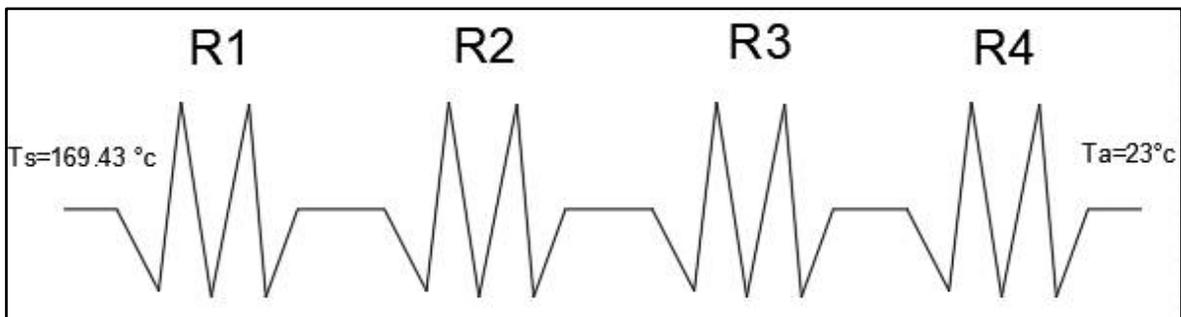


Figura 41. Analogía Eléctrica en el tramo Secadora - Calandria.
(Fuente: Elaboración Propia).

Resistencias térmicas:

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L}$
- $R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 * \pi * K_2 * L}$
- $R_4 = \frac{1}{\alpha_f * A_e}$

Donde:

- α_d : 480 W/m² * K (Coeficiente de transferencia de calor por convección dentro de las tuberías de vapor).
- α_f : 10 w/m² * K (Coeficiente de transferencia de calor por convección fuera de las tuberías de vapor).
- A_i : 2 * π * r_1 * L (Área Interna de la tubería).
- A_e : 2 * π * r_2 * L (Área exterior de la tubería).
- K_1 : 45 W/m² * K (Conductividad térmica del acero).
- K_2 : 0.040 W/m² * K (Conductividad térmica de lana de vidrio).

Si usamos los datos tomados podremos calcular las resistencias térmicas.

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i} = \frac{1}{480 * 2 * \pi * 0.00944 * 17.45} = 2.012850 \times 10^{-3} \frac{^{\circ}K}{W}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L} = \frac{\ln \frac{13.35}{9.44}}{2 * \pi * 45 * 17.45} = 7.024107 \times 10^{-5} \frac{^{\circ}K}{W}$

$$\bullet R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 \cdot \pi \cdot K_2 \cdot L} = \frac{\ln \frac{38.75}{13.35}}{2 \cdot \pi \cdot 0.040 \cdot 17.45} = 0.242976 \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\bullet R_1 = \frac{1}{\alpha_f \cdot A_e} = \frac{1}{10 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0.03875 \cdot 17.45} = 0.0235371 \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\Sigma R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = (2.01285 \times 10^{-3} + 7.0241 \times 10^{-5} + 0.242976 + 0.0235371) \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\Sigma R_i = 0.2685 \frac{^{\circ}K}{W}$$

Sustituyendo la suma de resistencias en la ecuación de calor:

$$Q_{tramo} = \frac{T_s - T_a}{\Sigma R_i} = \frac{169.43 - 23}{0.2685} = 545.36 \text{ W}$$

Ec.g.7. Cálculo de la carga de condensando por perdida de calor al ambiente.

$$m_{C.amb} = \left(\frac{3.6 \cdot Q_{tramo}}{h_g} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{3.6 \cdot 545.36}{2050.59} \frac{Kg}{h} = 0.9574 \frac{Kg}{h}$$

Ec.h.8. Cálculo de la carga de condensando por perdida en la tubería.

$$m_{C.tub} = \left(\frac{w_p \cdot L_1 \cdot C_p \cdot \Delta t}{h_g \cdot \Delta t_s} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{2.20 \cdot 17.45 \cdot 0.447 \cdot 148.43}{2050.59 \cdot 0.75} = 1.65617 \frac{Kg}{h}$$

La carga de condensado para la tubería de suministro de vapor del tramo Secadora - Calandria es:

$$m_{C.total} = m_{C.amb} + m_{C.tub} = (0.9574 + 1.65617) \frac{Kg}{h} = 2.613 \frac{Kg}{h}$$

4.7.9. Tramo E.R.P 2° Piso - Esterilizador 5° Piso:

Cálculo de la carga de condensando en la tubería de vapor.

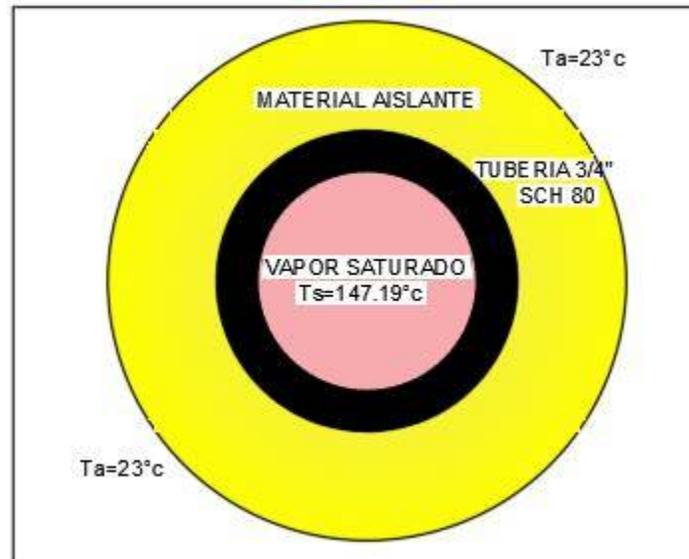


Figura 42. Vista frontal de la tubería y el aislante del tramo E.R.P 2° Piso - Esterilizador 5° Piso. (Fuente: Elaboración Propia).

Analogía eléctrica: Se representa el calor perdido entre la tubería y el medio ambiente mediante estas resistencias térmicas.

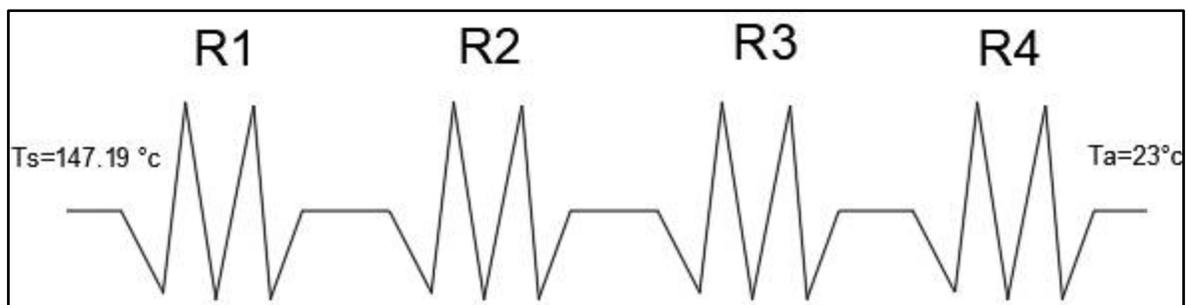


Figura 43. Analogía Eléctrica en el tramo E.R.P 2° Piso - Esterilizador 5° Piso. (Fuente: Elaboración Propia).

Resistencias térmicas:

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L}$
- $R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 * \pi * K_2 * L}$
- $R_4 = \frac{1}{\alpha_f * A_e}$

Donde:

- α_d : $480 \text{ W/m}^2 * K$ (Coeficiente de transferencia de calor por convección dentro de las tuberías de vapor).
- α_f : $10 \text{ w/m}^2 * K$ (Coeficiente de transferencia de calor por convección fuera de las tuberías de vapor).
- A_i : $2 * \pi * r_1 * L$ (Área Interna de la tubería).
- A_e : $2 * \pi * r_2 * L$ (Área exterior de la tubería).
- K_1 : $45 \text{ W/m}^2 * K$ (Conductividad térmica del acero).
- K_2 : $0.040 \text{ W/m}^2 * K$ (Conductividad térmica de lana de vidrio).

Si usamos los datos tomados podremos calcular las resistencias térmicas.

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i} = \frac{1}{480 * 2 * \pi * 0.00944 * 72.4} = 4.851413 \times 10^{-4} \frac{^{\circ}K}{W}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L} = \frac{\ln \frac{13.35}{9.44}}{2 * \pi * 45 * 72.4} = 1.692965 \times 10^{-5} \frac{^{\circ}K}{W}$

$$\bullet R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 \cdot \pi \cdot K_2 \cdot L} = \frac{\ln \frac{38.75}{13.35}}{2 \cdot \pi \cdot 0.040 \cdot 72.4} = 0.058562 \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\bullet R_1 = \frac{1}{\alpha_f \cdot A_e} = \frac{1}{10 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0.03875 \cdot 72.4} = 5.672961 \times 10^{-3} \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\Sigma R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = (4.851413 \times 10^{-4} + 1.692965 \times 10^{-5} + 0.058562 + 5.672961 \times 10^{-3}) \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\Sigma R_i = 0.06473 \frac{^{\circ}K}{W}$$

Sustituyendo la suma de resistencias en la ecuación de calor:

$$Q_{tramo} = \frac{T_s - T_a}{\Sigma R_i} = \frac{147.19 - 23}{0.064} = 1940.468 \text{ W}$$

Ec.g.7. Cálculo de la carga de condensando por perdida de calor al ambiente.

$$m_{C.amb} = \left(\frac{3.6 \cdot Q_{tramo}}{h_g} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{3.6 \cdot 1940.46}{2050.59} \frac{Kg}{h} = 3.4 \frac{Kg}{h}$$

Ec.i.8. Cálculo de la carga de condensando por perdida en la tubería.

$$m_{C.tub} = \left(\frac{w_p \cdot L_1 \cdot C_p \cdot \Delta t}{h_g \cdot \Delta t_s} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{2.20 \cdot 72.4 \cdot 0.447 \cdot 124.19}{2122.38 \cdot 0.75} = 5.554 \frac{Kg}{h}$$

La carga de condensado para la tubería de suministro de vapor del tramo E.R.P 2° -

Esterilizador es:

$$m_{C.total} = m_{C.amb} + m_{C.tub} = (3.4 + 5.554) \frac{Kg}{h} = 8.954 \frac{Kg}{h}$$

4.7.10. Tramo E.R.P – Marmitas 1,2 y 3:

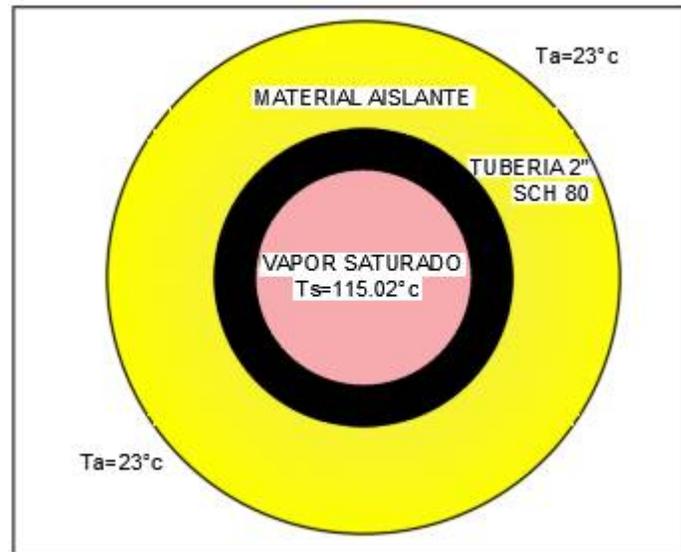
Cálculo de la carga de condensando en la tubería de vapor.

Figura 44. Vista frontal de la tubería y el aislante en el tramo E.R.P - Marmitas 1,2 y 3 (Fuente: Elaboración Propia).

Analogía eléctrica: Se representa el calor perdido entre la tubería y el medio ambiente mediante estas resistencias térmicas.

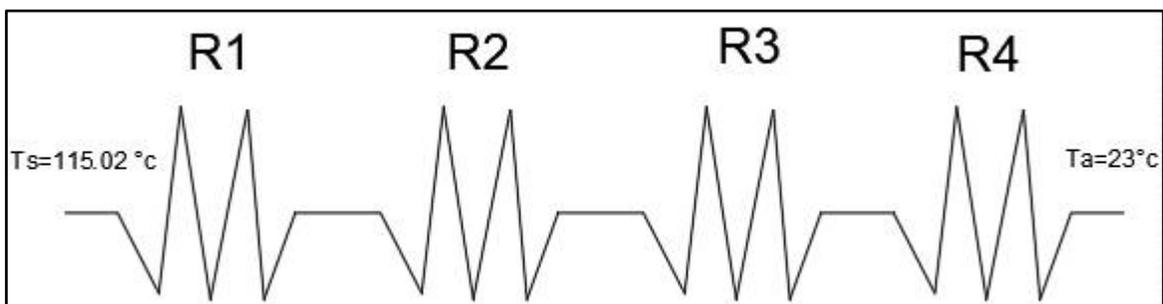


Figura 45. Analogía eléctrica en el tramo E.R.P – Marmitas 1,2 y 3. (Fuente: Elaboración Propia).

Resistencias térmicas:

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L}$
- $R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 * \pi * K_2 * L}$
- $R_4 = \frac{1}{\alpha_f * A_e}$

Donde:

- α_d : 480 W/m² * K (Coeficiente de transferencia de calor por convección dentro de las tuberías de vapor).
- α_f : 10 w/m² * K (Coeficiente de transferencia de calor por convección fuera de las tuberías de vapor).
- A_i : 2 * π * r_1 * L (Área Interna de la tubería).
- A_e : 2 * π * r_2 * L (Área exterior de la tubería).
- K_1 : 45 W/m² * K (Conductividad térmica del acero).
- K_2 : 0.040 W/m² * K (Conductividad térmica de lana de vidrio).

Si usamos los datos tomados podremos calcular las resistencias térmicas.

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i} = \frac{1}{480 * 2 * \pi * 0.02461 * 11.57} = 1.164485 \times 10^{-3} \frac{^{\circ}K}{W}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L} = \frac{\ln \frac{30.15}{24.61}}{2 * \pi * 45 * 11.57} = 6.206387 \times 10^{-5} \frac{^{\circ}K}{W}$

$$\bullet R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi K_2 L} = \frac{\ln \frac{55.55}{30.15}}{2\pi * 0.040 * 11.57} = 0.21015 \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\bullet R_1 = \frac{1}{\alpha_f A_e} = \frac{1}{10 * 2 * \pi * 0.0555 * 11.57} = 0.0247852 \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\sum R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = (1.164485 \times 10^{-3} + 6.206387 \times 10^{-5} + 0.21015 + 0.0247852) \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\sum R_i = 0.2361 \frac{^{\circ}K}{W}$$

Sustituyendo la suma de resistencias en la ecuación de calor:

$$Q_{tramo} = \frac{T_s - T_a}{\sum R_i} = \frac{115.02 - 23}{0.2361} = 389.75 W$$

Ec.g.7. Cálculo de la carga de condensando por perdida de calor al ambiente.

$$m_{C.amb} = \left(\frac{3.6 * Q_{tramo}}{h_g} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{3.6 * 389.75}{2215.97} \frac{Kg}{h} = 0.63 \frac{Kg}{h}$$

Ec.h.8. Cálculo de la carga de condensando por perdida en la tubería.

$$m_{C.tub} = \left(\frac{w_p * L_1 * C_p * \Delta t}{h_g * \Delta t_s} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{7.48 * 11.57 * 0.447 * 92.02}{2215.97 * 0.75} = 2.141 \frac{Kg}{h}$$

La carga de condensado para la tubería de suministro de vapor del tramo E.R.P – Marmitas 1,2 y 3 es:

$$m_{C.total} = m_{C.amb} + m_{C.tub} = (0.63 + 2.141) \frac{Kg}{h} = 2.771 \frac{Kg}{h}$$

4.7.11. Tramo Manifold – E.R.P Lavandería:

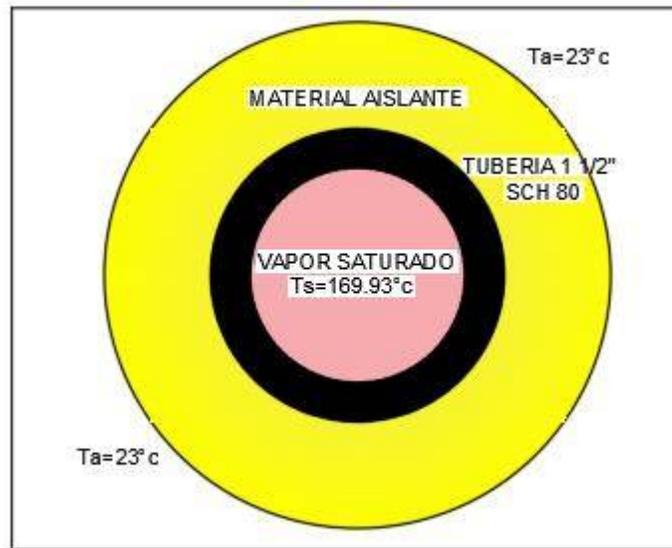
Cálculo de la carga de condensando en la tubería de vapor.

Figura 46. Vista frontal de la tubería y el aislante térmico en el tramo Manifold - E.R.P Lavandería. (Fuente: Elaboración Propia).

Analogía eléctrica: Se representa el calor perdido entre la tubería y el medio ambiente mediante estas resistencias térmicas.

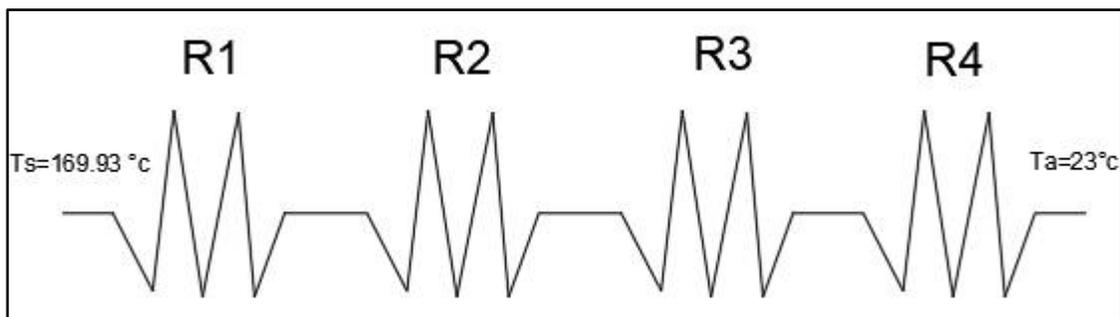


Figura 47. Analogía Eléctrica en el tramo Manifold – E.R.P Lavandería. (Fuente: Elaboración Propia).

Resistencias térmicas:

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L}$
- $R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 * \pi * K_2 * L}$
- $R_4 = \frac{1}{\alpha_f * A_e}$

Donde:

- α_d : 480 W/m² * K (Coeficiente de transferencia de calor por convección dentro de las tuberías de vapor).
- α_f : 10 w/m² * K (Coeficiente de transferencia de calor por convección fuera de las tuberías de vapor).
- A_i : 2 * π * r_1 * L (Área Interna de la tubería).
- A_e : 2 * π * r_2 * L (Área exterior de la tubería).
- K_1 : 45 W/m² * K (Conductividad térmica del acero).
- K_2 : 0.040 W/m² * K (Conductividad térmica de lana de vidrio).

Si usamos los datos tomados podremos calcular las resistencias térmicas.

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i} = \frac{1}{480 * 2 * \pi * 0.01907 * 85.95} = 2.022936 \times 10^{-4} \frac{^{\circ}K}{W}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L} = \frac{\ln \frac{24.15}{19.07}}{2 * \pi * 45 * 85.95} = 9.718130 \times 10^{-6} \frac{^{\circ}K}{W}$

$$\bullet R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2\pi * K_2 * L} = \frac{\ln \frac{62.15}{24.15}}{2\pi * 0.040 * 85.95} = 0.04375911 \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\bullet R_1 = \frac{1}{\alpha_f * A_e} = \frac{1}{10 * 2\pi * 0.06215 * 85.95} = 2.9794295 \times 10^{-3} \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\sum R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = (2.022936 \times 10^{-4} + 9.718130 \times 10^{-6} + 0.04375911 + 2.9794295 \times 10^{-3}) \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\sum R_i = 0.0469 \frac{^{\circ}K}{W}$$

Sustituyendo la suma de resistencias en la ecuación de calor:

$$Q_{tramo} = \frac{T_s - T_a}{\sum R_i} = \frac{169.93 - 23}{0.0469} = 3132.835 W$$

Ec.g.7. Cálculo de la carga de condensando por perdida de calor al ambiente.

$$m_{C.amb} = \left(\frac{3.6 * Q_{tramo}}{h_g} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{3.6 * 3132.835}{2050.59} \frac{Kg}{h} = 5.50 \frac{Kg}{h}$$

Ec.h.8. Cálculo de la carga de condensando por perdida en la tubería.

$$m_{C.tub} = \left(\frac{w_p * L_1 * C_p * \Delta t}{h_g * \Delta t_s} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{5.41 * 85.95 * 0.447 * 146.93}{2050.59 * 0.75} = 19.85 \frac{Kg}{h}$$

La carga de condensado para la tubería de suministro de vapor del tramo Manifold – E.R.P

(Lavandería) es:

$$m_{C.total} = m_{C.amb} + m_{C.tub} = (5.5 + 19.85) \frac{Kg}{h} = 25.35 \frac{Kg}{h}$$

4.7.12. Tramo E.R.P – Secadora 1,2:

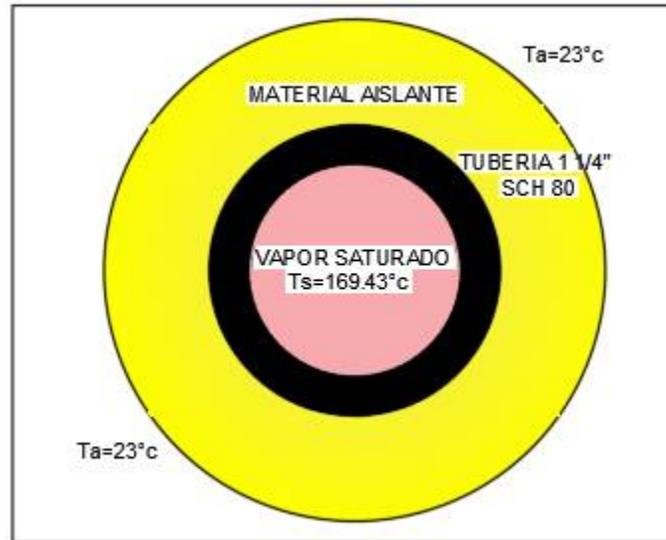
Cálculo de la carga de condensando en la tubería de vapor.

Figura 48. Vista Frontal de la tubería y el aislante en el tramo E.R.P – Secadora 1,2. (Fuente: Elaboración Propia).

Analogía eléctrica: Se representa el calor perdido entre la tubería y el medio ambiente mediante estas resistencias térmicas.

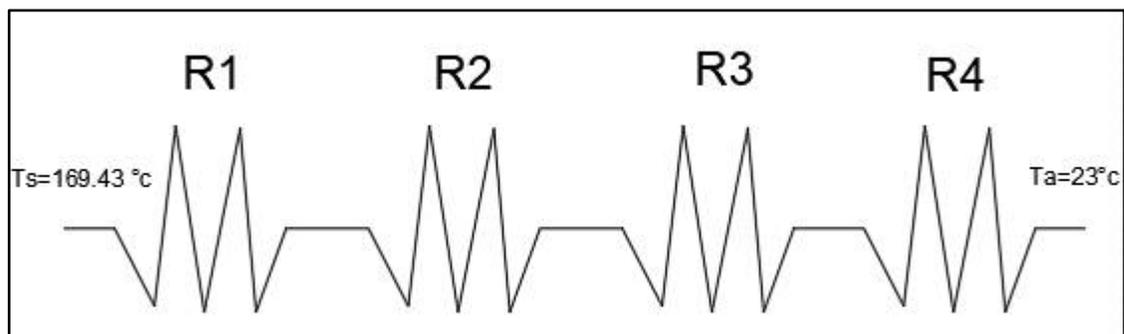


Figura 49. Analogía Eléctrica en el tramo E.R.P – Secadora 1,2. (Fuente: Elaboración Propia).

Resistencias térmicas:

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L}$
- $R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 * \pi * K_2 * L}$
- $R_4 = \frac{1}{\alpha_f * A_e}$

Donde:

- α_d : 480 W/m² * K (Coeficiente de transferencia de calor por convección dentro de las tuberías de vapor).
- α_f : 10 w/m² * K (Coeficiente de transferencia de calor por convección fuera de las tuberías de vapor).
- A_i : 2 * π * r_1 * L (Área Interna de la tubería).
- A_e : 2 * π * r_2 * L (Área exterior de la tubería).
- K_1 : 45 W/m² * K (Conductividad térmica del acero).
- K_2 : 0.040 W/m² * K (Conductividad térmica de lana de vidrio).

Si usamos los datos tomados podremos calcular las resistencias térmicas.

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d * A_i} = \frac{1}{480 * 2 * \pi * 0.01625 * 22.17} = 9.2036445 \times 10^{-4} \frac{^{\circ}K}{W}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 * \pi * K_1 * L} = \frac{\ln \frac{21.1}{16.25}}{2 * \pi * 45 * 22.17} = 4.1666024 \times 10^{-5} \frac{^{\circ}K}{W}$
- $R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 * \pi * K_2 * L} = \frac{\ln \frac{59.1}{21.1}}{2 * \pi * 0.040 * 22.17} = 0.1848476 \frac{^{\circ}K}{W}$

$$\bullet R_1 = \frac{1}{\alpha_f A_e} = \frac{1}{10 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0.0591 \cdot 22.17} = 0.012146942 \frac{^\circ K}{W}$$

$$\sum R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = (9.2036445 \times 10^{-4} + 4.1666024 \times 10^{-5} + 0.1848476 + 0.012146942) \frac{^\circ K}{W}$$

$$\sum R_i = 0.19795 \frac{^\circ K}{W}$$

Sustituyendo la suma de resistencias en la ecuación de calor:

$$Q_{tramo} = \frac{T_s - T_a}{\sum R_i} = \frac{169.43 - 23}{0.1979} = 739.91 W$$

Ec.g.7. Cálculo de la carga de condensando por perdida de calor al ambiente.

$$m_{C.amb} = \left(\frac{3.6 \cdot Q_{tramo}}{h_g} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{3.6 \cdot 739.91}{2050.59} \frac{Kg}{h} = 1.298 \frac{Kg}{h}$$

Ec.h.8. Cálculo de la carga de condensando por perdida en la tubería.

$$m_{C.tub} = \left(\frac{w_p \cdot L_1 \cdot C_p \cdot \Delta t}{h_g \cdot \Delta t_s} \right) \frac{Kg}{h} = \frac{4.47 \cdot 22.17 \cdot 0.447 \cdot 146.43}{2050.59 \cdot 0.75} \frac{Kg}{h} = 4.217 \frac{Kg}{h}$$

La carga de condensado para la tubería de suministro de vapor del tramo Manifold –

E.R.P(Lavandería) es:

$$m_{C.total} = m_{C.amb} + m_{C.tub} = (1.298 + 4.217) \frac{Kg}{h} = 5.51 \frac{Kg}{h}$$

Tabla 37

Condensado producido por las tuberías de vapor

TRAMO	DIÁMETRO. INSTALADO (PULG.)	LONGITUD (M)	CARGA DE CONDENSADO EN TUBERÍAS DE VAPOR(KG/H)
CALDERA – MANIFOLD	2 1/2"	3.08	1.754
MANIFOLD - E.R.P(COCINA)	1"	55.5	10.53
E.R.P - LAVADORA 1,2 Y 3	1"	9.83	4.20
MANIFOLD - E.R.P 2° Y 5° PISO(COCINA)	1"	125.99	20.29
CALANDRIA - PRENSA PLANCHA 1,2	1/2"	19.97	2.347
E.R.P – AUTOCLAVE	1/2"	22.14	1.498
E.R.P - ESTERILIZADOR A VAPOR 1° PISO	1/2"	50.43	4.83
SECADORA - CALANDRIA	3/4"	17.45	2.613
E.R.P 2° PISO - ESTERILIZADOR 5° PISO	3/4"	72.4	8.954
E.R.P - MARMITAS 1,2 Y 3	2"	11.57	2.771
MANIFOLD - E.R.P(LAVANDERÍA)	1 1/2"	95.95	25.35
E.R.P - SECADORAS 1,2	1 1/4"	22.17	5.51
CARGA TOTAL DE CONDENSADO			90.647Kg/h

Fuente: Elaboración Propia.

Ec.i.9. Cálculo del porcentaje de vapor flash.

Dado que en la red de vapor existen varias presiones como 100, 98.62, 49.31, 6.52, 9.86, se procederá a calcular el porcentaje de vapor flash para cada uno de las presiones mayores, en el caso de las presiones menores el porcentaje de vapor flash es insignificante y se puede despreciar.

- **Red de vapor de P = 98.62 Psi:**

Tabla 38

Propiedades de Vapor a 98.62 Psi

PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AGUA.				
PRESION(PSI)	H.LIQ (KJ/KG)	H.VAPOR (KJ/KG)	VOL.ESP.LIQ (M3/KG)	VOL.ESP.VAP (M3/KG)
100	718.925	2767.83	0.0011114	0.242973
98.62	716.735	2767.33	0.0011135	0.245781
14.5	506.476	2706.85	0.0010609	0.87476

Fuente: Elaboración Propia.

$$\%Vapor\ Flash = \frac{716.735 - 506.476}{2706.85 - 506.476} * 100\% = 9.55\%$$

Composición másica en la red de condensado:

Vapor = 0.09555 Kg de vapor / Kg de condensado = 9.55%

Agua = 0.90445 Kg de Agua / Kg de condensado = 91.45%

Composición volumétrica en la red de condensado:

$$\text{Vapor: } 0.09555 * \frac{\text{Kg de vapor}}{\text{Kg condensado}} * 0.87476 * \frac{\text{m}^3}{\text{Kg de vapor}} = 0.08358 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg condensado}}$$

$$\text{Agua: } 0.90445 * \frac{\text{Kg de agua}}{\text{Kg condensado}} * 0.0010609 * \frac{\text{m}^3}{\text{Kg de vapor}} = 0.0009 \frac{\text{m}^3}{\text{Kg condensado}}$$

Tabla 39

Condensado producido por las máquinas de vapor de 98.62 Psi

EQUIPOS	CONSUMO (kg/h)	CONDENSADO (91.45%)	VAPOR FLASH(9.55%)
SECADORA DE ROPA 1(50 KG)	165	150.8925	15.7575
SECADORA DE ROPA 2(50 KG)	165	150.8925	15.7575
CALANDRIA A VAPOR	80	73.16	7.64
LAVADORA EXTRACTORA DE ROPA 50K	49	44.8105	4.6795
LAVADORA EXTRACTORA DE ROPA 50K	49	44.8105	4.6795
LAVADORA EXTRACTORA DE ROPA 50K	49	44.8105	4.6795
PRENSA PLANCHA DE VAPOR	25	22.8625	2.3875
PRENSA PLANCHA DE VAPOR	25	22.8625	2.3875
TOTAL		555.1015	57.9685

Fuente: Elaboración Propia.

El agua caliente recuperada para distribuir por la red de condensado es de un total de 555.1 Kg/h y la cantidad de vapor flash es de 55.96 Kg/h.

Para calcular el diámetro de la tubería principal de retorno de condensado se debe tomar en cuenta la carga de condensado producida por los equipos y las pérdidas de condensado generado en las tuberías.

$$m_v = 555.1 + 90.64 = 645.84 \frac{Kg}{h}$$

4.7.13. Tramo Línea Principal de Retorno de Condensado en Lavandería:

3.7. Cálculo del diámetro según velocidad de diseño recomendada.

El volumen específico del líquido es de $0.00106 \frac{m^3}{Kg}$ dado que se seleccionó como presión de condensado igual a 14.5 psia.

Como existe un margen error al momento de calcular la carga condensado se le agrega un 25% para acercarnos más al valor real.

$$m_v = 645.84 * 1.4 = 904.176$$

$$D = \sqrt{\left(\frac{904.17 * 0.00106 * 4}{3600 * 20 * \pi}\right)} m = 0.00411 \text{ m}$$

Se selecciona un factor de seguridad 5 que será multiplicado por el diámetro calculado anteriormente.

$$D = 4.11 \text{ mm} * 5 = 20.55 \text{ mm} * \frac{1 \text{ pulgada}}{25.4 \text{ mm}} = 0.809 \text{ pulgadas} = 1 \text{ pulgadas}$$

Tabla 6

Estándar Nacional Pulgadas	Diámetro Código	Espesor Nominal	Peso Libras Por Pie	Presión de Trabajo Código A (Psi)	Presión de Trabajo Código B (Psi)
1/2	1.315	0.075	1.2	1000	1000
3/4	1.915	0.075	1.6	1000	1000
1	2.540	0.075	2.0	1000	1000
1 1/2	3.540	0.075	2.8	1000	1000
2	4.540	0.075	3.6	1000	1000
2 1/2	5.540	0.075	4.4	1000	1000
3	6.540	0.075	5.2	1000	1000
4	7.540	0.075	6.0	1000	1000
6	9.540	0.075	7.6	1000	1000

Fuente: www.sack.cl

3.7.2. Cálculo de velocidad máxima en tubería seleccionada y posterior verificación con respecto a la velocidad asumida.

$$V_v = \left(\frac{904.17 * 0.00106 * 4}{\pi * 0.0254^2 * 3600}\right) \frac{m}{s} = 0.525 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 20 \frac{m}{s} > 0.52 \frac{m}{s}$$

La velocidad del condensado para la tubería de 1" es 0.52 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

3.7.3. Cálculo del espesor mínimo requerido y posterior verificación con respecto al seleccionado en la tabla 6.

Sustituir en la ecuación los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 98.62 psi
- D_o : 3.34 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{98.62 * 3.34}{2 * [(35000 * 0.92) + (98.62 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.1701 cm = 1.70 mm$$

$$e_{selec} = 3.38 mm > e_{min} = 1.70 mm$$

3.7.4. Cálculo de la presión máxima admisible y posterior verificación con respecto a la presión de trabajo.

Aplicando la ecuación con los respectivos valores:

Donde:

- S: 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.338 cm.
- C: 0.165 cm.
- D_o : 3.34 cm.
- Y: 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.338 - 0.165)}{3.34 - [2 * 0.4 * (0.338 - 0.165)]} \right) PSI = 3782.4837 PSI$$

$$P_{adm} = 3782.4837 PSI > P_{trabajo} = 98.62 PSI$$

3.7.5. Cálculo de la dilatación en el tramo de tubería.

Aplicando la ecuación con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha) mm$$

Donde:

- L: L m.
- Δt : $(T_{v(14.5)} - T_{amb})^{\circ}C$.
- α : $15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (L * (99 - 23) * 15.1 * 10^{-3})mm =$$

Tabla 40

Tramo Línea Principal de Retorno de Condensado en Lavandería

TRAMOS	LONG.PRINC	DILAT.	JUNTA DE EXP.
1	6.612	7.5879312	NO
2	6.241	7.1621716	NO
3	14.22	16.318872	NO
4	4.064	4.6638464	NO
5	28.951	33.2241676	SI
6	0.63	0.722988	NO
7	6.06	6.954456	NO
8	0.766	0.8790616	NO
9	4.322	4.9599272	NO
10	10.154	11.6527304	NO
11	5.641	6.4736116	NO

Fuente: Elaboración Propia.

Al realizar el cálculo de dilatación, solo un tramo se dilata lo suficiente para necesita una junta de expansión.

4.7.14. Tramo Línea Principal de Retorno de Condensado en Lavandería – Lavadoras 1,2 y 3:

3.7. Cálculo del diámetro según velocidad de diseño recomendada.

El volumen específico del líquido es de $0.00106 \frac{m^3}{Kg}$ dado que se seleccionó como presión

de condensado igual a 14.5 psia.

$$D = \sqrt{\left(\frac{134.43 * 0.00106 * 4}{3600 * 20 * \pi}\right)} m = 0.001587 m$$

Se selecciona un factor de seguridad 5 que será multiplicado por el diámetro calculado anteriormente.

$$D = 1.58\text{mm} * 5 = 7.9\text{mm} * \frac{1\text{ pulgada}}{25.4\text{mm}} = 0.311\text{ pulgadas} = 1/2\text{ pulgadas}$$

Tabla 6

Diámetro Nominal (Pulgadas)	Diámetro Exterior (mm)	Espesor Nominal (mm)	Peso (Kg/m)	Presión de Prueba (Kg/cm ²)	Presión de Trabajo (Kg/cm ²)
1/2	42.40	1.27	1.21	49.00	12.25
3/4	48.26	1.57	1.69	49.00	12.25
1	54.00	1.78	2.50	49.00	12.25
1 1/4	63.50	2.03	3.59	49.00	12.25
1 1/2	68.26	2.27	4.45	49.00	12.25
2	76.20	2.54	6.44	49.00	12.25
2 1/2	82.54	2.91	8.89	49.00	12.25
3	88.90	3.18	11.89	49.00	12.25
4	114.30	3.66	17.07	49.00	12.25
6	168.26	4.19	24.82	49.00	12.25

Fuente: www.sack.cl

3.7.2. Cálculo de velocidad máxima en tubería seleccionada y posterior verificación con respecto a la velocidad asumida.

$$V_v = \left(\frac{134.43 * 0.00106 * 4}{\pi * 0.019^2 * 3600} \right) \frac{m}{s} = 0.1396 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 20 \frac{m}{s} > 0.1396 \frac{m}{s}$$

3.7.3. Cálculo del espesor mínimo requerido y posterior verificación con respecto al seleccionado en la tabla 6.

La velocidad del condensado para la tubería de 1/2" es 0.139 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

Sustituir en la ecuación los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 98.62 psi
- D_o : 2.13 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{98.62 * 2.13}{2 * [(35000 * 0.92) + (98.62 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.1682578 cm$$

$$= 1.68 mm$$

$$e_{selec} = 3.73 mm > e_{min} = 1.68 mm$$

3.7.4. Cálculo de la presión máxima admisible y posterior verificación con respecto a la presión de trabajo.

Aplicando la ecuación con los respectivos valores:

Donde:

- S: 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.373 cm.
- C: 0.165 cm.
- D_o : 2.13 cm.
- Y: 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.373 - 0.165)}{2.13 - [2 * 0.4 * (0.373 - 0.165)]} \right) PSI = 7414.9521 PSI$$

$$P_{adm} = 7414.9521 PSI > P_{trabajo} = 98.62 PSI$$

3.7.5. Cálculo de la dilatación en el tramo de tubería.

Aplicando la ecuación con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha) mm$$

Donde:

- L: 7.02 m.
- Δt : $(T_{v(14.5)} - T_{amb})^{\circ}C$.
- α : $15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (7.02 * (99 - 23) * 15.1 * 10^{-3}) mm = 8.05 mm$$

Al realizar el cálculo de dilatación resulta que el tramo no necesita una junta de expansión.

4.7.15. Tramo Línea Principal de Retorno de Condensado en Lavandería – Secadoras 1,2 y Calandria:

3.7. Cálculo del diámetro según velocidad de diseño recomendada.

El volumen específico del líquido es de $0.00106 \frac{m^3}{Kg}$ dado que se seleccionó como presión de condensado igual a 14.5 psia.

$$D = \sqrt{\left(\frac{374.94 * 0.00106 * 4}{3600 * 20 * \pi}\right)} m = 0.002651$$

Se selecciona un factor de seguridad 5 que será multiplicado por el diámetro calculado anteriormente.

$$D = 2.65mm * 5 = 13.25mm * \frac{1 \text{ pulgada}}{25.4mm} = 0.5216 \text{ pulgadas} = 3/4 \text{ pulgadas}$$

Tabla 6

Estándar Nacional Pulgadas	Diámetro Externo mm	Espesor Nominal mm	Peso Estandar Kg/m	Peso de Cuerpo Cada 6 metros	Peso de Cuerpo Cada 3 metros
1/2	48.30	3.05	1.57	9.42	4.71
3/4	76.20	4.88	2.67	16.02	8.01
1	101.60	6.35	4.50	27.00	13.50
1 1/4	139.70	8.08	8.39	50.34	25.17
1 1/2	154.90	9.53	9.45	56.70	28.35
2	203.20	12.70	15.14	90.84	45.42
2 1/2	254.00	15.48	23.69	142.14	71.07
3	304.80	18.27	33.93	203.58	101.79
4	406.40	24.13	57.07	342.42	171.21
6	609.60	36.19	106.78	640.68	320.34

Fuente: www.sack.cl

3.7.2. Cálculo de velocidad máxima en tubería seleccionada y posterior verificación con respecto a la velocidad asumida.

$$V_v = \left(\frac{374.94 * 0.00106 * 4}{\pi * 0.019^2 * 3600} \right) \frac{m}{s} = 0.3893 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 20 \frac{m}{s} > 0.3893 \frac{m}{s}$$

La velocidad del condensado para la tubería de 3/4" es 0.389 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado

3.7.3. Cálculo del espesor mínimo requerido y posterior verificación con respecto al seleccionado en la tabla 6.

Sustituir en la ecuación los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 98.62 psi
- D_o : 2.67 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{98.62 * 2.67}{2 * [(35000 * 0.92) + (98.62 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.1690 cm = 1.68 mm$$

$$e_{selec} = 2.77 mm > e_{min} = 1.68 mm$$

3.7.4. Cálculo de la presión máxima admisible y posterior verificación con respecto a la presión de trabajo.

Aplicando la ecuación con los respectivos valores:

Donde:

- S: 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.287 cm.
- C: 0.165 cm.
- D_o : 2.67 cm.
- Y: 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.287 - 0.165)}{2.67 - [2 * 0.4 * (0.287 - 0.165)]} \right) PSI = 3309.8569 PSI$$

$$P_{adm} = 3309.8569 PSI > P_{trabajo} = 98.62 PSI$$

3.7.5. Cálculo de la dilatación en el tramo de tubería.

Aplicando la ecuación con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha)mm$$

Donde:

- L: 15.49 m.
- Δt : $(T_{v(14.5)} - T_{amb})^{\circ}C$.
- α : $15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (15.49 * (99 - 23) * 15.1 * 10^{-3})mm = 17.77 mm$$

Al realizar el cálculo de dilatación resulta que el tramo no necesita una junta de expansión.

4.7.16. Tramo de Retorno de Condensado en Secadoras 1,2 y Calandria – Prensa
Plancha 1,2:

3.7. Cálculo del diámetro según velocidad de diseño recomendada.

El volumen específico del líquido es de $0.00106 \frac{m^3}{kg}$ dado que se seleccionó como presión de condensado igual a 14.5 psia.

$$D = \sqrt{\left(\frac{45.72 * 0.00106 * 4}{3600 * 20 * \pi}\right)}m = 0.000925m$$

Se selecciona un factor de seguridad 5 que será multiplicado por el diámetro calculado anteriormente.

$$D = 0.925mm * 5 = 4.62m * \frac{1 pulgada}{25.4mm} = 0.182 pulgadas = 1/2 pulgadas$$

Tabla 6

Diámetro Nominal	Diámetro Exterior	Diámetro Nominal	Diámetro Exterior	Diámetro de Flujo	Diámetro de Flujo	Diámetro de Flujo
1/2	1.315	1/2	1.315	1/2	1.315	1.315
3/4	1.915	3/4	1.915	3/4	1.915	1.915
1	2.315	1	2.315	1	2.315	2.315
1 1/4	3.065	1 1/4	3.065	1 1/4	3.065	3.065
1 1/2	3.565	1 1/2	3.565	1 1/2	3.565	3.565
2	4.515	2	4.515	2	4.515	4.515
2 1/2	5.565	2 1/2	5.565	2 1/2	5.565	5.565
3	6.515	3	6.515	3	6.515	6.515
4	8.515	4	8.515	4	8.515	8.515
6	12.015	6	12.015	6	12.015	12.015

Fuente: www.sack.cl

3.7.2. Cálculo de velocidad máxima en tubería seleccionada y posterior verificación con respecto a la velocidad asumida.

$$V_v = \left(\frac{45.72 * 0.00106 * 4}{\pi * 0.019^2 * 3600} \right) \frac{m}{s} = 0.05192 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 20 \frac{m}{s} > 0.05 \frac{m}{s}$$

La velocidad del condensado para la tubería de 1/2" es 0.05 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

3.7.3. Cálculo del espesor mínimo requerido y posterior verificación con respecto al seleccionado en la tabla 6.

Sustituir en la ecuación los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 98.62 psi
- D_o : 2.13 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{98.62 * 2.13}{2 * [(35000 * 0.92) + (98.62 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.1653 cm = 1.65 mm$$

$$e_{selec} = 2.77 mm > e_{min} = 1.65 mm$$

3.7.4. Cálculo de la presión máxima admisible y posterior verificación con respecto a la presión de trabajo.

Aplicando la ecuación con los respectivos valores:

Donde:

- S: 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.277 cm.
- C: 0.165 cm.
- D_o : 2.13 cm.
- Y: 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.277 - 0.165)}{2.13 - [2 * 0.4 * (0.277 - 0.165)]} \right) PSI = 3842.3838 PSI$$

$$P_{adm} = 3842.38 PSI > P_{trabajo} = 98.62 PSI$$

3.7.5. Cálculo de la dilatación en el tramo de tubería.

Aplicando la ecuación con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha) mm$$

Donde:

- L: 4.05 m.
- Δt : $(T_{v(14.5)} - T_{amb})^{\circ}C$.
- α : $15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (4.05 * (99 - 23) * 15.1 * 10^{-3})mm = 4.64 mm$$

Al realizar el cálculo de dilatación resulta que el tramo no necesita una junta de expansión.

- **Red de vapor de P = 49.31 Psi:**

Tabla 41

Propiedades de vapor a 49.31 Psi

PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AGUA.				
PRESIÓN(PSI)	H.LIQ (KJ/KG)	H.VAPOR (KJ/KG)	VOL.ESP.LIQ (M3/KG)	VOL.ESP.VAP (M3/KG)
100	718.925	2767.83	0.0011114	0.242973
49.31	620.131	2742.51	0.0010874	0.421559
14.7	506.476	2706.85	0.0010609	0.87476

Fuente: Elaboración Propia.

$$\%Vapor Flash = \frac{620.131 - 506.476}{2706.85 - 506.476} * 100\% = 5.16\%$$

Composición másica en la red de condensado:

Vapor = 0.05165 Kg de vapor / Kg de condensado = 5.16%

Agua = 0.94835 Kg de Agua / Kg de condensado = 94.84%

Composición volumétrica en la red de condensado:

$$\text{Vapor: } 0.05165 * \frac{\text{Kg de vapor}}{\text{Kg condensado}} * 0.87476 * \frac{m3}{\text{Kg de vapor}} = 0.04518 \frac{m3}{\text{Kg condensado}}$$

$$\text{Agua: } 0.94835 * \frac{\text{Kg de agua}}{\text{Kg condensado}} * 0.0010609 * \frac{m3}{\text{Kg de vapor}} = 0.001 \frac{m3}{\text{Kg condensado}}$$

Tabla 42
Condensado producido por las máquinas de vapor a 49.31 Psi

EQUIPOS	CONSUMO (kg/h)	CONDENSADO (94.84%)	VAPOR FLASH (5.16%)
ESTERILIZADOR A VAPOR DE RED 100-150 LTS.	20.41	19.481345	0.928655
ESTERILIZADOR A VAPOR DE RED 100-150 LTS.	20.41	19.481345	0.928655
ESTERILIZADOR A VAPOR DE RED,450-500 LTS.	40	38.18	1.82
ESTERILIZADOR A VAPOR DE RED, 450-500 LTS.	40	38.18	1.82
TOTAL		115.32269Kg/h	5.49731Kg/h

Fuente: Elaboración Propia.

El agua caliente recuperada para distribuir por la red de condensado es de un total de 115.32 Kg/h y el condensado generado por la autoclave es de 25 Kg/h. La cantidad de vapor flash generado es de 5.49 Kg/h.

Para calcular el diámetro de la tubería principal de retorno de condensado de Esterilización, la carga de condensado producida por los equipos y las pérdidas de condensado generado en las tuberías.

$$m_v = 115.32 + 25 + 90.74 = 231.06 \frac{Kg}{h}$$

Como existe un margen error al momento de calcular la carga condensado se le agrega un 25% para acercarnos más al valor real.

$$m_v = 231.06 * 1.4 = 370.12$$

4.7.17. Línea de Principal de Retorno de Condensado en Esterilización 1:

3.7. Cálculo del diámetro según velocidad de diseño recomendada.

El volumen específico del líquido es de $0.00106 \frac{m^3}{kg}$ dado que se seleccionó como presión de condensado igual a 14.5 psia.

$$D = \sqrt{\left(\frac{370.12 * 0.00106 * 4}{3600 * 20 * \pi}\right)} m = 0.0026339m$$

Se selecciona un factor de seguridad 5 que será multiplicado por el diámetro calculado anteriormente.

$$D = 2.597mm * 5 = 13.165mm * \frac{1 \text{ pulgada}}{25.4mm} = 0.5183 \text{ pulgadas} = 3/4 \text{ pulgadas}$$

Tabla 6

Estándar Nominal Pulgadas	Diámetro Externo mm	Espesor Nominal mm	Peso Teórico kg/m	Peso por Pie Lineal Libras	Peso por Pie Lineal Kilogramos	Peso por Pie Lineal Kilogramos
1/2	48.30	3.05	1.21	2.67	0.56	0.56
3/4	60.30	3.05	1.57	3.47	0.77	0.77
1	76.20	3.05	2.00	4.41	0.98	0.98
1 1/4	101.60	3.05	2.69	5.93	1.32	1.32
1 1/2	114.30	3.05	3.14	6.92	1.53	1.53
2	152.40	3.05	4.24	9.34	2.06	2.06
2 1/2	190.50	3.05	5.69	12.55	2.78	2.78
3	219.10	3.05	6.63	14.61	3.23	3.23
4	273.10	3.05	8.67	19.07	4.24	4.24
6	426.70	3.05	13.28	29.28	6.47	6.47

Fuente: www.sack.cl

3.7.2. Cálculo de velocidad máxima en tubería seleccionada y posterior verificación con respecto a la velocidad asumida.

$$V_v = \left(\frac{360.12 * 0.00106 * 4}{\pi * 0.019^2 * 3600} \right) \frac{m}{s} = 0.37 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 20 \frac{m}{s} > 0.37 \frac{m}{s}$$

La velocidad del condensado para la tubería de 3/4" es 0.37 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

3.7.3. Cálculo del espesor mínimo requerido y posterior verificación con respecto al seleccionado en la tabla 6.

Sustituir en la ecuación los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 98.62 psi
- D_o : 2.67 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{98.62 * 2.67}{2 * [(35000 * 0.92) + (98.62 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.16908 cm = 1.69mm$$

$$e_{selec} = 2.87 \text{ mm} > e_{min} = 1.69 \text{ mm}$$

3.7.4. Cálculo de la presión máxima admisible y posterior verificación con respecto a la presión de trabajo.

Aplicando la ecuación con los respectivos valores:

Donde:

- S: 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.287 cm.
- C: 0.165 cm
- D_o : 2.67 cm.
- Y: 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.287 - 0.165)}{2.67 - [2 * 0.4 * (0.287 - 0.165)]} \right) PSI = 3319.856 PSI$$

$$P_{adm} = 3319.85 PSI > P_{trabajo} = 98.62 PSI$$

3.7.5. Cálculo de la dilatación en el tramo de tubería.

Aplicando la ecuación con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha)m$$

Donde:

- L: L m.
- Δt : $(T_{v(14.5)} - T_{amb})^{\circ}C$.

- $\alpha : 15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (L * (99 - 23) * 15.1 * 10^{-3})mm = 4.82 mm$$

Tabla 43

Tramo Línea principal de retorno de Condensado en Esterilización 1

TRAMOS	LONG.PRINC	DILAT.	JUNTA DE EXP.
1	5.984	6.8672384	NO
2	6.311	7.2425036	NO
3	13.694	15.7152344	NO
4	4.172	4.7877872	NO
5	35.966	41.2745816	SI

Fuente: Elaboración Propia.

Al realizar el cálculo de dilatación resulta que solo un tramo necesita una junta de expansión.

4.7.18. Tramo Línea de Retorno Principal de Retorno de Condesando en Esterilización 1 – Esterilizador (1° Piso) y Autoclave.

3.7. Cálculo del diámetro según velocidad de diseño recomendada.

El volumen específico del líquido es de $0.00106 \frac{m^3}{Kg}$ dado que se seleccionó como presión de condensado igual a 14.5 psia.

$$D = \sqrt{\left(\frac{44.48 * 0.00106 * 4}{3600 * 20 * \pi}\right)} m = 0.000913$$

Se selecciona un factor de seguridad 5 que será multiplicado por el diámetro calculado anteriormente.

$$D = 0.913mm * 5 = 4.565mm * \frac{1 pulgada}{25.4mm} = 0.1797 pulgadas = 1/2 pulgadas$$

Tabla 6

Diámetro Nominal	Diámetro Exterior	Diámetro Interior	Peso Teórico	Peso de Piezas	Peso de Piezas
1/2"	48.26	42.7	1.21	4.20	4.20
3/4"	60.33	52.7	1.50	4.70	4.70
1"	73.03	63.5	1.80	5.20	5.20
1 1/2"	95.25	82.5	2.40	6.20	6.20
2"	119.42	104.8	3.00	7.20	7.20
2 1/2"	145.48	128.7	3.70	8.20	8.20
3"	173.18	154.1	4.50	9.20	9.20
4"	219.15	195.5	6.00	11.20	11.20
6"	292.25	254.0	8.00	14.20	14.20

Fuente: www.sack.cl

3.7.2. Cálculo de velocidad máxima en tubería seleccionada y posterior verificación con respecto a la velocidad asumida.

$$V_v = \left(\frac{44.48 * 0.00106 * 4}{\pi * 0.0127^2 * 3600} \right) \frac{m}{s} = 0.103 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 20 \frac{m}{s} > 0.103 \frac{m}{s}$$

3.7.3. Cálculo del espesor mínimo requerido y posterior verificación con respecto al seleccionado en la tabla.

La velocidad del condensado para la tubería de 1/2" es 0.1 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

Sustituir en la ecuación los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 98.62 psi
- D_o : 2.13 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{98.62 * 2.13}{2 * [(35000 * 0.92) + (98.62 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.1653 cm = 1.65 mm$$

$$e_{selec} = 2.77 mm > e_{min} = 1.65 mm$$

3.7.4. Cálculo de la presión máxima admisible y posterior verificación con respecto a la presión de trabajo.

Aplicando la ecuación con los respectivos valores:

Donde:

- S : 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.277 cm.
- C : 0.165 cm.
- D_o : 2.13 cm.
- Y : 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.277 - 0.165)}{2.13 - [2 * 0.4 * (0.277 - 0.165)]} \right) PSI = 3842.3838 PSI$$

$$P_{adm} = 3842.38 PSI > P_{trabajo} = 98.62 PSI$$

3.7.5. Cálculo de la dilatación en el tramo de tubería.

Aplicando la ecuación con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha)mm$$

Donde:

- L: L m.
- $\Delta t : (T_{v(14.5)} - T_{amb})^{\circ}C.$
- $\alpha : 15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (L * (99 - 23) * 15.1 * 10^{-3})mm = 4.82 mm$$

Tabla 44

Tramo Línea Principal de Retorno de Condensado en Esterilización 1 - Esterilizador (1° Piso) y autoclave

TRAMOS	LONG.PRINC	DILAT.	JUNTA DE EXP.
2	8.543	9.8039468	NO
3	16.563	19.0076988	NO
4	12.843	14.7386268	NO
5	4.642	5.3271592	NO
6	15.69	18.005844	NO
7	6.227	7.1461052	NO
8	15.3	17.55828	NO
9	6.7	7.68892	NO
2	8.543	9.8039468	NO

Fuente: Elaboración Propia.

Al realizar el cálculo de dilatación, solo un tramo se dilata lo suficiente para necesita una junta de expansión.

4.7.19. Tramo Línea Principal de Retorno de Condensado en Esterilización 1 – Esterilizadores 2,3 (2° Piso).

3.7. Cálculo del diámetro según velocidad de diseño recomendada.

El volumen específico del líquido es de $0.00106 \frac{m^3}{Kg}$ dado que se seleccionó como presión de condensado igual a 14.5 psia.

$$D = \sqrt{\left(\frac{76.36 * 0.00106 * 4}{3600 * 20 * \pi}\right)} m = 0.001963$$

Se selecciona un factor de seguridad 5 que será multiplicado por el diámetro calculado anteriormente.

$$D = 1.96mm * 5 = 5.95mm * \frac{1 \text{ pulgada}}{25.4mm} = 0.23425 \text{ pulgadas} = 1/2 \text{ pulgadas}$$

Tabla 6

Diámetro Nominal Pulgadas	Diámetro Exterior mm	Espesor Nominal mm	Peso lb/ft	Presión de Diseño Clase A psia	Presión de Diseño Clase B psia
1/2	47.50	2.77	1.71	1000	1500
3/4	54.00	3.31	2.07	1200	1800
1	60.50	3.84	2.43	1400	2100
1 1/8	67.00	4.38	2.79	1600	2400
1 1/2	73.50	4.91	3.15	1800	2700
2	89.00	5.94	3.84	2200	3300
2 1/2	104.50	6.97	4.53	2600	3900
3	120.00	7.99	5.22	3000	4500
4	145.50	9.52	6.25	3600	5400
6	181.00	11.55	7.78	4200	6300

Fuente: www.sack.cl

3.7.2. Cálculo de velocidad máxima en tubería seleccionada y posterior verificación con respecto a la velocidad asumida.

$$V_v = \left(\frac{76.36 * 0.00106 * 4}{\pi * 0.0127^2 * 3600} \right) \frac{m}{s} = 0.1774 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 20 \frac{m}{s} > 0.17 \frac{m}{s}$$

3.7.3. Cálculo del espesor mínimo requerido y posterior verificación con respecto al seleccionado en la tabla 6.

La velocidad del condensado para la tubería de 1/2" es 0.17 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

Sustituir en la ecuación los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 98.62 psi
- D_o : 2.13 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{98.62 * 2.13}{2 * [(35000 * 0.92) + (98.62 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.1653 cm = 1.65 mm$$

$$e_{selec} = 2.77 mm > e_{min} = 1.65 mm$$

3.7.3. Cálculo de la presión máxima admisible y posterior verificación con respecto a la presión de trabajo.

Aplicando la ecuación con los respectivos valores:

Donde:

- S: 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.277 cm.
- C: 0.165 cm.
- D_o : 2.13 cm.
- Y: 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.277 - 0.165)}{2.13 - [2 * 0.4 * (0.277 - 0.165)]} \right) PSI = 3842.3838 PSI$$

$$P_{adm} = 3842.38 PSI > P_{trabajo} = 98.62 PSI$$

3.7.5. Cálculo de la dilatación en el tramo de tubería.

Aplicando la ecuación con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha) mm$$

Donde:

- L: L m.
- Δt : $(T_{v(14.5)} - T_{amb})^{\circ}C$.
- α : $15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (L * (99 - 23) * 15.1 * 10^{-3}) mm = 4.82 mm$$

Tabla 45

Tramo Línea de Retorno Principal de Esterilización 1 - Esterilizadores 2,3 (2° Piso)

TRAMOS	LONG.PRINC	DILAT.	JUNTA DE EXP.
1	19.17	21.999492	NO
2	1.55	1.77878	NO
3	5.869	6.7352644	NO
4	24.43	28.035868	NO

Fuente: Elaboración Propia.

Al realizar el cálculo de dilatación, ningún tramo se dilata lo suficiente para necesitar una junta de expansión.

4.7.20. Tramo Línea Principal de Retorno de Condensado en Esterilización 1 – Esterilizador 4 (5° Piso).

3.7. Cálculo del diámetro según velocidad de diseño recomendada.

El volumen específico del líquido es de $0.00106 \frac{m^3}{kg}$ dado que se seleccionó como presión de condensado igual a 14.5 psia.

$$D = \sqrt{\left(\frac{20.41 * 0.00106 * 4}{00 * 20 * \pi}\right)} m = 0.001963$$

Se selecciona un factor de seguridad 5 que será multiplicado por el diámetro calculado anteriormente.

$$D = 0.618mm * 5 = 3.09mm * \frac{1 \text{ pulgada}}{25.4mm} = 0.1216 \text{ pulgadas} = 1/2 \text{ pulgadas}$$

Tabla 6

Diámetro Nominal Pulgadas	Diámetro Exterior mm	Espesor Nominal mm	Peso Teórico kg/m	Peso por Unidad Cúbica de Agua kg/m ³	Peso por Unidad Cúbica de Vapor kg/m ³
1/2	21.3	1.3	1.2	4900	4900
3/4	26.7	1.6	1.5	4900	4900
1	33.4	1.9	1.8	4900	4900
1 1/2	41.3	2.3	2.2	4900	4900
2	50.8	2.8	2.7	4900	4900
2 1/2	63.5	3.4	3.3	4900	4900
3	76.2	4.0	3.9	4900	4900
4	101.6	4.8	4.7	4900	4900
6	152.4	6.0	5.9	4900	4900

Fuente: www.sack.cl

3.7.2. Cálculo de velocidad máxima en tubería seleccionada y posterior verificación con respecto a la velocidad asumida.

$$V_v = \left(\frac{20.41 * 0.00106 * 4}{\pi * 0.0127^2 * 3600} \right) \frac{m}{s} = 0.14 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 20 \frac{m}{s} > 0.14 \frac{m}{s}$$

3.7.3. Cálculo del espesor mínimo requerido y posterior verificación con respecto al seleccionado en la tabla 6.

La velocidad del condensado para la tubería de 1/2" es 0.14 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

Sustituir en la ecuación los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 98.62 psi
- D_o : 2.13 cm
- S : 35000 psi
- 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{98.62 * 2.13}{2 * [(35000 * 0.92) + (98.62 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.1653 cm = 1.65 mm$$

$$e_{selec} = 2.77 mm > e_{min} = 1.65 mm$$

3.7.4. Cálculo de la presión máxima admisible y posterior verificación con respecto a la presión de trabajo.

Aplicando la ecuación con los respectivos valores:

Donde:

- S : 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.277 cm.
- C : 0.165 cm.
- D_o : 2.13 cm.
- Y : 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.277 - 0.165)}{2.13 - [2 * 0.4 * (0.277 - 0.165)]} \right) PSI = 3842.3838 PSI$$

$$P_{adm} = 3842.38 PSI > P_{trabajo} = 98.62 PSI$$

3.7.5. Cálculo de la dilatación en el tramo de tubería.

Aplicando la ecuación con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha) mm$$

Donde:

- L: L m.
- $\Delta t : (T_{v(14.5)} - T_{amb})^{\circ}C$.
- $\alpha : 15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (L * (99 - 23) * 15.1 * 10^{-3}) mm = 4.82 mm$$

Tabla 46

Tramo Línea de retorno principal de esterilización 1 - Esterilizador 4 (5° Piso)

TRAMOS	LONG.PRINC	DILAT.	JUNTA DE EXP.
1	3	3.4428	NO
2	1.45	1.66402	NO
3	4.09	4.693684	NO
4	32.8	37.64128	NO
5	3.05	3.50018	NO
6	1.838	2.1092888	NO
7	1.626	1.8659976	NO
8	3	3.4428	NO
9	2.474	2.8391624	NO
10	1.074	1.2325224	NO

Fuente: Elaboración Propia.

Al realizar el cálculo de dilatación, ningún tramo se dilata lo suficiente para necesitar una junta de expansión.

- **Red de vapor de P = 9.86 Psi:**

Tabla 47

Condensado producido por las máquinas de vapor a 9.86 Psi

EQUIPOS	CONSUMO (kg/h)	CONDENSADO (99.9%)
MARMITA A VAPOR DE 100 L.	56.7	56.6
MARMITA A VAPOR DE 100L.	56.7	56.6
MARMITA A VAPOR DE 100L.	56.7	56.6
TOTAL		169.8Kg/h

Fuente: Elaboración Propia

El agua caliente recuperada para distribuir por la red de condensado es de un total de 169.8 Kg/h, el porcentaje de vapor flash es tan pequeño que se desprecia. Para calcular el diámetro de la tubería principal de retorno de condensado de Cocina, la carga de condensado producida por los equipos y las pérdidas de condensado generado en las tuberías.

$$m_v = 169.8 + 90.74 = 260.54 \frac{Kg}{h}$$

4.7.21. Tramo Línea Principal de Retorno de Condensado en Cocina:

Como existe un margen error al momento de calcular la carga condensado se le agrega un 40% en los tramos principales para acercarnos más al valor real.

$$m_v = 260.54 * 1.4 = 364.75 \text{ kg/h}$$

3.7. Cálculo del diámetro según velocidad de diseño recomendada.

El volumen específico del líquido es de $0.00106 \frac{m^3}{Kg}$ dado que se seleccionó como presión de condensado igual a 14.5 psia.

$$D = \sqrt{\left(\frac{364.75 * 0.00106 * 4}{3600 * 20 * \pi}\right)} m = 0.0026148$$

Se selecciona un factor de seguridad 5 que será multiplicado por el diámetro calculado anteriormente.

$$D = 2.614mm * 5 = 13.07mm * \frac{1 \text{ pulgada}}{25.4mm} = 0.5145 \text{ pulgadas} = 3/4 \text{ pulgadas}$$

Tabla 6

Diámetro Nominal	Diámetro Exterior	Espesor Nominal	Peso por Pie Lineal	Peso por Pie Cuadrado	Peso por Pie Cuadrado Clase A (pulg)	Peso por Pie Cuadrado Clase B (pulg)
1/2	1.315	0.109	1.07	0.29	0.29	0.29
3/4	1.315	0.109	1.07	0.29	0.29	0.29
1	1.315	0.109	1.07	0.29	0.29	0.29
1 1/4	1.660	0.148	1.39	0.39	0.39	0.39
1 1/2	1.660	0.148	1.39	0.39	0.39	0.39
2	2.075	0.188	1.83	0.51	0.51	0.51
2 1/2	2.375	0.219	2.17	0.60	0.60	0.60
3	2.675	0.250	2.51	0.70	0.70	0.70
4	3.500	0.312	3.33	0.91	0.91	0.91
6	4.500	0.375	4.33	1.20	1.20	1.20

Fuente: www.sack.cl

3.7.2. Cálculo de velocidad máxima en tubería seleccionada y posterior verificación con respecto a la velocidad asumida.

$$V_v = \left(\frac{364.75 * 0.00106 * 4}{\pi * 0.01905^2 * 3600}\right) \frac{m}{s} = 0.376 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 20 \frac{m}{s} > 0.376 \frac{m}{s}$$

La velocidad del condensado para la tubería de 3/4" es 0.37 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

3.7.3. Cálculo del espesor mínimo requerido y posterior verificación con respecto al seleccionado en la tabla 6.

Sustituir en la ecuación los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 98.62 psi
- D_o : 2.67 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{98.62 * 2.67}{2 * [(35000 * 0.92) + (98.62 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.169 cm = 1.69 mm$$

$$e_{selec} = 2.87 mm > e_{min} = 1.69 mm$$

3.7.4. Cálculo de la presión máxima admisible y posterior verificación con respecto a la presión de trabajo.

Aplicando la ecuación con los respectivos valores:

Donde:

- S: 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.287 cm.
- C: 0.165 cm.
- D_o : 2.67cm.
- Y: 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.287 - 0.165)}{2.67 - [2 * 0.4 * (0.287 - 0.165)]} \right) PSI = 3319.8569 PSI$$

$$P_{adm} = 3319.85 PSI > P_{trabajo} = 98.62 PSI$$

3.7.5. Cálculo de la dilatación en el tramo de tubería.

Aplicando la ecuación con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha)mm$$

Donde:

- L: L m.
- Δt : $(T_{v(14.5)} - T_{amb})^{\circ}C$.
- α : $15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (L * (99 - 23) * 15.1 * 10^{-3})mm$$

Tabla 48

Tramo línea principal de retorno de condensado en cocina

TRAMOS	LONG.PRINC	DILAT.	JUNTA DE EXP.
1	6.297	7.2264372	NO
2	6.295	7.224142	NO
3	13.4	15.37784	NO
4	4.22	4.842872	NO
5	16.5	18.9354	NO
6	3.454	3.9638104	NO
7	1.795	2.059942	NO
8	1.02	1.170552	NO

Fuente: Elaboración Propia.

Al realizar el cálculo de dilatación, ningún tramo se dilata lo suficiente para necesitar una junta de expansión.

4.7.22. Tramo Línea Principal de Retorno de Condensado en Cocina – Marmitas 1,2 y 3:

3.7. Cálculo del diámetro según velocidad de diseño recomendada.

El volumen específico del líquido es de $0.00106 \frac{m^3}{Kg}$ dado que se seleccionó como presión de condensado igual a 14.5 psia.

$$D = \sqrt{\left(\frac{169.8 * 0.00106 * 4}{3600 * 20 * \pi}\right)} m = 0.001784$$

Se selecciona un factor de seguridad 5 que será multiplicado por el diámetro calculado anteriormente.

$$D = 1.784mm * 5 = 8.92mm * \frac{1 \text{ pulgada}}{25.4mm} = 0.3511 \text{ pulgadas} = 1/2 \text{ pulgadas}$$

Tabla 6

Diámetro Nominal Tubo (mm)	Diámetro Exterior (mm)	Espesor Nominal (mm)	Peso Nominal (kg/m)	Presión de Diseño (kg/cm ²)	Presión de Trabajo (kg/cm ²)
1/2"	21.3	1.27	1.2	10.0	7.5
3/4"	26.7	1.5	1.5	10.0	7.5
1"	33.4	1.5	1.9	10.0	7.5
1 1/4"	41.3	1.9	2.6	10.0	7.5
1 1/2"	48.3	1.9	3.1	10.0	7.5
2"	60.3	2.3	3.9	10.0	7.5
2 1/2"	76.2	2.9	5.0	10.0	7.5
3"	91.4	3.0	6.2	10.0	7.5
4"	114.3	3.7	8.2	10.0	7.5
6"	152.4	4.5	12.8	10.0	7.5

Fuente: www.sack.cl

3.7.2. Cálculo de velocidad máxima en tubería seleccionada y posterior verificación con respecto a la velocidad asumida.

$$V_v = \left(\frac{169.8 * 0.00106 * 4}{\pi * 0.0127^2 * 3600} \right) \frac{m}{s} = 0.3946 \frac{m}{s}$$

Verificando:

$$V_{asumida} = 20 \frac{m}{s} > 0.39 \frac{m}{s}$$

3.7.3. Cálculo del espesor mínimo requerido y posterior verificación con respecto al seleccionado en la tabla 6.

La velocidad del condensado para la tubería de 1/2" es 0.39 m/s y se encuentra en el rango de diseño planteado.

Sustituir en la ecuación los siguientes valores.

$$e_{min} = \left(\frac{P * D_o}{2 * [(S * E) + (P * Y)]} + C \right) cm$$

- P : 98.62 psi
- D_o : 2.13 cm
- S : 35000 psi
- E : 0.92
- Y : 0.4(metales y no metales hasta 485°C)
- C : 0.165 cm

$$e_{min} = \left(\frac{98.62 * 2.13}{2 * [(35000 * 0.92) + (98.62 * 0.4)]} + 0.165 \right) cm = 0.1653 cm = 1.65 mm$$

$$e_{selec} = 2.77 mm > e_{min} = 1.65 mm$$

3.7.4. Cálculo de la presión máxima admisible y posterior verificación con respecto a la presión de trabajo.

Aplicando la ecuación con los respectivos valores:

Donde:

- S : 35000 PSI.
- e_{sel} : 0.277 cm.
- C : 0.165 cm.
- D_o : 2.13 cm.
- Y : 0.4.

$$P_{adm} = \left(\frac{2 * 35000 * (0.277 - 0.165)}{2.13 - [2 * 0.4 * (0.277 - 0.165)]} \right) PSI = 3842.3838 PSI$$

$$P_{adm} = 3842.38 PSI > P_{trabajo} = 98.62 PSI$$

3.7.5. Cálculo de la dilatación en el tramo de tubería.

Aplicando la ecuación con los siguientes valores:

$$Dil = (L * \Delta t * \alpha)mm$$

Donde:

- L: 4.55 m.
- $\Delta t : (T_{v(14.5)} - T_{amb})^{\circ}C.$
- $\alpha : 15.1 \frac{mm}{m^{\circ}C} * 10^{-3}$

$$Dil = (4.55 * (99 - 23) * 15.1 * 10^{-3})mm = 5.22 mm$$

Al realizar el cálculo de dilatación, el tramo no se dilata lo suficiente para necesita una junta de expansión

Tabla 49

Diámetros de tuberías de la red de condensado

TRAMO	CONDENSADO (Kg/h)	D.CALCULO LADO (pulg.)	D.INSTALADO LADO (pulg.)	LONGITUD (m)
LÍNEA PRINCIPAL DE RETORNO DE CONDENSADO (LAVANDERÍA).	904.17	1	1	87.66
L.P.R.C.L - LAVADORAS 1,2 y3.	134.43	1/2	3/4	7.02
L.P.R.C.L - SECADORAS 1,2 Y CALANDRIA.	374.94	3/4	3/4	15.49
SECADORAS 1,2 Y CALANDRIA - PRENSA PLANCHA 1,2	45.72	1/2	1/2	4.05
LÍNEA PRINCIPAL DE RETORNO DE CONDENSADO (ESTERILIZACIÓN 1)	360.12	3/4	1	66.12
L.P.R.C.E - ESTERILIZADOR 1(1° PISO) Y AUTOCLAVE.	44.48	1/2	1/2	96.4
L.P.R.C.E - ESTERILIZADOR 2 Y 3 (2° PISO)	76.36	1/2	3/4	51.1
L.P.R.C.E - ESTERILIZADOR 4 (5° PISO)	20.41	1/2	1/2	54.4
LÍNEA PRINCIPAL DE RETORNO DE CONDENSADO (COCINA)	360.12	3/4	1	52.98
L.P.R.C.C- LAVADORAS 1,2 y3.	169.8	1/2	3/4	4.55

Fuente: Elaboración Propia.

El color amarillo señala que existe un sobredimensionamiento en las líneas de condensado al no coincidir los diámetros, el color verde señala que coinciden las medidas de los diámetros instalados y los calculados, es decir están correctamente dimensionados.

4. Selección del material aislante

Tabla 50

Espesor recomendado de aislante respecto del diámetro de tubería

Espesores Recomendados
Aislamiento para Tubería Fiberglas®
Tuberías Calientes Ta= 25 °C (77 °F)¹

TEMP. OPERACION		HASTA 65°C (150°F)						HASTA 121°C (250°F)						HASTA 177°C (350°F)						HASTA 232°C (450°F)					
DIAMETRO NOMINAL DEL TUBO		E.S.		P.C.		T.S.		E.S.		P.C.		T.S.		E.S.		P.C.		T.S.		E.S.		P.C.		T.S.	
pulg.	mm	pulg.	mm	mm	W/m	°C	°F	pulg.	mm	mm	W/m	°C	°F	pulg.	mm	mm	W/m	°C	°F	pulg.	mm	mm	W/m	°C	°F
1/2	12.7	1	25.4	7.44	7.15	28.7	83.6	1	25.4	20.0	19.23	33.8	92.9	1	25.4	36.2	34.80	40	104.0	1 1/2	38.0	45.9	44.13	38.9	102.0
3/4	19.1	1	25.4	8.95	8.60	29.4	84.9	1	25.4	24.2	23.27	35.4	95.8	1	25.4	43.7	42.01	42.2	108.0	1 1/2	38.0	53.3	51.24	41.1	106.0
1	25.4	1	25.4	9.28	8.92	28.8	83.9	1	25.4	25.0	24.03	34.2	93.5	1 1/2	38.0	45.2	43.45	40.6	105.0	2	50.8	49.7	47.78	36.4	97.5
1 1/2	38.0	1	25.4	12.1	11.63	29.3	84.8	1	25.4	32.5	31.24	35.3	95.6	1 1/2	38.0	46.5	44.70	36.8	98.2	2	50.8	57.6	55.37	36.2	97.2
2	51.0	1	25.4	14.1	13.56	29.5	85.1	1	25.4	38.2	36.72	35.8	96.5	1 1/2	38.0	53.0	50.95	37.1	98.7	2	50.8	70.2	67.49	38.3	101.0
3	76.0	1	25.4	19.1	18.36	29.9	85.9	1	25.4	51.6	49.61	36.8	98.2	1 1/2	38.0	70.3	67.58	38.3	101.0	2	50.8	91.6	88.06	40.0	104.0
4	102.0	1	25.4	22.9	22.02	30.3	86.5	1	25.4	62.1	59.70	37.0	98.6	2	50.8	69.7	67.01	35.7	96.2	2	50.8	109.3	105.08	40.5	105.0
6	152.0	1	25.4	33.9	32.59	30.6	87.1	1 1/2	38.0	66.6	64.03	34.3	93.8	2	50.8	94.4	90.75	36.6	97.8	2	50.8	148.0	142.28	42.2	108.0
8	203.0	1	25.4	42.3	40.67	30.7	87.3	1 1/2	38.0	80.4	77.29	34.3	93.8	2	50.8	116.0	111.52	37	98.6	2 1/2	63.5	149.0	143.24	38.9	102.0
10	254.0	1	25.4	54.6	52.49	31.2	88.2	1 1/2	38.0	94.2	90.56	34.2	93.6	2	50.8	137.0	131.71	37.1	98.7	2 1/2	63.5	181.0	174.01	39.4	103.0
12	304.0	1 1/2	38.0	40.6	39.03	28.9	84.0	1 1/2	38.0	109.0	104.79	34.4	93.9	2	50.8	158.0	151.90	37.3	99.1	2 1/2	63.5	208.0	199.96	40.0	104.0
14	356.0	1 1/2	38.0	46.8	44.99	29.2	84.6	2	50.8	99.0	95.18	32.8	91.0	2 1/2	63.5	149.0	143.24	35.6	96.1	2 1/2	63.5	233.0	224.00	40.6	105.0
16	406.0	1 1/2	38.0	52.8	50.76	29.3	84.7	2	50.8	110.0	105.75	32.9	91.2	2 1/2	63.5	167.0	160.55	35.8	96.4	3	76.0	225.0	216.31	38.3	101.0
18	457.0	1 1/2	38.0	58.8	56.53	29.1	84.4	2	50.8	124.0	119.21	33.0	91.4	2 1/2	63.5	185.0	177.85	35.9	96.7	3	76.0	249.0	239.38	38.9	102.0
20	508.0	1 1/2	38.0	64.9	62.39	29.3	84.8	2	50.8	136.0	130.75	33.1	91.5	2 1/2	63.5	203.0	195.16	36.1	96.9	3	76.0	273.0	262.45	38.9	102.0
24	610.0	1 1/2	38.0	76.9	73.93	29.4	84.9	2	50.8	161.0	154.78	33.2	91.7	2 1/2	63.5	239.0	229.77	36.2	97.2	3	76.0	320.0	307.64	38.9	102.0
26	660.0	1 1/2	38.0	81.0	77.87	29.3	84.8	2	50.8	170.4	163.82	33.1	91.5	2 1/2	63.5	254.7	244.86	36.2	97.1	3	76.0	340.0	326.87	38.9	102.0
28	711.0	1 1/2	38.0	86.9	83.54	29.3	84.8	2	50.8	182.5	175.45	33.1	91.6	2 1/2	63.5	271.5	261.01	36.2	97.2	3	76.0	364.0	349.94	38.9	102.0
30	762.0	2	50.8	73.6	70.76	28.4	83.2	2 1/2	63.5	163.0	156.70	31.8	89.2	3	76.0	250.0	240.34	34.7	94.4	3 1/2	89.0	342.0	328.79	37.4	99.4

E.R.: ESPESOR RECOMENDADO
 T.S.: TEMPERATURA DE SUPERFICIE APROXIMADA

P.C.: PÉRDIDA DE CALOR
 Ta.: TEMPERATURA AMBIENTE

Fuente: Fiberglas.

Tenemos como dato que la temperatura ambiente promedio es de 23°C cercana a 25°C y tomamos como temperatura de operación máxima a 177 °C. Luego se selecciona el espesor de aislante respecto del diámetro de tubería.

Algunos diámetros de tuberías no estaban en el cuadro de espesores de aislante por eso se seleccionó el diámetro mayor inmediato.

Tabla 51

Espesor recomendado de aislante para distribución de vapor según diámetro de tuberías

TEMP. DE OPERACIÓN		HASTA 177°C					
D. NOMINAL DE TUBERIA		E.S		P.C		T.S	
pulg.	mm	pulg.	mm	BTU/h.ft	W/m	°C	°F
3/4	19.10	1	25.40	43.70	42.01	42.20	108.00
1	25.40	1 1/2	38.00	45.20	43.45	40.60	105.00
1 1/2	38.00	1 1/2	38.00	46.50	44.70	36.80	98.20
2	51.00	1 1/2	38.00	53.00	50.95	37.10	98.70
3	76.00	1 1/2	38.00	70.30	67.58	38.30	101.00

Fuente: Elaboración Propia.

Para el diámetro de tubería de 2 1/2" se seleccionó el diámetro inmediato mayor de 3", así como también para el diámetro de tubería de 1 1/4" se seleccionó el diámetro de tubería mayor de 1 1/2".

Los diámetros como 1", 3/4", 2" si se pudieron encontrar en las tablas.

Para los diámetros de 1", 1 1/2", 2", 3" el espesor óptimo de la lana de vidrio es de 38mm y para el diámetro de 3/4" el espesor óptimo de la lana de vidrio es de 25.4mm.

Tabla 52

Espesor recomendado de aislante para distribuir condensado según diámetro de tuberías

TEMP. DE OPERACIÓN		HASTA 177°C					
D. NOMINAL DE TUBERIA		E.S		P.C		T.S	
pulg.	mm	pulg.	Mm	BTU/h.ft	W/m	°C	°F
1/2	12.70	1	25.40	20.00	19.23	33.80	92.90
3/4	19.10	1	25.40	24.20	23.27	35.40	95.80
1	25.40	1	25.40	25.00	24.03	34.20	93.50

Fuente: Elaboración Propia.

Para las tuberías de diámetro 1" y 1/2" y 3/4" que transportan condensado el espesor recomendado es de 1".

Usando el método de resistencias térmicas se calcula la temperatura en todas las capas de la tubería y el medio ambiente simulando el recubrimiento del aislante.

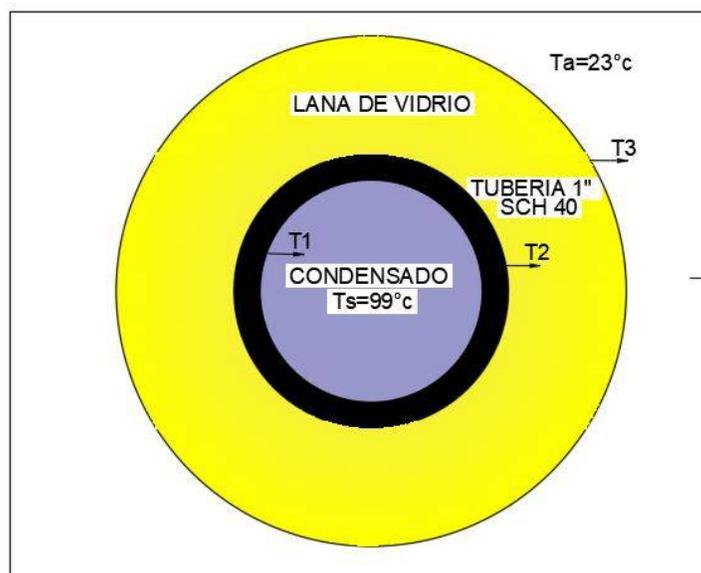


Figura 50. Vista frontal de la tubería y el aislante térmico.

(Fuente: Elaboración Propia).

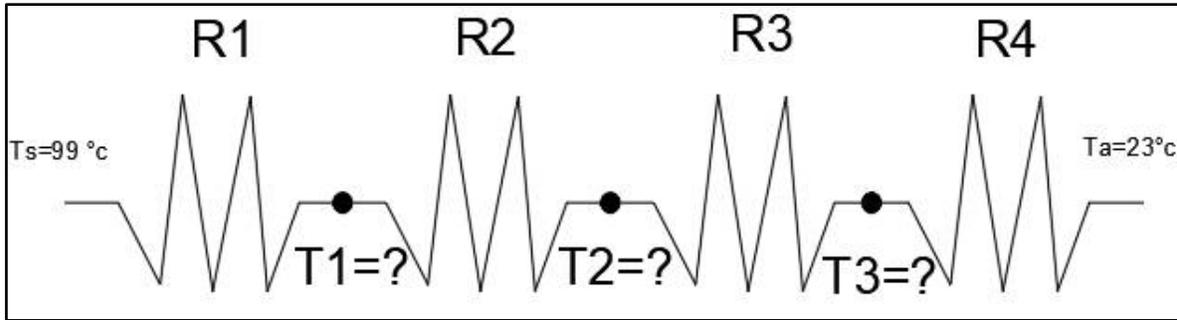


Figura 51. Analogía eléctrica. (Fuente: Elaboración Propia).

Si usamos los datos tomados podremos calcular las resistencias térmicas.

- $R_1 = \frac{1}{\alpha_d A_i} = \frac{1}{480 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0.01332 \cdot 87.66} = 2.83977 \times 10^{-4} \frac{^{\circ}K}{W}$
- $R_2 = \frac{\ln \frac{r_2}{r_1}}{2 \cdot \pi \cdot K_1 \cdot L} = \frac{\ln \frac{16.7}{13.32}}{2 \cdot \pi \cdot 45 \cdot 87.66} = 9.12427 \times 10^{-6} \frac{^{\circ}K}{W}$
- $R_3 = \frac{\ln \frac{r_3}{r_2}}{2 \cdot \pi \cdot K_2 \cdot L} = \frac{\ln \frac{42.1}{16.7}}{2 \cdot \pi \cdot 0.035 \cdot 87.66} = 0.047965992 \frac{^{\circ}K}{W}$
- $R_4 = \frac{1}{\alpha_f A_e} = \frac{1}{10 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 0.0421 \cdot 87.66} = 0.004312679 \frac{^{\circ}K}{W}$

$$\sum R_i = R_1 + R_2 + R_3 + R_4 = (2.83977 \times 10^{-4} + 9.12427 \times 10^{-6} + 0.047965992 + 0.004312679) \frac{^{\circ}K}{W}$$

$$\sum R_i = 0.05257 \frac{^{\circ}K}{W}$$

Sustituyendo la suma de resistencias en la ecuación de calor:

$$Q_{tramo} = \frac{T_s - T_a}{\sum R_i} = \frac{99 - 23}{0.05257} = 1445.6426 \text{ W}$$

Finalmente calculamos las diferentes temperaturas en la tubería y el aislante:

$$T_1 = T_s - (Q_{tramo} * R_1)$$

$$T_1 = 99 - (1445.6426 * 2.83977 * 10^{-4}) = 98.5894 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_2 = T_1 - (Q_{tramo} * R_2)$$

$$T_2 = 98.5894 - (1445.6426 * 9.12427 * 10^{-6}) = 98.5762 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$T_3 = T_2 - (Q_{tramo} * R_3)$$

$$T_2 = 98.5762 - (1445.6426 * 0.047965992) = 29.2345 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Al usar el aislante en la tubería disminuye en gran medida la transferencia de calor con el medio ambiente, manteniendo una temperatura menor en la superficie exterior del aislante de aproximadamente 29.3 °C.

5. Selección de las trampas de vapor

Después de haber realizado un recorrido a todas las áreas donde se consume vapor, se realizó una lista con todas las trampas de vapor, que tipo de trampas eran y cuál era su estado actual. Después de una rápida revisión de las trampas se comprueba el estado en el que se encuentran si existen pérdidas de vapor o algún desgaste por antigüedad.

Tabla 53
Lista de cotejo de trampas de vapor

TIPO DE TRAMPA DE VAPOR	MARCA	MODELO	UBICACIÓN	DIÀMETRO		ESTADO DE TRAMPA DE VAPOR		
				Entrada	Descarga	Bueno	Regular	Malo
BALDE INVERTIDO	Spirax sarco	Outlet	Sala de Calderas	1 1/2"	1 1/2"			
BALDE INVERTIDO	Spirax sarco	Outlet	Sala de Calderas	1 1/2"	1 1/2"			
T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Sala de Calderas	1/2"	1/2"			
T.TERMOD.	Lonz	-	Secadora 1	1"	1"			
T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Secadora 2	1"	1"			
T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Arriba de Lavadoras	1/2"	1/2"			
T.TERMOD.	Lonz	-	Calandria	1/2"	1/2"			
T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Prensa Plancha 1	1/2"	1/2"			
T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Prensa Plancha 2	1/2"	1/2"			
T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Arriba de la P.plancha	1/2"	1/2"			
T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Salida de Lavandería	1/2"	1/2"			
T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Cocina Comedor	1/2"	1/2"			
T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Cocina Comedor	1/2"	1/2"			
T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Cocina	1/2"	1/2"			
T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Cocina	1/2"	1/2"			
T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Cocina	1/2"	1/2"			
T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Cocina	1/2"	1/2"			
BALDE INVERTIDO	Spirax sarco	-	Cocina	1/2"	1/2"			
BALDE INVERTIDO	Spirax sarco	-	Cocina	1/2"	1/2"			
BALDE INVERTIDO	Spirax sarco	-	Cocina	1/2"	1/2"			
BALDE INVERTIDO	Spirax sarco	-	Cocina	3/4"	3/4"			
T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Esterilizador 1(1° piso)	1/2"	1/2"			
T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Esterilizador 2(2° piso)	1/2"	1/2"			
T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Esterilizador 3(2° piso)	1/2"	1/2"			

T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Esterilizador 4(5° piso)	1/2"	1/2"		
T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Salida de esteri. (2° piso)	1/2"	1/2"		
T.TERMOD.	Spirax sarco	Td-32	Salida de esteri. (5° piso)	1/2"	1/2"		

Fuente: Elaboración Propia.

Teniendo toda esta información podemos saber:

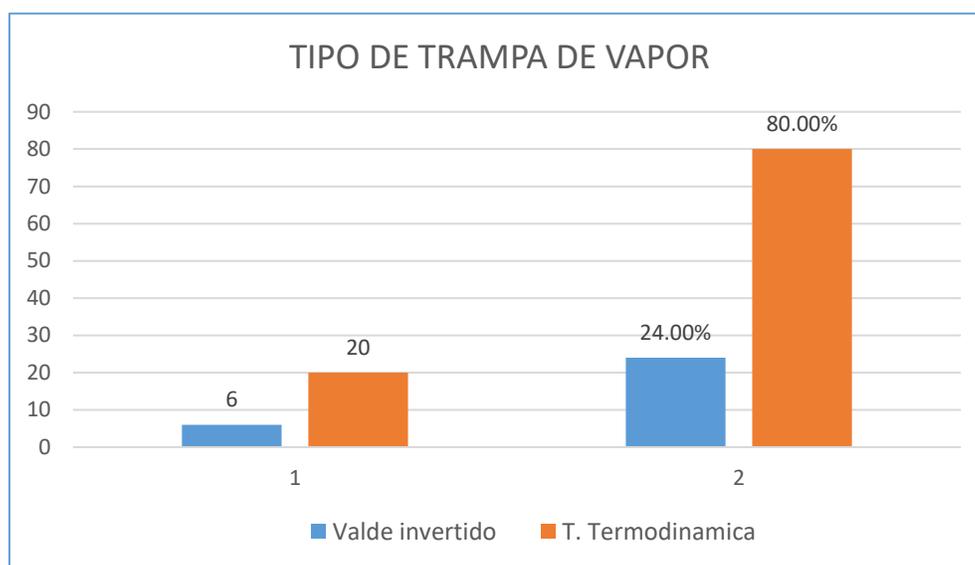


Figura 52. Estados de las trampas de vapor. (Fuente: Elaboración Propia).

En la gráfica anterior se expresa los porcentajes de los tipos de trampas de vapor que pudimos observar en las principales áreas que consumen vapor:

- 80% de las trampas de vapor son T. Termodinámicas.
- 20% de las trampas de vapor son de Balde Invertido.

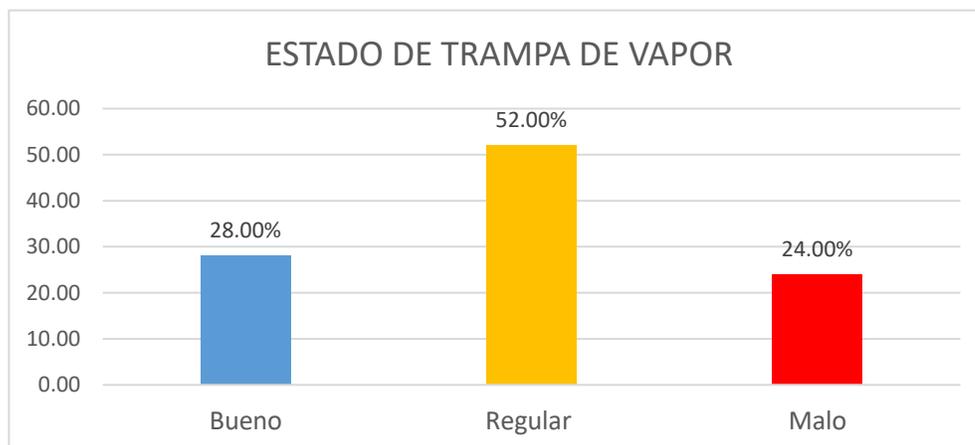


Figura 53. Pérdidas de vapor en las trampas de vapor.
(Fuente: Elaboración Propia).

El estado general de las trampas de vapor es regular, solo unas cuantas están en un estado malo además todas las trampas de vapor están acompañadas de varios accesorios como filtros en y, visor de flujo, válvula check, unión universal y válvulas de compuerta que por antigüedad no están funcionando buena manera.

En el Hospital las trampas de vapor generan gran pérdida de vapor disminuyendo la eficiencia de todo el sistema de vapor, a su vez esto genera un aumento en el uso de combustible que eso implicaría en un mayor gasto de dinero.

4.8. Verificación de los resultados mediante software PCT Vapor, TLV vapor y AISLAM.

Mediante estos programas validaremos los cálculos realizados anteriormente de manera manual. El programa TLV Vapor los usaremos para calcular diámetro, velocidad, caídas de presión en vapor y el programa PCT Vapor se usará para hallar lo mismo pero en tuberías de condensado. El programa AISLAM se utiliza para calcular el espesor ideal del aislante térmico para las tuberías.

4.8.1. Tramo calculado mediante TLV Vapor y PCT Vapor:

Dimensionamiento de las tuberías de vapor y espesor de aislante:

Tramo Caldera – Manifold:

a) Estado inicial del tramo:

Calculadora: Caída de Presión de Vapor en la Tubería


Inscribase en la Revista por e-mail!

Introducir Datos Unidades SI ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80 ▼
Tamaño de Tubería	NPS2 1/2 ▼
Presión de Vapor	100 psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	1252 kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	3.08 m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular
[Limpiar](#)

Resultados		
Caída de Presión	0.292487	psi ▼
Velocidad del Vapor	30.9033	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	3.08	m ▼

Inicialmente el tramo de tubería se encuentra bien dimensionado funcionando de manera óptima. La caída de presión es aceptable en este tramo con respecto al diámetro instalado del sistema

b) Diámetro de tubería vapor calculado:

Calculadora: Dimensionamiento de Tubería para Vapor por Velocidad



Inscribase en la Revista por e-mail!

Introducir Datos

Unidades SI ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80	▼
Presión de Vapor	100	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	1252	kg/h ▼
Velocidad Máxima Permissible [?]	40	m/s ▼
Longitud de la Tubería [?]	3.08	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Tamaño de Tubería	NPS2 1/2	
Diámetro Interno Tubería	59.0042	mm ▼
Velocidad del Vapor	30.9033	m/s ▼
Caída de Presión	0.292487	psi ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	3.08	m ▼

Resultados

El diámetro que resulta es de 59mm, en pulgadas sería 2.32” que se puede aproximar a un diámetro de 2 1/2” pulgadas. El diámetro calculado manualmente con fórmulas si coincide con el diámetro calculado mediante el programa online TLV Vapor. (Consultar tabla 36).

c) Cálculo del espesor de aislante del tramo de tubería de vapor.

Programa de cálculo de aislamientos (v1.0) 9/8/2013

Placas planas Tuberias Esferas Especiales

Referencia Sin especificar

Calcular: Flujo de calor Espesor aislamiento

Al aire vertical Al aire horizontal Enterrada sin caja Enterrada con caja

Condición de cálculo para tuberías:

- Flujo de calor (W/m) 49
- Reducción con aislamiento (%)
- Resistencia térmica lineal (m²C/W)
- Espesor económico
- Temperatura superficial exterior (°C)
- Evitar condensaciones exteriores
- Temp.final agua Longitud m
- Tiempo congelación (h) % Congelado

Interior

Ti 169.9 °C

Coef. convección: Imponer Despreciar Calcular (agua)

hint 480.0 W/m²C

Diametro interior 68.90 mm

Nº capas	Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m°C)	Resistencia térmica (m ² C/W)	Distribución Temperatura (°C)
2					
	Aislante Interior			0.010	169.46
	Acero	3.60	40.000	0.000	169.44
	Lana de vidrio	38.20	0.040	2.766	33.05

Exterior

Te 23 °C

Coef. convección: Imponer Despreciar Calcular (aire)

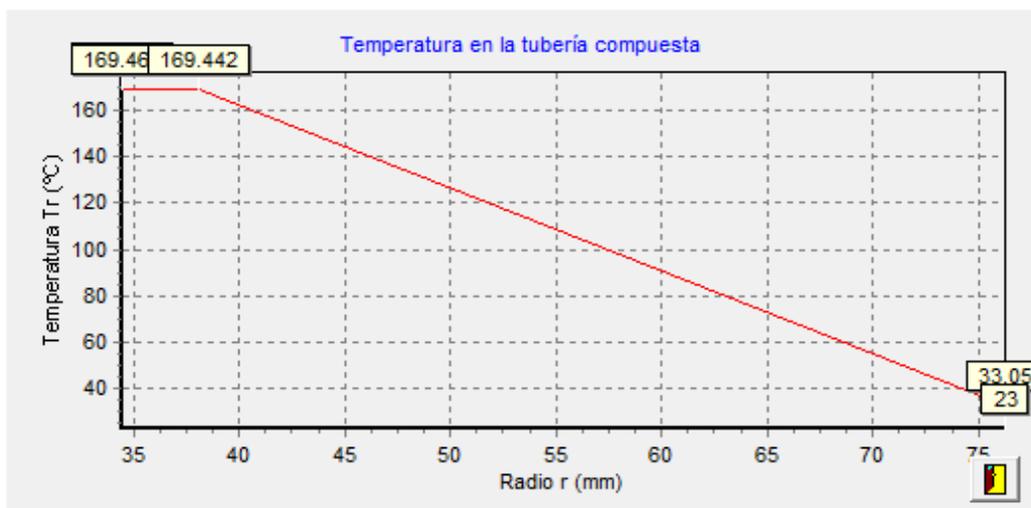
hext 10.00 W/m²C

0.209

Esp. aislamiento 38.20 mm
Resistencia térmica lineal 2.980 m²C/W
Densidad lineal flujo de calor 49.00 W/m

Tuberías

El programa AISLAM calcula que el espesor de la lana de vidrio es de 38.2 mm, con este grosor se logrará aislar correctamente la tubería de vapor de 2 ½". El programa también arroja una gráfica de distribución de temperatura.



4.8.2. Tramo Manifold – E.R.P(Cocina):

a) Estado Inicial del tramo:

Calculadora: Dimensionamiento de Tubería para Vapor por Velocidad



Inscríbese en la Revista por e-mail!

Introducir Datos

Unidades SI(bar) ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80	▼
Presión de Vapor	100	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	170.1	kg/h ▼
Velocidad Máxima Permisible [?]	40	m/s ▼
Longitud de la Tubería [?]	55.5	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Tamaño de Tubería	NPS1	
Diámetro Interno Tubería	24.3078	mm ▼
Velocidad del Vapor	24.7388	m/s ▼
Caída de Presión	10.3541	psi ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	55.5	m ▼

Existe inicialmente una caída de presión relativamente grande, razón por la cual se debe evaluar si se puede admitir una caída de presión relativamente alta o seleccionar un diámetro mayor que conlleva a más gastos de inversión y mayores pérdidas térmicas en operación.

b) Diámetro de tubería vapor calculado:

Calculadora: Caída de Presión de Vapor en la Tubería



Introducir Datos

Unidades SI(bar) ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80 ▼	
Tamaño de Tubería	NPS1 1/4 ▼	
Presión de Vapor	100	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	170.1	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	55.5	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Caída de Presión	2.32695	psi ▼
Velocidad del Vapor	13.8721	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	55.5	m ▼

Se seleccionó un diámetro mayor de 1" a 1 1/4" para poder reducir las pérdidas de carga dado que eran relativamente grande. El diámetro seleccionado de la tabla de diámetros corregidos coincide con el diámetro calculado mediante el programa TLV Vapor.

(Consultar tabla 36).

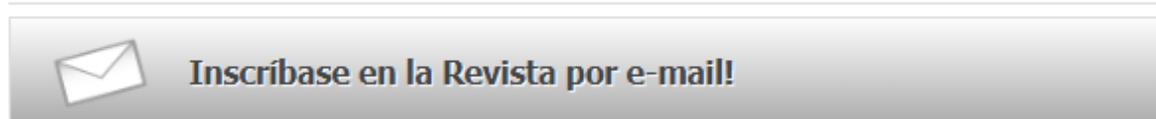
c) Cálculo del espesor de aislante del tramo de tubería de vapor.

El espesor del aislante térmico resulta ser igual al calculado en el tramo **Caldera – Manifold**, dado que presentan las mismas condiciones de operación. Finalmente el espesor seleccionado es de 38mm de lana de vidrio para una tubería de vapor de 1 1/4” pulgadas.

4.8.3. Tramo E.R.P(Cocina) – Marmitas 1,2 y 3:

a) Estado inicial del tramo:

Calculadora: Caída de Presión de Vapor en la Tubería



Introducir Datos

Unidades SI ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80 ▼	
Tamaño de Tubería	NPS2 ▼	
Presión de Vapor	9.86	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	170.1	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	11.57	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Caída de Presión	0.244155	psi ▼
Velocidad del Vapor	25.6746	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	11.57	m ▼

b) Diámetro de tubería de vapor calculado:

Calculadora: Dimensionamiento de Tubería para Vapor por Velocidad



Introducir Datos

		Unidades	SI
Grado de Tubería	ANSI Sch80		
Presión de Vapor	9.86	psig	
Rango de Flujo del Vapor	170.1	kg/h	
Velocidad Máxima Permissible [?]	40	m/s	
Longitud de la Tubería [?]	11.57	m	

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Tamaño de Tubería	NPS2	
Diámetro Interno Tubería	49.2506	mm
Velocidad del Vapor	25.6746	m/s
Caída de Presión	0.244155	psi
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	11.57	m

El diámetro que resulta es de 49mm, en pulgadas sería 1.93” que se puede aproximar a un diámetro de 2” pulgadas. El diámetro calculado manualmente con fórmulas si coincide con el diámetro calculado mediante el programa online TLV Vapor. (Consultar tabla 36).

c) Cálculo del espesor de aislante del tramo de tubería de vapor.

Programa de cálculo de aislamientos (v1.0) 9/8/2013

Placas planas Tuberías Esferas Especiales

Referencia Sin especificar

Condición de cálculo para tuberías

- Flujo de calor (W/m) 26
- Reducción con aislamiento (%)
- Resistencia térmica lineal (m°C/W)
- Espesor económico
- Temperatura superficial exterior (°C)
- Evitar condensaciones exteriores
- Temp. final agua Longitud m
- Tiempo congelación (h) % Congelado

Calcular:

- Flujo de calor
- Espesor aislamiento

Al aire vertical Al aire horizontal Enterrada sin caja Enterrada con caja

Interior

Ti 115.0 °C

Coef. convección:

- Imponer
- Despreciar
- Calcular (agua)

 hint 480.0 W/m²°C

Nº capas	Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m°C)	Resistencia térmica (m°C/W)	Distribución Temperatura (°C)
2	Aislante Interior			0.012	
	Acero DN50	3.60	40	0.001	114.70
	Lana de vidrio	38.90	0.040	3.297	114.69
					28.94

Exterior

Te 23 °C

Coef. convección:

- Imponer
- Despreciar
- Calcular (aire)

 hext 10.00 W/m²°C

Esp. aislamiento 38.90 mm
Resistencia térmica lineal 3.538 m°C/W
Densidad lineal flujo de calor 26.00 W/m

Tuberías

El programa AISLAM calcula que el espesor de la lana de vidrio es de 38.2 mm, con este grosor se logrará aislar correctamente la tubería de vapor de 2 ½". El programa también arroja una gráfica de distribución de temperatura.

4.8.4. Tramo Manifold – E.R.P(Lavandería):

a) Estado inicial del tramo:

Calculadora: Caída de Presión de Vapor en la Tubería**Introducir Datos**

Unidades SI ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80 ▼	
Tamaño de Tubería	NPS1 1/2 ▼	
Presión de Vapor	100	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	680	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	85.95	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

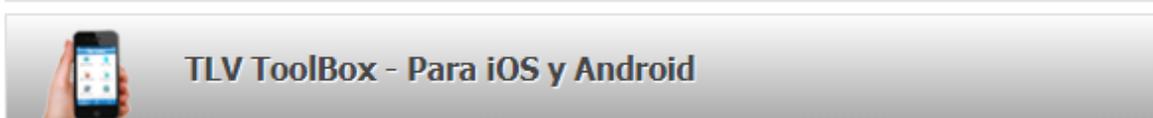
Caída de Presión	23.6933	psi ▼
Velocidad del Vapor	40.2555	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	85.95	m ▼

Resultados

Existe inicialmente una caída de presión grande, razón por la cual se debe evaluar si se puede admitir una caída de presión relativamente alta o seleccionar un diámetro mayor que conlleva a más gastos de inversión y mayores pérdidas térmicas en operación.

b) Diámetro de tubería de vapor calculado:

Calculadora: Dimensionamiento de Tubería para Vapor por Velocidad



Introducir Datos

Unidades SI ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80	▼
Presión de Vapor	100	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	680	kg/h ▼
Velocidad Máxima Permissible [?]	40	m/s ▼
Longitud de la Tubería [?]	85.95	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Tamaño de Tubería	NPS2	
Diámetro Interno Tubería	49.2506	mm ▼
Velocidad del Vapor	24.0909	m/s ▼
Caída de Presión	6.26683	psi ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	85.95	m ▼

Se seleccionó un diámetro mayor de 1 1/2" a 2" para poder reducir las pérdidas de carga dado que eran relativamente grande. El diámetro seleccionado de la tabla de diámetros corregidos coincide con el diámetro calculado mediante el programa TLV Vapor.

(Consultar tabla 36).

c) Cálculo del espesor de aislante del tramo de tubería de vapor.

El espesor del aislante térmico resulta ser igual al calculado en el tramo **E.R.P(Cocina) – Marmitas 1,2 y 3**, dado que presentan las mismas condiciones de operación y el mismo diámetro de tubería. Finalmente el espesor seleccionado es de 38mm de lana de vidrio para una tubería de vapor de 2” pulgadas.

4.8.5. Tramo E.R.P(Lavandería) – Secadoras 1,2:

a) Estado inicial del tramo:

Calculadora: Caída de Presión de Vapor en la Tubería



Inscríbese en la Revista por e-mail!

Introducir Datos

	Unidades	SI	▼
Grado de Tubería	ANSI Sch80		▼
Tamaño de Tubería	NPS1 1/4		▼
Presión de Vapor	100	psig	▼
Rango de Flujo del Vapor	330	kg/h	▼
Longitud de la Tubería [?]	22.17	m	▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Caída de Presión	3.38461	psi	▼
Velocidad del Vapor	26.9123	m/s	▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	22.17	m	▼

b) Diámetro de tubería de vapor calculado:

Calculadora: Dimensionamiento de Tubería para Vapor por Velocidad



Introducir Datos

Unidades SI ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80 ▼	
Presión de Vapor	100	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	330	kg/h ▼
Velocidad Máxima Permissible [?]	40	m/s ▼
Longitud de la Tubería [?]	22.17	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Tamaño de Tubería	NPS1 1/4	
Diámetro Interno Tubería	32.4612	mm ▼
Velocidad del Vapor	26.9123	m/s ▼
Caída de Presión	3.38461	psi ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	22.17	m ▼

El diámetro que resulta es de 32.4mm, en pulgadas sería 1.25” que se puede aproximar a un diámetro de 1 1/4” pulgadas. El diámetro calculado manualmente con fórmulas si coincide con el diámetro calculado mediante el programa online TLV Vapor. (Consultar tabla 36).

c) Cálculo del espesor de aislante del tramo de tubería de vapor.

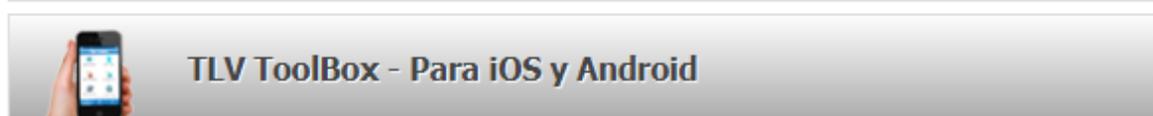
El espesor del aislante térmico resulta ser igual al calculado en el tramo **E.R.P (Lavandería)**

– **Secadora 1,2** dado que presentan las mismas condiciones de operación y el mismo diámetro de tubería. Finalmente el espesor seleccionado es de 38mm de lana de vidrio para una tubería de vapor de 1 1/4” pulgadas.

4.8.6. Tramo E.R.P(Lavandería) – Lavadoras 1, 2 y 3:

a) Estado Inicial del tramo:

Calculadora: Caída de Presión de Vapor en la Tubería



Introducir Datos

Unidades SI ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80 ▼	
Tamaño de Tubería	NPS1 ▼	
Presión de Vapor	96.86	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	169.05	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	9.83	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

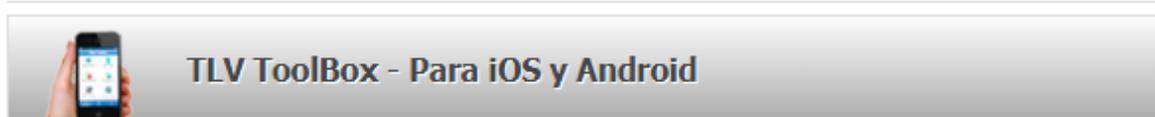
[Limpiar](#)

Caída de Presión	1.85993	psi ▼
Velocidad del Vapor	25.2423	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	9.83	m ▼

Resultados

b) Diámetro de tubería de vapor calculado:

Calculadora: Dimensionamiento de Tubería para Vapor por Velocidad



Introducir Datos

Unidades SI ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80 ▼	
Presión de Vapor	100	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	169.05	kg/h ▼
Velocidad Máxima Permissible [?]	40	m/s ▼
Longitud de la Tubería [?]	9.83	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Tamaño de Tubería	NPS1	
Diámetro Interno Tubería	24.3078	mm ▼
Velocidad del Vapor	24.5861	m/s ▼
Caída de Presión	1.81178	psi ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	9.83	m ▼

El diámetro que resulta es de 24.3mm, en pulgadas sería 0.95” que se puede aproximar a un diámetro de 1” pulgadas. El diámetro calculado manualmente con fórmulas si coincide con el diámetro calculado mediante el programa online TLV Vapor. (Consultar tabla 36).

c) Cálculo del espesor de aislante del tramo de tubería de vapor.

El espesor del aislante térmico resulta ser igual al calculado en el tramo **Manifold – E.R.P(Lavandería)** dado que presentan las mismas condiciones de operación y el mismo diámetro de tubería. Finalmente el espesor seleccionado es de 38mm de lana de vidrio para una tubería de vapor de 1” pulgadas.

4.8.7. Tramo Secadora – Calandria:

a) Estado Inicial del tramo:

Calculadora: Caída de Presión de Vapor en la Tubería



Introducir Datos

Unidades SI ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80	▼
Tamaño de Tubería	NPS3/4	▼
Presión de Vapor	98.62	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	90	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	17.45	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Caída de Presión	3.54741	psi ▼
Velocidad del Vapor	22.0253	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	17.45	m ▼

Resultados

b) Diámetro de tubería de vapor calculado:

Calculadora: Dimensionamiento de Tubería para Vapor por Velocidad



Introducir Datos

Unidades SI ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80 ▼	
Presión de Vapor	98.62	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	90	kg/h ▼
Velocidad Máxima Permisible [?]	40	m/s ▼
Longitud de la Tubería [?]	17.45	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Tamaño de Tubería	NPS3/4	
Diámetro Interno Tubería	18.8468	mm ▼
Velocidad del Vapor	22.0253	m/s ▼
Caída de Presión	3.54741	psi ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	17.45	m ▼

El diámetro que resulta es de 18.84mm, en pulgadas sería 0.74” que se puede aproximar a un diámetro de 3/4” pulgadas. El diámetro calculado manualmente con fórmulas si coincide con el diámetro calculado mediante el programa online TLV Vapor. (Consultar tabla 36).

c) Cálculo del espesor de aislante del tramo de tubería de vapor.

Programa de cálculo de aislamientos (v1.0) 9/8/2013

Placas planas **Tuberías** Esferas Especiales

Referencia Sin especificar

Calcular: Flujo de calor Espesor aislamiento

Al aire vertical Al aire horizontal Enterrada sin caja Enterrada con caja

Interior

Coef. convección: Imponer Despreciar Calcular (agua) hint 480.0 W/m²°C

Ti 9.438 °C

Diametro interior 21.70 mm

Nº capas	Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m°C)	Resistencia térmica (m°C/W)	Distribución Temperatura (°C)
2	Aislante Interior			0.031	
	Acero DN20	2.55	40	0.001	168.46
	Lana de vidrio	24.30	0.040	4.116	168.43
	Exterior			0.422	36.33

Exterior

Coef. convección: Imponer Despreciar Calcular (aire) hext 10.00 W/m²°C

Te 23 °C

Esp. aislamiento 24.30 mm
Resistencia térmica lineal 4.563 m°C/W

Tuberías

El programa AISLAM calcula que el espesor de la lana de vidrio es de 24.3 mm, con este grosor se logrará aislar correctamente la tubería de vapor de 3/4". El programa también arroja una gráfica de distribución de temperatura.

4.8.8. Tramo Calandria – Prensa Plancha 1,2:

a) Estado Inicial del tramo:

Calculadora: Dimensionamiento de Tubería para Vapor por Velocidad


TLV ToolBox - Para iOS y Android

Introducir Datos Unidades SI ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80 ▼
Presión de Vapor	98.62 psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	57.5 kg/h ▼
Velocidad Máxima Permissible [?]	40 m/s ▼
Longitud de la Tubería [?]	19.97 m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular
Limpiar

Resultados		
Tamaño de Tubería	NPS1/2	
Diámetro Interno Tubería	13.8684	mm ▼
Velocidad del Vapor	25.9879	m/s ▼
Caída de Presión	8.32116	psi ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	19.97	m ▼

Existe inicialmente una caída de presión relativamente grande, razón por la cual se debe evaluar si se puede admitir una caída de presión relativamente alta o seleccionar un diámetro mayor que conlleva a más gastos de inversión y mayores pérdidas térmicas en operación.

b) Diámetro de tubería de vapor calculado:

Calculadora: Caída de Presión de Vapor en la Tubería



Introducir Datos

	Unidades	SI	▼
Grado de Tubería		ANSI Sch80	▼
Tamaño de Tubería		NPS3/4	▼
Presión de Vapor	98.62	psig	▼
Rango de Flujo del Vapor	57.5	kg/h	▼
Longitud de la Tubería [?]	19.97	m	▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Caída de Presión	1.69865	psi	▼
Velocidad del Vapor	14.0717	m/s	▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	19.97	m	▼

Se seleccionó un diámetro mayor de 1/2" a 3/4" para poder reducir las pérdidas de carga dado que eran relativamente grande. El diámetro seleccionado de la tabla de diámetros corregidos coincide con el diámetro calculado mediante el programa TLV Vapor.

(Consultar tabla 36).

c) Cálculo del espesor de aislante del tramo de tubería de vapor.

El espesor del aislante térmico resulta ser igual al calculado en el tramo **Secadora – Calandria** dado que presentan las mismas condiciones de operación y el mismo diámetro de tubería. Finalmente el espesor seleccionado es de 38mm de lana de vidrio para una tubería de vapor de 3/4” pulgadas.

4.8.9. Tramo E.R.P(Lavandería) - Autoclave:

a) Estado Inicial del tramo:

Calculadora: Caída de Presión de Vapor en la Tubería



Inscríbese en la Revista por e-mail!

Introducir Datos

Unidades SI(bar) ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80 ▼	
Tamaño de Tubería	NPS1/2 ▼	
Presión de Vapor	6.5266	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	25	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	22.14	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

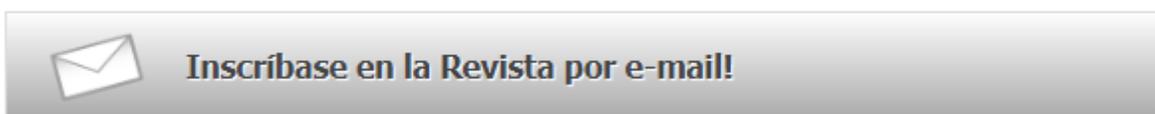
[Limpiar](#)

Resultados

Caída de Presión	8.74029	psi ▼
Velocidad del Vapor	54.5491	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	22.14	m ▼

b) Diámetro de tubería de vapor calculado:

Calculadora: Dimensionamiento de Tubería para Vapor por Velocidad



Introducir Datos

Unidades SI(bar) ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80	▼
Presión de Vapor	6.5266	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	25	kg/h ▼
Velocidad Máxima Permissible [?]	40	m/s ▼
Longitud de la Tubería [?]	22.14	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Tamaño de Tubería	NPS3/4	
Diámetro Interno Tubería	18.8468	mm ▼
Velocidad del Vapor	29.5369	m/s ▼
Caída de Presión	1.81818	psi ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	22.14	m ▼

El diámetro que resulta es de 18.84mm, en pulgadas sería 0.74" que se puede aproximar a un diámetro de 3/4" pulgadas. El diámetro calculado manualmente con fórmulas si coincide con el diámetro calculado mediante el programa online TLV Vapor. (Consultar tabla 36)

c) Cálculo del espesor de aislante del tramo de tubería de vapor.

El espesor del aislante térmico resulta ser igual al calculado en el tramo **Secadora – Calandria** dado que presentan el mismo diámetro de tubería. Finalmente el espesor seleccionado es de 38mm de lana de vidrio para una tubería de vapor de 3/4” pulgadas.

4.8.10. Tramo E.R.P – Esterilizador a vapor 1° Piso:

a) Estado Inicial del tramo:

Calculadora: Caída de Presión de Vapor en la Tubería



Inscríbese en la Revista por e-mail!

Introducir Datos

Unidades SI ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80 ▼	
Tamaño de Tubería	NPS1/2 ▼	
Presión de Vapor	49.31	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	23.47	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	50.43	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Caída de Presión	6.30674	psi ▼
Velocidad del Vapor	18.1939	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	50.43	m ▼

b) Diámetro de tubería de vapor calculado:

Calculadora: Dimensionamiento de Tubería para Vapor por Caída de Presión



Inscríbase en la Revista por e-mail!

Introducir Datos

Unidades SI ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80	▼
Presión de Vapor	49.31	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	23.47	kg/h ▼
Máxima Pérdida de Presión Permisible	5	psi ▼
Longitud de la Tubería [?]	50.43	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Tamaño de Tubería	NPS3/4	
Diámetro Interno Tubería	18.8468	mm ▼
Velocidad del Vapor	9.85154	m/s ▼
Caída de Presión	1.31885	psi ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	50.43	m ▼

Se seleccionó un diámetro mayor de 1/2" a 3/4" para poder reducir las pérdidas de carga dado que eran relativamente grande. El diámetro seleccionado de la tabla de diámetros corregidos coincide con el diámetro calculado mediante el programa TLV Vapor.

(Consultar tabla 36).

c) Cálculo del espesor de aislante del tramo de tubería de vapor.

El espesor del aislante térmico resulta ser igual al calculado en el tramo **E.R.P(Lavandería)**

– **Autoclave** dado que presentan el mismo diámetro de tubería. Finalmente el espesor seleccionado es de 38mm de lana de vidrio para una tubería de vapor de 3/4” pulgadas.

4.8.11. Manifold – E.R.P 2° Piso (Esterilizadores):

a) Estado Inicial del tramo:

Calculadora: Caída de Presión de Vapor en la Tubería



Introducir Datos

Unidades SI ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80 ▼	
Tamaño de Tubería	NPS1 ▼	
Presión de Vapor	100	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	100.41	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	125.99	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Caída de Presión	8.41424	psi ▼
Velocidad del Vapor	14.6033	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	125.99	m ▼

b) Diámetro de tubería de vapor calculado:

Calculadora: Dimensionamiento de Tubería para Vapor por Caída de Presión



Inscríbese en la Revista por e-mail!

Introducir Datos

Unidades SI ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80	▼
Presión de Vapor	100	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	100.41	kg/h ▼
Máxima Pérdida de Presión Permisible	5	psi ▼
Longitud de la Tubería [?]	125.99	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Tamaño de Tubería	NPS1 1/4	
Diámetro Interno Tubería	32.4612	mm ▼
Velocidad del Vapor	8.18869	m/s ▼
Caída de Presión	1.91528	psi ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	125.99	m ▼

Se seleccionó un diámetro mayor de 1" a 1 1/4" para poder reducir las pérdidas de carga dado que eran relativamente grande. El diámetro seleccionado de la tabla de diámetros corregidos coincide con el diámetro calculado mediante el programa TLV Vapor. (Consultar tabla 36).

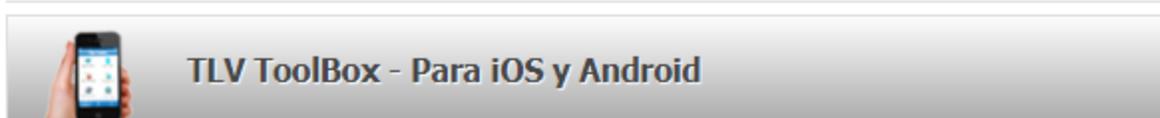
c) Cálculo del espesor de aislante del tramo de tubería de vapor.

El espesor del aislante térmico resulta ser igual al calculado en el tramo **E.R.P(Lavandería)** – **Secadora 1,2** dado que presentan el mismo diámetro de tubería. Finalmente el espesor seleccionado es de 38mm de lana de vidrio para una tubería de vapor de 1 1/4” pulgadas.

4.8.12. E.R.P 2° Piso – Esterilizador 5° Piso:

a) Estado Inicial del tramo:

Calculadora: Caída de Presión de Vapor en la Tubería



Introducir Datos

	Unidades SI	
Grado de Tubería	ANSI Sch80	▼
Tamaño de Tubería	NPS3/4	▼
Presión de Vapor	49.31	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	23.47	kg/h ▼
Longitud de la Tubería [?]	72.4	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

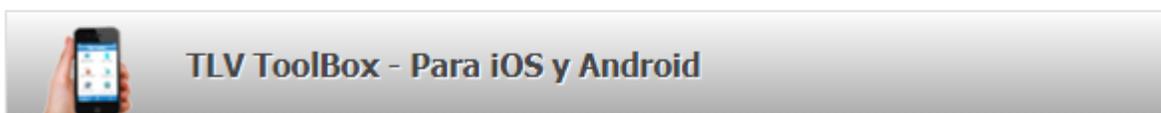
[Limpiar](#)

Caída de Presión	1.89341	psi ▼
Velocidad del Vapor	9.85154	m/s ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	72.4	m ▼

Resultados

b) Diámetro de tubería de vapor calculado:

Calculadora: Dimensionamiento de Tubería para Vapor por Caída de Presión



Introducir Datos

Unidades SI(bar) ▼

Grado de Tubería	ANSI Sch80	▼
Presión de Vapor	49.31	psig ▼
Rango de Flujo del Vapor	23.47	kg/h ▼
Máxima Pérdida de Presión Permissible	5	psi ▼
Longitud de la Tubería [?]	72.4	m ▼

[Mostrar Opciones Avanzadas](#)

Calcular

[Limpiar](#)

Resultados

Tamaño de Tubería	NPS3/4	
Diámetro Interno Tubería	18.8468	mm ▼
Velocidad del Vapor	9.85154	m/s ▼
Caída de Presión	1.89341	psi ▼
Longitud Equivalente a una Tubería Horizontal	72.4	m ▼

El diámetro que resulta es de 18.84mm, en pulgadas sería 0.74” que se puede aproximar a un diámetro de 3/4” pulgadas. El diámetro que resulta en el cuadro de corregido de diámetros es el mismo que el calculado con el programa TLV Vapor (Consultar tabla 36).

Dimensionamiento de las tuberías de condensado y espesor de aislante:

4.8.13. Tramo Línea Principal de retorno de condensado(Lavandería):

a) Diámetro de tubería de condensado calculado:

Cálculo del diámetro mínimo uniforme de una tubería para flujo de condensados de vapor sin eliminación de vapor flash

PROPIEDADES DE LA TUBERIA			
rugosidad absoluta	ϵ	0.025 mm	hierro galvanizado mm
rugosidad relativa	ϵ/D	0.000993893	
diámetro interior	D	25 mm	
longitud tubería recta	L	88 m	
longitud equivalente de accesorios	La	18 m	Aproximación automática m
longitud equivalente total	Le	105 m	

PROPIEDADES DEL CONDENSADO			
<i>Resueltas según industrial standard API 5L-IF37</i>			
presión condensado en la línea de vapor	P	6.894 barg	presión media del tramo 0.75 barg
Tº condensado en la línea de vapor		169.936 ºC	
Tº saturación línea de vapor		169.93 ºC	
presión condensado línea condensados	T	1 barg	
Tº saturación línea condensados	Ts	116.27 ºC	
densidad vapor flash	ρ	1.003425 kg/m³	
viscosidad dinámica vapor flash	μ	0.012828 cP (mPa)	
viscosidad cinemática vapor flash	ν	12.783955 cSt	

COMPOSICION LINEA CONDENSADOS			
% masico de vapor flash			9.69%
% en volumen de agua cond.			1.11%
% en volumen de vapor flash			98.89%

PROPIEDADES DE TRANSPORTE			
<i>Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook</i>			
caudal volumétrico vapor flash	Qvf	62.30 m³/h	
caudal masico condensado	Qm	645.00 kg/h	
caudal masico vapor flash	Qmvf	62.52 kg/h	
velocidad	v	34.83 m/s	VELOCIDAD FUERA DE RANGO
número de Reynolds	R	6.85E+04	
factor de fricción	fc	0.023060	
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	5084.63 mcv	
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	0.50 barg	presión en cola 0.50 barg

MENU

El diámetro calculado mediante el programa PCT vapor es de 25mm que se puede aproximar a un diámetro de 1". El diámetro calculado manualmente con fórmulas si coincide con el diámetro calculado mediante el programa PCT Vapor. (Consultar tabla 49).

b) Cálculo del espesor de aislante del tramo de tubería de condensado.

Programa de cálculo de aislamientos (v1.0) 9/8/2013

Placas planas Tuberías Esferas Especiales

Referencia Sin especificar

Calcular: Flujo de calor Espesor aislamiento

Al aire vertical Al aire horizontal Enterrada sin caja Enterrada con caja

Condición de cálculo para tuberías

- Flujo de calor (W/m) 65
- Reducción con aislamiento (%)
- Resistencia térmica lineal (m°C/W)
- Espesor económico
- Temperatura superficial exterior (°C)
- Evitar condensaciones exteriores
- Temp. final agua Longitud m
- Tiempo congelación (h) % Congelado

Interior

Ti 9.936 °C

Coef. convección: Imponer Despreciar Calcular (agua) hint 480.0 W/m²°C

Diametro interior 68.90 mm

Nº capas	Nombre	Espesor (mm)	Conductividad (W/m°C)	Resistencia térmica (m°C/W)	Distribución Temperatura (°C)
2	Aislante Interior			0.010	
	Acero	3.60	40.000	0.000	169.31
	Lana de vidrio	24.60	0.040	1.984	169.28
	Exterior			0.254	39.49

Exterior

Te 23 °C

Coef. convección: Imponer Despreciar Calcular (aire) hext 10.00 W/m²°C

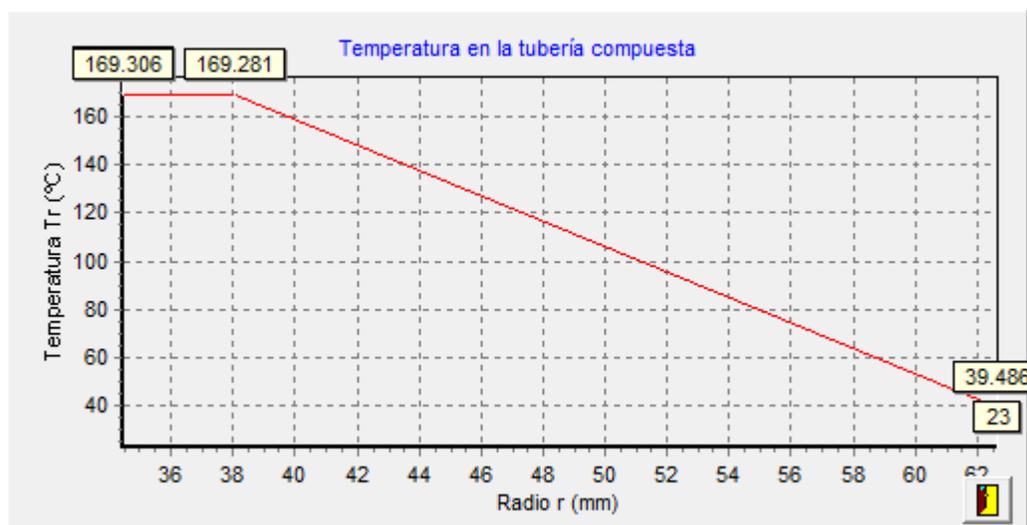
Esp. aislamiento 24.60 mm
Resistencia térmica lineal 2.246 m°C/W
Densidad lineal flujo de calor 65.00 W/m

Tuberías

El programa AISLAM calcula que el espesor de la lana de vidrio es de 24.6 mm aprox.

25.4, con este grosor se logrará aislar correctamente la tubería de condensado de 1". El

programa también arroja una gráfica de distribución de temperatura.



4.8.14. Tramo L.P.R.C. Lavandería – Lavadoras 1,2 y 3:

a) Diámetro de tubería de condensado calculado:

Cálculo del diámetro mínimo uniforme de una tubería para flujo de condensados de vapor sin eliminación de vapor flash

PROPIEDADES DE LA TUBERIA

rugosidad absoluta	ϵ	0.025 mm	hierro galvanizado	-	mm
rugosidad relativa	ϵ/D	0.002733208			
diámetro interior	D	9 mm			
longitud tubería recta	L	7 m			
longitud equivalente de accesorios	L_a	1 m	Aproximación automática		m
longitud equivalente total	L_e	8 m			

PROPIEDADES DEL CONDENSADO *Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97*

presión condensado en la línea de vapor	P	6.894 barg	presión media del tramo	0.83 barg
Tª condensado en la línea de vapor		169.936 °C	COMPOSICION LINEA CONDENSADOS	
Tª saturación línea de vapor		169.93 °C	% masico de vapor flash	9.69%
presión condensado línea condensados	T	1 barg	% en volumen de agua cond.	1.11%
Tª saturación línea condensados	T_s	117.65 °C	% en volumen de vapor flash	98.89%
densidad vapor flash	ρ	1.045969 kg/m³		
viscosidad dinámica vapor flash	μ	0.012875 cP (mPa)		
viscosidad cinemática vapor flash	ν	12.309312 cSt		

PROPIEDADES DE TRANSPORTE *Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook*

caudal volumétrico vapor flash	Q_{vf}	12.46 m³/h	VELOCIDAD FUERA DE RANGO
caudal masico condensado	Q_m	134.43 kg/h	
caudal masico vapor flash	Q_{mvf}	13.03 kg/h	
velocidad	v	52.66 m/s	
número de Reynolds	R	3.91E+04	
factor de fricción	f_c	0.028693	
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	3316.91 mcv	
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	0.34 barg	presión en cola 0.66 barg

MENU

El diámetro calculado mediante el programa PCT vapor es de 9mm que se puede aproximar a un diámetro de 1/2". El diámetro calculado manualmente con fórmulas si coincide con el diámetro calculado mediante el programa PCT Vapor. (Consultar tabla 49).

b) Calculo del espesor de aislante del tramo de tubería de condensado.

El cálculo del espesor de aislante es el mismo que del tramo **Línea Principal de retorno de condensado(Lavandería)**. El espesor de la lana de vidrio es de 25.4mm, con este grosor se logrará aislar correctamente la tubería de condensado de 1/2".

4.8.15. Tramo L.P.R.C.L – Secadora 1,2 y Calandria:

a) Diámetro de tubería de condensado calculado:

Cálculo del diámetro mínimo uniforme de una tubería para flujo de condensados de vapor sin eliminación de vapor flash



PROPIEDADES DE LA TUBERIA				
rugosidad absoluta	ϵ	0.025 mm	hierro galvanizado mm	
rugosidad relativa	ϵ/D	0.001602128		
diámetro interior	D	16 mm		
longitud tubería recta	L	15 m		
longitud equivalente de accesorios	L_a	3 m	Aproximación automática m	
longitud equivalente total	L_e	18 m		
PROPIEDADES DEL CONDENSADO				
<i>Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97</i>				
presión condensado en la línea de vapor	P	6.894 barg	presión media del tramo 0.83 barg	
Tª condensado en la línea de vapor		169.936 °C	COMPOSICION LINEA CONDENSADOS	
Tª saturación línea de vapor		169.93 °C		% masico de vapor flash 9.69%
presión condensado línea condensados	T	1 barg		% en volumen de agua cond. 1.11%
Tª saturación línea condensados	T_s	117.65 °C	% en volumen de vapor flash 98.89%	
densidad vapor flash	ρ	1.045969 kg/m³		
viscosidad dinámica vapor flash	μ	0.012875 cP (mPa)		
viscosidad cinemática vapor flash	ν	12.309312 cSt		
PROPIEDADES DE TRANSPORTE				
<i>Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook</i>				
caudal volumétrico vapor flash	Q_{vf}	34.74 m³/h		
caudal masico condensado	Q_m	374.94 kg/h		
caudal masico vapor flash	Q_{mvf}	36.34 kg/h		
velocidad	v	50.47 m/s	VELOCIDAD FUERA DE RANGO	
número de Reynolds	R	6.40E+04		
factor de fricción	f_c	0.024933		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	3316.91 mcv		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	0.34 barg	presión en cola 0.66 barg	

El diámetro calculado mediante el programa PCT vapor es de 16mm que se puede aproximar a un diámetro de 3/4". El diámetro calculado manualmente con fórmulas si coincide con el diámetro calculado mediante el programa PCT Vapor. (Consultar tabla 49).

b) Calculo del espesor de aislante del tramo de tubería de condensado.

El cálculo del espesor de aislante es el mismo que del tramo **Línea Principal de retorno de condensado(Lavandería)**. El espesor de la lana de vidrio es de 25.4mm, con este grosor se logrará aislar correctamente la tubería de condensado de 3/4".

4.8.16. Secadora 1,2 Y Calandria – Prensa Plancha 1,2:

a) Diámetro de tubería de condensado calculado:

Cálculo del diámetro mínimo uniforme de una tubería para flujo de condensados de vapor sin eliminación de vapor flash

PROPIEDADES DE LA TUBERIA

rugosidad absoluta	ϵ	0.025 mm	hierro galvanizado	mm
rugosidad relativa	ϵ/D	0.004568674		
diámetro interior	D	5 mm		
longitud tubería recta	L	4 m		
longitud equivalente de accesorios	La	1 m	Aproximación automática	m
longitud equivalente total	Le	5 m		

PROPIEDADES DEL CONDENSADO *Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97*

presión condensado en la línea de vapor	P	6.894 barg	presión media del tramo	0.83 barg
Tº condensado en la línea de vapor		169.936 °C	COMPOSICION LINEA CONDENSADOS	
Tº saturación línea de vapor		169.93 °C	% masico de vapor flash	9.69%
presión condensado línea condensados	T	1 barg	% en volumen de agua cond.	1.11%
Tº saturación línea condensados	Ts	117.65 °C	% en volumen de vapor flash	98.89%
densidad vapor flash	ρ	1.045969 kg/m³		
viscosidad dinámica vapor flash	μ	0.012875 cP (mPa)		
viscosidad cinemática vapor flash	ν	12.309312 cSt		

PROPIEDADES DE TRANSPORTE *Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook*

caudal volumétrico vapor flash	Qvf	4.24 m³/h		
caudal masico condensado	Qm	45.72 kg/h		
caudal masico vapor flash	Qmvf	4.43 kg/h		
velocidad	v	50.05 m/s	VELOCIDAD FUERA DE RANGO	
número de Reynolds	R	2.22E+04		
factor de fricción	fc	0.033483		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	3316.91 mcv		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	0.34 barg	presión en cola	0.66 barg

MENU

El diámetro calculado mediante el programa PCT vapor es de 5mm que se puede aproximar a un diámetro de 1/2” dado que no hay un diámetro menor que podamos seleccionar. El diámetro calculado manualmente con fórmulas si coincide con el diámetro calculado mediante el programa PCT Vapor. (Consultar tabla 49).

b) Calculo del espesor de aislante del tramo de tubería de condensado.

El cálculo del espesor de aislante es el mismo que del tramo **L.P.R.C.L – Lavadoras 1,2**

y3. El espesor de la lana de vidrio es de 25.4mm, con este grosor se logrará aislar correctamente la tubería de condensado de 1/2”.

4.8.17. Línea Principal de retorno de condensado (Esterilización 1):

a) Diámetro de tubería de condensado calculado:

Cálculo del diámetro mínimo uniforme de una tubería para flujo de condensados de vapor sin eliminación de vapor flash

PROPIEDADES DE LA TUBERIA				
rugosidad absoluta	ϵ	0.025 mm	hierro galvanizado mm	
rugosidad relativa	ϵ/D	0.001554605		
diámetro interior	D	16 mm		
longitud tubería recta	L	66 m		
longitud equivalente de accesorios	L_a	13 m	Aproximación automática m	
longitud equivalente total	L_e	79 m		
PROPIEDADES DEL CONDENSADO				
<i>Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97</i>				
presión condensado en la línea de vapor	P	3.399 barg	presión media del tramo 0.83 barg	
Tº condensado en la línea de vapor		147.19 °C	COMPOSICION LINEA CONDENSADOS	
Tº saturación línea de vapor		147.18 °C		% masico de vapor flash 5.20%
presión condensado línea condensados	T	1 barg		% en volumen de agua cond. 2.15%
Tº saturación línea condensados	T_s	117.65 °C	% en volumen de vapor flash 97.85%	
densidad vapor flash	ρ	1.045969 kg/m³		
viscosidad dinámica vapor flash	μ	0.012875 cP (mPa)		
viscosidad cinemática vapor flash	ν	12.309312 cSt		
PROPIEDADES DE TRANSPORTE				
<i>Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook</i>				
caudal volumétrico vapor flash	Q_{vf}	17.92 m³/h		
caudal masico condensado	Q_m	360.12 kg/h		
caudal masico vapor flash	Q_{mvf}	18.74 kg/h		
velocidad	v	24.50 m/s	VELOCIDAD FUERA DE RANGO	
número de Reynolds	R	3.20E+04		
factor de fricción	f_c	0.026932		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	3316.91 mcv		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	0.34 barg	presión en cola 0.66 barg	

El diámetro calculado mediante el programa PCT vapor es de 6mm que se puede aproximar a un diámetro de 3/4" dado que no hay un diámetro menor que podamos seleccionar. El diámetro calculado manualmente con fórmulas si coincide con el diámetro calculado mediante el programa PCT Vapor. (Consultar tabla 49).

b) Calculo del espesor de aislante del tramo de tubería de condensado.

El cálculo del espesor de aislante es el mismo que del tramo **L.P.R.C.L – Secadoras 1,2 y Calandria**. El espesor de la lana de vidrio es de 25.4mm, con este grosor se logrará aislar correctamente la tubería de condensado de 3/4".

4.8.18. Tramo L.P.R.C.E – Esterilizador 1 (1° Piso) y Autoclave:

a) Diámetro de tubería de condensado calculado:

Cálculo del diámetro mínimo uniforme de una tubería para flujo de condensados de vapor sin eliminación de vapor flash

PROPIEDADES DE LA TUBERIA				
rugosidad absoluta	ϵ	0.025 mm	hierro galvanizado	mm
rugosidad relativa	ϵ/D	0.003209689		
diámetro interior	D	8 mm		
longitud tubería recta	L	96 m		
longitud equivalente de accesorios	La	19 m	Aproximación automática	m
longitud equivalente total	Le	115 m		
PROPIEDADES DEL CONDENSADO				
<i>Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97</i>				
presión condensado en la línea de vapor	P	3.399 barg	presión media del tramo: 0.83 barg	
Tº condensado en la línea de vapor		147.19 °C	COMPOSICION LINEA CONDENSADOS	
Tº saturación línea de vapor		147.18 °C	% masico de vapor flash	5.20%
presión condensado línea condensados	T	1 barg	% en volumen de agua cond.	2.15%
Tº saturación línea condensados	Ts	117.65 °C	% en volumen de vapor flash	97.85%
densidad vapor flash	ρ	1.045969 kg/m³		
viscosidad dinámica vapor flash	μ	0.012875 cP (mPa)		
viscosidad cinemática vapor flash	ν	12.309312 cSt		
PROPIEDADES DE TRANSPORTE				
<i>Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook</i>				
caudal volumétrico vapor flash	Qvf	2.20 m³/h		
caudal masico condensado	Qm	44.15 kg/h		
caudal masico vapor flash	Qmvf	2.30 kg/h		
velocidad	v	12.80 m/s		
número de Reynolds	R	8.10E+03		
factor de fricción	fc	0.036834		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	3316.91 mcv		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	0.34 barg	presión en cola: 0.66 barg	

El diámetro calculado mediante el programa PCT vapor es de 8mm que se puede aproximar a un diámetro de 1/2” dado que no hay un diámetro menor que podamos seleccionar. El diámetro calculado manualmente con fórmulas si coincide con el diámetro calculado mediante el programa PCT Vapor. (Consultar tabla 49).

b) Calculo del espesor de aislante del tramo de tubería de condensado.

El cálculo del espesor de aislante es el mismo que del tramo **Secadoras 1,2 y Calandria – Prensa Plancha 1,2**. El espesor de la lana de vidrio es de 25.4mm, con este grosor se logrará aislar correctamente la tubería de condensado de 1/2”.

4.8.19. Tramo L.P.R.C.E – Esterilizador 2 y 3(2° Piso):

a) Diámetro de tubería de condensado calculado:

Cálculo del diámetro mínimo uniforme de una tubería para flujo de condensados de vapor sin eliminación de vapor flash

PROPIEDADES DE LA TUBERIA

rugosidad absoluta	ϵ	0.025 mm	hierro galvanizado	mm
rugosidad relativa	ϵ/D	0.002362858		
diámetro interior	D	11 mm		
longitud tubería recta	L	51 m		
longitud equivalente de accesorios	L_a	10 m	Aproximación automática	m
longitud equivalente total	L_e	61 m		

PROPIEDADES DEL CONDENSADO *Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97*

presión condensado en la línea de vapor	P	6.498 barg	presión media del tramo	0.83 barg
T° condensado en la línea de vapor		169.936 °C	COMPOSICION LINEA CONDENSADOS	
T° saturación línea de vapor		167.82 °C	% masico de vapor flash	9.27%
presión condensado línea condensados	T	1 barg	% en volumen de agua cond.	1.17%
T° saturación línea condensados	T_s	117.65 °C	% en volumen de vapor flash	98.83%
densidad vapor flash	ρ	1.045969 kg/m ³		
viscosidad dinámica vapor flash	μ	0.012875 cP (mPa)		
viscosidad cinemática vapor flash	ν	12.309312 cSt		

PROPIEDADES DE TRANSPORTE *Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook*

caudal volumétrico vapor flash	Q_{vf}	6.77 m ³ /h		
caudal masico condensado	Q_m	76.36 kg/h		
caudal masico vapor flash	Q_{mvf}	7.08 kg/h		
velocidad	v	21.39 m/s	VELOCIDAD FUERA DE RANGO	
número de Reynolds	R	1.84E+04		
factor de fricción	f_c	0.030805		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	3316.91 mcv		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	0.34 barg	presión en cola	0.66 barg

MENU

El diámetro calculado mediante el programa PCT vapor es de 11mm que se puede aproximar a un diámetro de 1/2" dado que no hay un diámetro menor que podamos seleccionar. El diámetro calculado manualmente con fórmulas si coincide con el diámetro calculado mediante el programa PCT Vapor. (Consultar tabla 49).

b) Calculo del espesor de aislante del tramo de tubería de condensado.

El cálculo del espesor de aislante es el mismo que del tramo **Secadoras 1,2 y Calandria – Prensa Plancha 1,2**. El espesor de la lana de vidrio es de 25.4mm, con este grosor se logrará aislar correctamente la tubería de condensado de 1/2".

4.8.20. Tramo L.P.R.C.E – Esterilizador 4(5° Piso):

a) Diámetro de tubería de condensado calculado:

Cálculo del diámetro mínimo uniforme de una tubería para flujo de condensados de vapor sin eliminación de vapor flash

PROPIEDADES DE LA TUBERIA				
rugosidad absoluta	ϵ	0.025 mm	hierro galvanizado mm	
rugosidad relativa	ϵ/D	0.004789863		
diámetro interior	D	5 mm		
longitud tubería recta	L	54 m		
longitud equivalente de accesorios	L_a	11 m	Aproximación automática m	
longitud equivalente total	L_e	65 m		
PROPIEDADES DEL CONDENSADO				
<i>Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97</i>				
presión condensado en la línea de vapor	P	3.399 barg	presión media del tramo 0.83 barg	
Tº condensado en la línea de vapor		147.19 °C	COMPOSICION LINEA CONDENSADOS	
Tº saturación línea de vapor		147.18 °C		% masico de vapor flash 5.20%
presión condensado línea condensados	T	1 barg		% en volumen de agua cond. 2.15%
Tº saturación línea condensados	T_s	117.65 °C	% en volumen de vapor flash 97.85%	
densidad vapor flash	ρ	1.045969 kg/m³		
viscosidad dinámica vapor flash	μ	0.012875 cP (mPa)		
viscosidad cinemática vapor flash	ν	12.309312 cSt		
PROPIEDADES DE TRANSPORTE				
<i>Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook</i>				
caudal volumétrico vapor flash	Q_{vf}	1.02 m³/h		
caudal masico condensado	Q_m	20.41 kg/h		
caudal masico vapor flash	Q_{mvf}	1.06 kg/h		
velocidad	v	13.18 m/s		
número de Reynolds	R	5.59E+03		
factor de fricción	f_c	0.041450		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	3316.91 mcv		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	0.34 barg	presión en cola 0.66 barg	

El diámetro calculado mediante el programa PCT vapor es de 5mm que se puede aproximar a un diámetro de 1/2” dado que no hay un diámetro menor que podamos seleccionar. El diámetro calculado manualmente con fórmulas si coincide con el diámetro calculado mediante el programa PCT Vapor. (Consultar tabla 49).

b) Calculo del espesor de aislante del tramo de tubería de condensado.

El cálculo del espesor de aislante es el mismo que del tramo **Secadoras 1,2 y Calandria – Prensa Plancha 1,2**. El espesor de la lana de vidrio es de 25.4mm, con este grosor se logrará aislar correctamente la tubería de condensado de 1/2”

4.8.21. Tramo Línea Principal de retorno de condensado(Cocina):

a) Diámetro de tubería de condensado calculado:

Cálculo del diámetro mínimo uniforme de una tubería para flujo de condensados de vapor sin eliminación de vapor flash

PROPIEDADES DE LA TUBERIA

rugosidad absoluta	ϵ	0.025 mm	hierro galvanizado	-	mm
rugosidad relativa	ϵ/D	0.001273074			
diámetro interior	D	20 mm			
longitud tubería recta	L	53 m			
longitud equivalente de accesorios	L_a	11 m	Aproximación automática		m
longitud equivalente total	L_e	64 m			

PROPIEDADES DEL CONDENSADO *Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97*

presión condensado en la línea de vapor	P	6.894 barg	presión media del tramo	0.83 barg
Tª condensado en la línea de vapor		169.936 °C	COMPOSICION LINEA CONDENSADOS	
Tª saturación línea de vapor		169.93 °C	% masico de vapor flash	9.69%
presión condensado línea condensados	T	1 barg	% en volumen de agua cond.	1.11%
Tª saturación línea condensados	T_s	117.65 °C	% en volumen de vapor flash	98.89%
densidad vapor flash	ρ	1.045969 kg/m³		
viscosidad dinámica vapor flash	μ	0.012875 cP (mPa)		
viscosidad cinemática vapor flash	ν	12.309312 cSt		

PROPIEDADES DE TRANSPORTE *Resueltas mediante ecuaciones de Darcy-Weisbach y White-Colebrook*

caudal volumétrico vapor flash	Q_{vf}	33.80 m³/h		
caudal masico condensado	Q_m	364.75 kg/h		
caudal masico vapor flash	Q_{mvf}	35.35 kg/h		
velocidad	v	31.00 m/s	VELOCIDAD FUERA DE RANGO	
número de Reynolds	R	4.95E+04		
factor de fricción	f_c	0.024781		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	3316.91 mcv		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	0.34 barg		

presión en cola 0.66 barg

MENU

El diámetro calculado mediante el programa PCT vapor es de 20mm que se puede aproximar a un diámetro de 3/4". El diámetro calculado manualmente con fórmulas si coincide con el diámetro calculado mediante el programa PCT Vapor. (Consultar tabla 49).

b) Calculo del espesor de aislante del tramo de tubería de condensado.

El cálculo del espesor de aislante es el mismo que del tramo **L.P.R.C.L – Secadoras 1,2 y Calandria**. El espesor de la lana de vidrio es de 25.4mm, con este grosor se logrará aislar correctamente la tubería de condensado de 3/4".

4.8.22. Tramo L.P.R.C.C – Lavadoras 1,2 y 3:

a) Diámetro de tubería de condensado calculado

<i>Cálculo del diámetro mínimo uniforme de una tubería para flujo de condensados de vapor sin eliminación de vapor flash</i>				
PROPIEDADES DE LA TUBERIA				
rugosidad absoluta	ϵ	0.025 mm	hierro galvanizado	mm
rugosidad relativa	ϵ/D	0.002432175		
diámetro interior	D	10 mm		
longitud tubería recta	L	5 m		
longitud equivalente de accesorios	L_a	1 m	Aproximación automática	m
longitud equivalente total	L_e	5 m		
PROPIEDADES DEL CONDENSADO				
<i>Resueltas según industrial standard IAPWS-IF97</i>				
presión condensado en la línea de vapor P		6.799 barg	presión media del tramo	0.33 barg
Tª condensado en la línea de vapor		169.438 °C	COMPOSICION LINEA CONDENSADOS	
Tª saturación línea de vapor		169.43 °C	% masico de vapor flash	11.17%
presión condensado línea condensados	T	0.5 barg	% en volumen de agua cond.	0.72%
Tª saturación línea condensados	Ts	108.07 °C	% en volumen de vapor flash	99.28%
densidad vapor flash	ρ	0.777936 kg/m³		
viscosidad dinámica vapor flash	μ	0.012546 cP (mPa)		
viscosidad cinemática vapor flash	ν	16.126777 cSt		
PROPIEDADES DE TRANSPORTE				
<i>Resueltas mediante ecuaciones de Danz-Weisbach y White-Colebrook</i>				
caudal volumétrico vapor flash	Qvf	24.38 m³/h		
caudal masico condensado	Qm	169.80 kg/h		
caudal masico vapor flash	Qmvf	18.96 kg/h		
velocidad	v	81.60 m/s	<u>VELOCIDAD FUERA DE RANGO</u>	
número de Reynolds	R	5.20E+04		
factor de fricción	fc	0.027363		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	4459.73 mcv		
PERDIDA DE CARGA MAX. ADMISIBLE	h	0.34 barg	presión en cola	0.16 barg

El diámetro calculado mediante el programa PCT vapor es de 10mm que se puede aproximar a un diámetro de 1/2". El diámetro calculado manualmente con fórmulas si coincide con el diámetro calculado mediante el programa PCT Vapor. (Consultar tabla 49).

b) Calculo del espesor de aislante del tramo de tubería de condensado.

El cálculo del espesor de aislante es el mismo que del tramo **Secadoras 1,2 y Calandria – Prensa Plancha 1,2**. El espesor de la lana de vidrio es de 25.4mm, con este grosor se logrará aislar correctamente la tubería de condensado de 1/2".

ANÁLISIS DE PÉRDIDAS

Pérdidas monetarias generadas por el desperdicio de condensado.

Dado que en el Hospital Regional de Lambayeque si cuentan con su línea de retorno de condensado para todas las áreas que consumen vapor, ya no calcularemos las pérdidas monetarias dado que todo el condensado se logra reutilizar eficientemente.

Pérdidas monetarias generadas por las fugas de vapor.

La principal causa de las pérdidas de vapor en la red de tuberías de vapor son las trampas de vapor que se encuentran en mal estado, orificios en las tuberías, vapor flash no utilizado y condensado generado en las tuberías de vapor.

Para esto nos fijaremos en las trampas de vapor en el peor estado dado que son por donde se fuga más vapor:

- 1 trampa de vapor de 1/2" (12.7mm) del área de Lavandería que opera a 100 psig.
- 4 trampas de vapor de 1/2" (12.7mm) del área de Cocina que opera a 9.86 psig.
- 1 trampas de vapor de 3/4" (19.05mm) del área de Cocina que opera a 9.86 psig.

Ahora vamos a calcular las pérdidas de vapor en las trampas de vapor.



Figura 54. Trampas de vapor. (Fuente: Spirax Sarco – Ahorro de energía en el circuito de vapor).

Tabla 54

Pérdidas generadas por trampas de vapor

Ø. T. Vapor	Presión de Op.	Orificio	Pérdidas	Cantidad	Pérdida T.
1/2" (15 mm)	100psi(6.89bar)	3mm	20 Kg/h	1	20 Kg/h
1/2" (15 mm)	9.86psi(0.679bar)	3mm	4 Kg/h	4	16 Kg/h
3/4" (20 mm)	9.86psi(0.679bar)	5mm	10 Kg/h	1	10 Kg/h
				Vapor Desperdiciado	46 Kg/h

Fuente: Elaboración Propia.

Con el valor de las tablas de Vapor flash desperdiciado que suman 64.465 Kg/h y el valor de la tabla de Condensado producido en las tuberías de vapor que es de 90.647 Kg/h se logró expresar las pérdidas en una tabla.

Tabla 55

Pérdidas monetarias generadas por el desperdicio del vapor

Tipo de pérdida	Pérdidas (Kg/h)	Pérdidas Monetarias(.\$/año)
Trampas en mal estado	46	92175.17
Vapor Flash desaprovechado	64.465	129175.35
Condensado generado en las tuberías	60.647	121524.827
	Pérdidas monetaria total(.\$/año)	342874.99

Fuente: Elaboración Propia.

Las pérdidas ascienden en un promedio de 342874.9 soles por año, que resulta una pérdida monetaria considerable en un tiempo de 8640h, esto es ocasionado por las trampas en mal estado, el vapor flash desaprovechado, el condensado generado en las tuberías.

Para saber del costo de generación de vapor usamos un documento que habla de los gastos generales de la Cocina Central y a su vez este valor lo se divide entre la producción de vapor de las marmitas en 1 mes, resultando un valor aprox. de 0.231922.

ANÁLISIS DE LOS RESULTADOS

Con los resultados se puede observar que varios de los tramos de tuberías de vapor se encuentran sub-dimensionados. Como es el caso del tramo **Manifold – E.R.P(Cocina)** que tiene un diámetro instalado de 1” pero debería tener un diámetro mayor de 1 1/4”, dado que se producía una caída de presión elevada que sobrepasaba el límite permitido, esto generaba un mayor riesgo de erosión, golpes de ariete y ruidos. En algunas partes de la red de distribución de vapor, existen pequeños orificios en las tuberías por donde se fugaba vapor como es el caso del **Área de Cocina**, también se encontró tramos cortos de tubería donde no tenía el aislante térmico ocasionando esto pérdidas de calor por radiación al medio ambiente y a su vez perdidas monetarias.

Después de calcular la demanda total de vapor todas las áreas y compararlo con la producción de vapor de la caldera 80 BHP, se llega a la conclusión que si logra suplir la demanda de vapor incluyendo algunas pérdidas.

En el cálculo de transferencia de calor en las tuberías, al usar el método de resistencias térmicas resulta que las tuberías que transportan vapor requieren un espesor de aislante térmico (lana de vidrio) de 1” y 1 1/2” pulgadas. En las tuberías que transportan condensado el espesor del aislante (lana de vidrio) requerido es 1” pulgada.

Se realizó el cálculo teórico del consumo de GLP que utiliza la caldera de 80 BHP resultó de $27 \frac{m^3}{h}$ también se realizaron cálculos para saber la relación de aire – combustible que resulto un valor de 16.37 indicando que el proceso de combustión es correcto, por esta relación

podemos saber que por cada 1 m^3 de GLP se necesitan 16 m^3 de aire para realizar una combustión completa.

Al realizar una visita a todas las áreas que consumen vapor se pudo observar alrededor de 26 trampas de vapor de tipo termodinámico y de balde invertido, de las cuales 7 se encuentran en buen estado, 13 en estado regular y 6 en mal estado.

La principal causa de las pérdidas de vapor son las trampas de vapor razón por la cual se debe dar mantenimiento a todos sus componentes para evitar el desgaste mecánico, así lograremos evitar las fugas de vapor que a su vez esto generará más consumo de combustible y dinero; también evitaremos poner en riesgo al personal del hospital al mejorar el ambiente laboral.

RECOMENDACIONES

- 1) Se plantea sustituir los tramos de tuberías de vapor que presentan sub-dimensionamiento dado que presentan una caída de presión elevada y generan un mayor riesgo de erosión, golpes de ariete y ruido.
- 2) Sustituir los tramos de tuberías de condensado que presentan sobredimensionamiento dado que estas tuberías son más caras por tener mayor diámetro y su mantenimiento es más costoso.
- 3) Reemplazar las trampas de vapor de balde invertido y T. termodinámica que se encuentran en el Área de la Cocina y en el Área de Lavandería, en total son 6 trampas que deben cambiarse inmediatamente.
- 4) Existen partes de tramos de tuberías que no cuentan con aislante térmico por eso se debe cubrir todas las redes de vapor y condensado para minimizar las pérdidas por radiación al medio ambiente.
- 5) Proponer un Plan de Mantenimiento Preventivo para preservar la vida útil de los equipos como calderas y sus demás componentes que se ven afectados con el paso del tiempo.
Dicho plan se encuentra en el anexo F.

CONCLUSIONES

Al término de esta investigación podemos tener un mejor conocimiento del estado actual de las redes de distribución de vapor y condensado del Hospital Regional de Lambayeque, pudiendo verificar que la única caldera (80 BHP) que se encuentra funcionando en el hospital es capaz de cubrir en su totalidad la demanda de vapor máxima.

En el caso de las redes de tuberías de vapor existen tramos sub-dimensionados como el tramo **Manifold - E.R.P(Cocina)** que tiene un diámetro instalado de 1" pero debería tener un diámetro mayor de 1 1/4", dado que se producía una caída de presión elevada que sobrepasaba el límite permitido, esto generaba un mayor riesgo de erosión, golpes de ariete y ruidos. Por lo cual al cambiar las tuberías se reduciría significativamente las pérdidas de presión y también mejoraría el ambiente laboral.

Se observó que la principal causa de las pérdidas de vapor son las trampas de vapor dañadas, en el recorrido a las redes de tuberías de vapor se pudo identificar algunas trampas en mal estado por donde se escapa el vapor, la gran mayoría de trampas se encuentran en estado regular. También se presentan fugas en algunos tramos de toda la red de distribución de vapor. Razón por la cual se deben sustituir principalmente las trampas de vapor en mal estado.

Finalmente se propuso un Plan de Mantenimiento Preventivo para preservar la vida útil de los equipos e instalaciones del Hospital, mejorando el ambiente laboral de los trabajadores y reduciendo impacto ambiental. Esto se encuentra en el Anexo F.

GLOSARIO

Caldera de vapor: Una caldera es un recipiente metálico, cerrado, destinado a producir vapor o calentar agua, mediante la acción del calor a una temperatura superior a la del ambiente y presión mayor que la atmosférica.

Trampas de vapor: Es un accesorio que permite drenar los condensados generados en las tuberías de vapor. Para el purgado del condensado existen accesorios como purgadores automáticos que se encargan de mantener la red de vapor libre de condensando.

Vapor flash: Se forma a partir del condensado caliente y de elevada presión se expone a una gran caída de presión tal como una descarga de una trampa de vapor.

El condensado a alta temperatura tiene una gran energía que no puede permanecer en forma líquida a bajas presiones debido a que existe mayor energía de la requerida para obtener agua saturada a menor presión.

Condensado: El condensado es el líquido formado cuando el vapor pasa de fase gas a fase líquida. En un proceso de calentamiento, el condensado es el resultado del vapor que transfirió parte de su energía calorífica, conocida como calor latente, al producto, línea o equipo que debe ser calentado.

Conducción: La conducción es la propagación del calor de un cuerpo o entre cuerpos que están en contacto de forma que la transmisión tiene lugar sin movimiento de las moléculas de la materia.

Aislamiento térmico: Los materiales aislantes son aquellos que tienen como característica un bajo coeficiente de transferencia de calor, dificultando que se escape el calor a través de la tubería al medio ambiente generando un incremento de la eficiencia energética.

BIBLIOGRAFÍA

ASME B.31.3, Tuberías de proceso (2010), (PDF.) Estados Unidos.

Aislamiento y Estanqueidad Erica, (1991-2019). Recuperado de <http://www.ERICA.es/web/aislamiento-termico/>

Cengel, Yunus. (2006). Transferencia de calor y masa (3er ed.). Monterrey, México: McGraw Hill.

Cañería de Acero Norma ASTM A – 53. (s.f). Recuperado de <http://www.sack.cl/component/virtuemart/barras,-tubos,-ca%C3%B1er%C3%ADas-y-perfiles/ca%C3%B1er%C3%ADa-de-acero-norma-astm-a---53/16-134?Itemid=1>

Cañería ASTM A – 106 Grado B, Schedule 80(Sin Costura). (s.f). Recuperado de <http://www.sack.cl/component/virtuemart/barras,-tubos,-ca%C3%B1er%C3%ADas-y-perfiles/ca%C3%B1er%C3%ADa-astm-a---106-grado-b-schedule-80-sin-costuras/16-138?pop=0&Itemid=1>

Curso de vapor: Spirax Sarco. (s.f)

Descripción de calderas y generadores de vapor. (s.f) Recuperado de <https://www.absorsistem.com/tecnologia/calderas/descripci%C3%B3n-de-calderas-y-generadores-de-vapor>

Fenercom (2013). Guía Básica de Calderas Industriales Eficientes. Recuperado de http://recursosbiblio.url.edu.gt/publicjlg/biblio_sin_paredes/fac_ing/Quimica/cald_efi_indus.pdf

Fiberglas Aislamiento para Tuberías (2008), (PDF.). Mexico D.F.

Manual técnico de diseño y cálculo de redes de vapor. (2010). Junta de Castilla y León. Recuperado de <https://es.slideshare.net/miguelangelgranadamejia/manual-redes-de-vapor-51952501>

- Miranda, R. (2018). Calderas: clasificación, usos y mecanismos de transferencia de calor. Recuperado de https://www.academia.edu/37204691/_CALDERAS_CLASIFICACIÓN_USOS_Y_MECA_NISMOS_DE_TRANSFERENCIA_DE_CALOR_
- Plan de Mantenimiento Preventivo para el “Hospital Regional Lambayeque”, Chiclayo 2017.
- Programa PCT Vapor.
- Programa AISLAM
- Programa Online <https://www.tlv.com>
- Rivas, P. (s.f). Ahorro energético con aislamiento térmico para tuberías. Recuperado de <https://instalacionesyeficienciaenergetica.com/aislamiento-termico-para-tuberias/>
- Sáenz, P. (2016). *Mejoramiento del sistema de condensado para reducir pérdidas de vapor en el área de lavandería del hospital nacional Essalud Huancayo* (Tesis inédita de titulación). Universidad nacional del centro del Perú, Huancayo, Perú.
- Sanz, M & Patiño, R. (2014). *Manual práctico del operador de calderas industriales*. Para info. Recuperado de https://books.google.com.pe/books?id=0Pd1oAEACAAJ&printsec=frontcover&hl=es&source=gbs_ge_summary_r&cad=0#v=onepage&q&f=false
- Spirax Sarco. (2009) Guía de Referencia técnica. Distribución de Vapor (PDF.). Madrid, España.
- Spirax Sarco (2009), Guía de Referencia técnica. Calderas y Accesorios(PDF.). Madrid, España.
- Sánchez, J.(2014). Optimización de la red de distribución de vapor y retorno de condensado de la Empresa Laminova C.A Guarenas - Edo.Miranda. Universidad Nacional Experimental Politécnica “Antonio Jose de Sucre”, Caracas, Venezuela.
- Spirax Sarco. Ahorro de energía en el circuito del vapor. (s.f), (PDF.).

ANEXOS

Anexo A. Tablas y Diagramas de Propiedades (Sistema Internacional) – Tabla A-9

730
APÉNDICE 1

TABLA A-9
Propiedades del agua saturada

Temp., T/°C	Presión de saturación, P _{sat} /kPa	Densidad, ρ/kgm ⁻³		Entalpia de vaporización, h _{fg} /kJ/kg		Calor específico, C _p /J/kg·°C		Conductividad térmica, k/Wm·°C		Viscosidad dinámica, μ/kgm·s		Número de Prandtl, Pr		Coeficiente de expansión volumétrica, β/1/K
		Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	Líquido	Vapor	
0.01	0.6113	999.8	0.0048	2 501	4 217	1 854	0.561	0.0171	1.792 × 10 ⁻³	0.922 × 10 ⁻⁸	13.5	1.00	-0.068 × 10 ⁻³	
5	0.8721	999.9	0.0068	2 490	4 205	1 857	0.521	0.0173	1.519 × 10 ⁻³	0.934 × 10 ⁻⁸	11.2	1.00	0.015 × 10 ⁻³	
10	1.2276	999.7	0.0094	2 478	4 194	1 862	0.580	0.0176	1.307 × 10 ⁻³	0.946 × 10 ⁻⁸	9.45	1.00	0.733 × 10 ⁻³	
15	1.7051	999.1	0.0128	2 466	4 186	1 863	0.689	0.0179	1.136 × 10 ⁻³	0.959 × 10 ⁻⁸	8.09	1.00	0.138 × 10 ⁻³	
20	2.339	998.0	0.0173	2 454	4 182	1 867	0.598	0.0182	1.002 × 10 ⁻³	0.973 × 10 ⁻⁸	7.01	1.00	0.195 × 10 ⁻³	
25	3.169	997.0	0.0231	2 442	4 180	1 870	0.607	0.0186	0.891 × 10 ⁻³	0.987 × 10 ⁻⁸	6.14	1.00	0.247 × 10 ⁻³	
30	4.246	996.0	0.0304	2 431	4 178	1 875	0.615	0.0189	0.798 × 10 ⁻³	1.001 × 10 ⁻⁸	5.42	1.00	0.294 × 10 ⁻³	
35	5.628	994.0	0.0397	2 419	4 178	1 880	0.623	0.0192	0.720 × 10 ⁻³	1.016 × 10 ⁻⁸	4.83	1.00	0.337 × 10 ⁻³	
40	7.384	992.1	0.0512	2 407	4 179	1 885	0.631	0.0196	0.653 × 10 ⁻³	1.031 × 10 ⁻⁸	4.32	1.00	0.377 × 10 ⁻³	
45	9.593	990.1	0.0655	2 395	4 180	1 892	0.637	0.0200	0.596 × 10 ⁻³	1.046 × 10 ⁻⁸	3.91	1.00	0.415 × 10 ⁻³	
50	12.35	988.1	0.0831	2 383	4 181	1 900	0.644	0.0204	0.547 × 10 ⁻³	1.062 × 10 ⁻⁸	3.56	1.00	0.451 × 10 ⁻³	
55	15.76	985.2	0.1045	2 371	4 183	1 908	0.649	0.0208	0.504 × 10 ⁻³	1.077 × 10 ⁻⁸	3.25	1.00	0.484 × 10 ⁻³	
60	19.94	983.3	0.1304	2 359	4 185	1 916	0.654	0.0212	0.467 × 10 ⁻³	1.093 × 10 ⁻⁸	2.99	1.00	0.517 × 10 ⁻³	
65	25.03	980.4	0.1614	2 346	4 187	1 926	0.659	0.0216	0.433 × 10 ⁻³	1.110 × 10 ⁻⁸	2.75	1.00	0.548 × 10 ⁻³	
70	31.19	977.5	0.1983	2 334	4 190	1 936	0.663	0.0221	0.404 × 10 ⁻³	1.126 × 10 ⁻⁸	2.55	1.00	0.578 × 10 ⁻³	
75	38.58	974.7	0.2421	2 321	4 193	1 948	0.667	0.0225	0.378 × 10 ⁻³	1.142 × 10 ⁻⁸	2.38	1.00	0.607 × 10 ⁻³	
80	47.39	971.8	0.2935	2 309	4 197	1 962	0.670	0.0230	0.355 × 10 ⁻³	1.159 × 10 ⁻⁸	2.22	1.00	0.653 × 10 ⁻³	
85	57.83	968.1	0.3536	2 296	4 201	1 977	0.673	0.0235	0.333 × 10 ⁻³	1.176 × 10 ⁻⁸	2.08	1.00	0.670 × 10 ⁻³	
90	70.14	965.3	0.4235	2 283	4 206	1 993	0.675	0.0240	0.315 × 10 ⁻³	1.193 × 10 ⁻⁸	1.96	1.00	0.702 × 10 ⁻³	
95	84.85	961.5	0.5045	2 270	4 212	2 010	0.677	0.0246	0.297 × 10 ⁻³	1.210 × 10 ⁻⁸	1.85	1.00	0.716 × 10 ⁻³	
100	101.33	957.9	0.5978	2 257	4 217	2 029	0.679	0.0251	0.282 × 10 ⁻³	1.227 × 10 ⁻⁸	1.75	1.00	0.750 × 10 ⁻³	
110	143.27	950.6	0.8263	2 230	4 229	2 071	0.682	0.0262	0.255 × 10 ⁻³	1.261 × 10 ⁻⁸	1.58	1.00	0.798 × 10 ⁻³	
120	198.53	943.4	1.121	2 203	4 244	2 120	0.683	0.0275	0.232 × 10 ⁻³	1.296 × 10 ⁻⁸	1.44	1.00	0.858 × 10 ⁻³	
130	270.1	934.6	1.496	2 174	4 263	2 177	0.684	0.0288	0.213 × 10 ⁻³	1.330 × 10 ⁻⁸	1.33	1.01	0.913 × 10 ⁻³	
140	361.3	921.7	1.965	2 145	4 286	2 244	0.683	0.0301	0.197 × 10 ⁻³	1.365 × 10 ⁻⁸	1.24	1.02	0.970 × 10 ⁻³	
150	475.8	916.6	2.546	2 114	4 311	2 314	0.682	0.0316	0.183 × 10 ⁻³	1.399 × 10 ⁻⁸	1.16	1.02	1.025 × 10 ⁻³	
160	617.8	907.4	3.256	2 083	4 340	2 420	0.680	0.0331	0.170 × 10 ⁻³	1.434 × 10 ⁻⁸	1.09	1.05	1.145 × 10 ⁻³	
170	791.7	897.7	4.119	2 050	4 370	2 490	0.677	0.0347	0.160 × 10 ⁻³	1.468 × 10 ⁻⁸	1.03	1.05	1.178 × 10 ⁻³	
180	1 002.1	887.3	5.153	2 015	4 410	2 590	0.673	0.0364	0.150 × 10 ⁻³	1.502 × 10 ⁻⁸	0.983	1.07	1.210 × 10 ⁻³	
190	1 254.4	876.4	6.388	1 979	4 460	2 710	0.669	0.0382	0.142 × 10 ⁻³	1.537 × 10 ⁻⁸	0.947	1.09	1.280 × 10 ⁻³	
200	1 553.8	864.3	7.852	1 941	4 500	2 840	0.663	0.0401	0.134 × 10 ⁻³	1.571 × 10 ⁻⁸	0.910	1.11	1.350 × 10 ⁻³	
220	2 318	840.3	11.60	1 859	4 610	3 110	0.650	0.0442	0.122 × 10 ⁻³	1.641 × 10 ⁻⁸	0.865	1.15	1.520 × 10 ⁻³	
240	3 344	813.7	16.73	1 767	4 760	3 520	0.632	0.0487	0.111 × 10 ⁻³	1.712 × 10 ⁻⁸	0.836	1.24	1.720 × 10 ⁻³	
260	4 688	783.7	23.69	1 663	4 970	4 070	0.609	0.0540	0.102 × 10 ⁻³	1.788 × 10 ⁻⁸	0.832	1.35	2.000 × 10 ⁻³	
280	6 412	750.8	33.15	1 544	5 280	4 835	0.581	0.0605	0.094 × 10 ⁻³	1.870 × 10 ⁻⁸	0.854	1.49	2.380 × 10 ⁻³	
300	8 581	713.8	46.15	1 405	5 750	5 980	0.548	0.0695	0.086 × 10 ⁻³	1.965 × 10 ⁻⁸	0.902	1.69	2.950 × 10 ⁻³	
320	11 274	667.1	64.57	1 239	6 540	7 900	0.509	0.0836	0.078 × 10 ⁻³	2.084 × 10 ⁻⁸	1.00	1.97	—	
340	14 586	610.5	92.62	1 028	8 240	11 870	0.469	0.110	0.070 × 10 ⁻³	2.255 × 10 ⁻⁸	1.23	2.43	—	
360	18 651	528.3	144.0	720	14 690	25 800	0.427	0.178	0.060 × 10 ⁻³	2.571 × 10 ⁻⁸	2.06	3.73	—	
374.14	22 090	317.0	317.0	0	0	0	0	0	0.043 × 10 ⁻³	4.313 × 10 ⁻⁸	—	—	—	

Nota 1: La viscosidad cinemática ν y la difusividad térmica α se pueden calcular a partir de sus definiciones, $\nu = \mu/\rho$ y $\alpha = k/\rho C_p = \nu/Pr$. Las temperaturas de 0.01°C, 100°C y 374.14°C son las temperaturas de los puntos triple, de ebullición y crítico del agua, respectivamente. Las propiedades cuya lista se da arriba (excepto la densidad del vapor) se pueden usar a cualquier presión con error despreciable, excepto a temperaturas cercanas al valor del punto crítico.

Nota 2: La unidad kJ/kg·°C, para el calor específico, es equivalente a kJ/kg·K, y la unidad W/m·°C, para la conductividad térmica es equivalente a W/m·K.

Fuente: Los datos de la viscosidad y la conductividad térmica se tomaron de J. V. Sengers y J. T. R. Watson, *Journal of Physical and Chemical Reference Data* 15 (1986), págs. 291-1322. Los otros datos se obtuvieron de diversas fuentes o se calcularon.

Anexo B. Catálogo de Calderas Cimelco.

Calderas Pirotubulares

3 Pasos de Fuego



cimelco
Fabricación y Representación de
Equipos Industriales



*30 años de Experiencia,
Tecnología y Desarrollo
en la fabricación de Calderas*



EFICIENCIA - SEGURIDAD - POTENCIA - ECONOMIA

Anexo B. Catálogo de Calderas Cimelco. (Continuación.)



Eficiencia Garantizada

Garantizada para operar a no menos del 82% de eficiencia térmica ya sea sobre gas o petróleo. Todas las calderas Cimelco Tienen garantía por un Año mínimo contra material y/o mano de obra defectuosa.

Diseño de Tres Pasos

Se obtiene una óptima transferencia de calor sin necesidad de deflectores.

Controles electrónicos

Los más modernos controles electrónicos completamente automatizados, regidos por los códigos de construcción y seguridad; aseguran una estabilidad de la flama en todo momento.

Sistemas de Automatización y Monitoreo

- Operación Inteligente, Digitalizada y Computarizada
- Monitoreo Automático de Variables Térmica Emisión de Gases de Combustión.



Tubos de Fuego

Los tubos son sellados, expandidos y ajustados al conjunto. Estas tres etapas en la operación aseguran una máxima potencia y mayor duración.

Rápida y Fácil Instalación

La unidad completamente integrada, el quemador y todos los controles debidamente instalados y probados; con todas las conexiones necesarias para su fácil arranque listo para operar.

Gran superficie de calefacción

5 pz por HP de caldera ofrece larga vida de producción y capacidad.

Fabricado Bajo Normas ASME

Construido bajo las normas ASME, utilizando materias de calidad certificada, planchas de acero al carbono ASTM 285 Grade "C" (FIRE BOX), tubos de acero sin costura de NORMA ASTM-A-192.

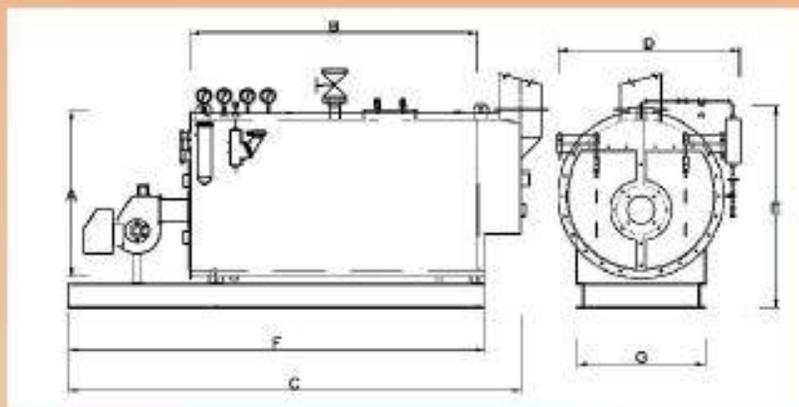
Presión de trabajo de 15 a 150 PSI. Prueba y control de calidad, las calderas CIMELCO son sometidas a prueba de rayos "X" e Hidrostática,

prueba de Diseño, Combustión, Eficiencia y funcionamiento Continuo durante 48 horas. Mantenimiento e inspección, Puerta frontal y posterior abisagrada, permitiendo un fácil acceso al mantenimiento, así como registros de inspección (MANHOLE Y HANDHOLE), suficientes y bien ubicados para la inspección del equipo.

Anexo B. Catálogo de Calderas Cimelco. (Continuación.)

ESPECIFICACIONES TECNICAS DE CALDERAS CIMELCO MODELO PIROTUBULAR HORIZONTAL

Modelo	CH-60	CH-80	CH-100	CH-120	CH-150	CH-175	CH-200
Potencia en BHP	60	80	100	120	150	175	200
Caudal Lbs/Hr	2070	2760	3450	4312	5175	6037	6900
Consumo de petróleo Gts/Hr	16.5	22.5	23.5	35	43	50	56
Peso en Kg	3700	4400	5000	5900	7300	8000	8700
A Diámetro de caldera inch	52 ½	58 ½	58 ½	64 ½	70 ½	70 ½	76 ½
B Largo total	107	122	143	147	160	168	173
C Largo total con accesorios	122	160	170	170	170	191	214
D Ancho total con accesorios	70	68	68	70	82	82	86
E Altura total	70	70	70	83	90	90	90
F Longitud de la base	82	117	133	135	138	143	166
G Ancho de la base	48	46	48	54	60	60	66



Repuestos y Servicios

- Componentes y Repuestos estandarizados con stock permanente.
- Montaje y puesta en marcha de plantas.
- Modernización de Sistemas de Incineración.
- Servicio Técnico Permanente.

Servicio Técnico: 433-4919

Jr. Acomayo 259 Lima 01 - Perú
 Telef. (511) 423-9298
 Fax (511) 424-6854
 E-mail: ventas@cimelco.com
 www.cimelco.com


cimelco
 Fabricación y Representación
 de Equipos Industriales

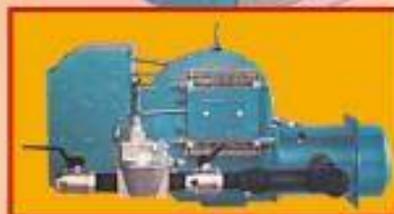


Anexo B. Catálogo de Calderas Cimelco. (Continuación.)



REDUCIDO TIEMPO DE MANTENIMIENTO Y MINIMO COSTO DE MANTENIMIENTO

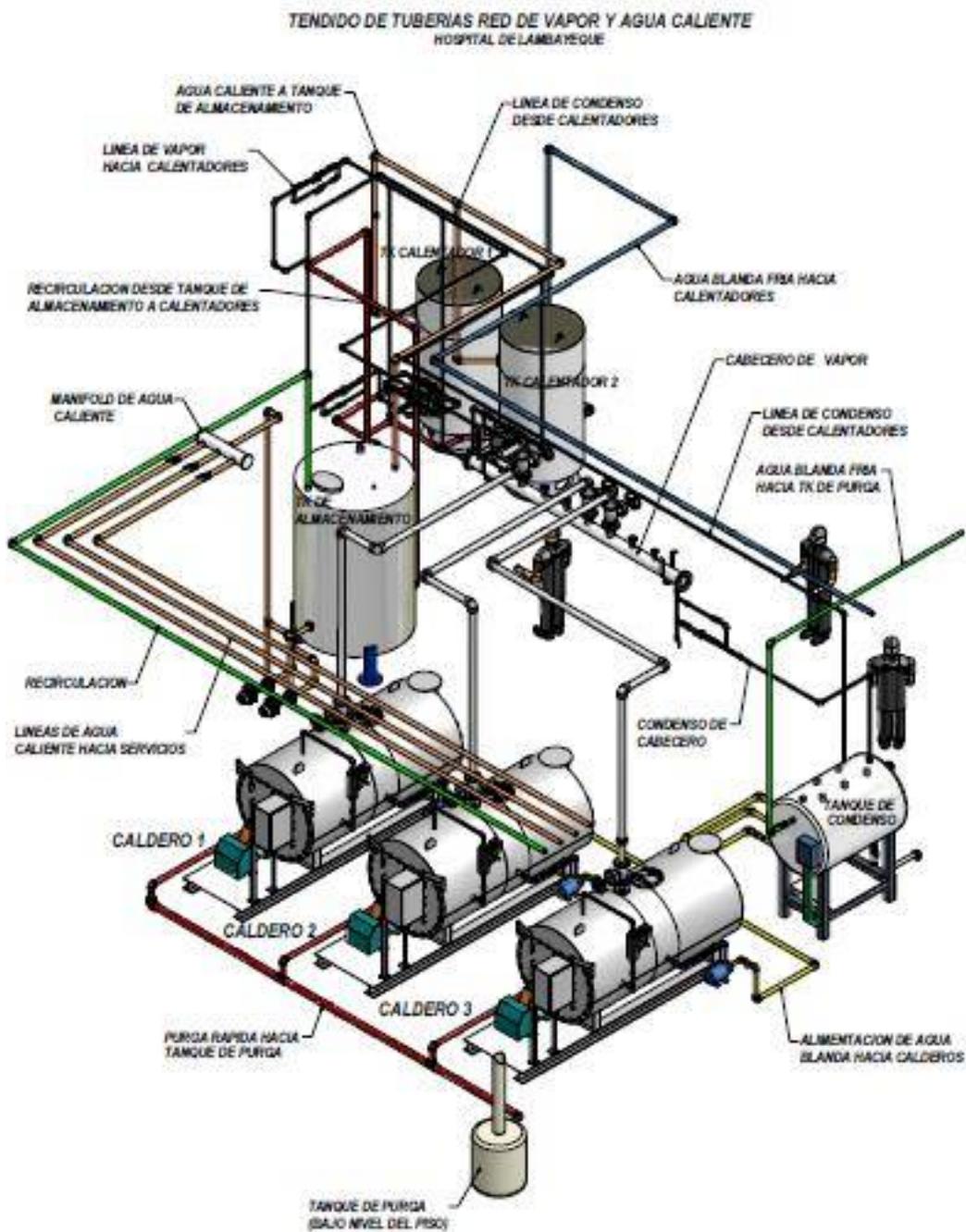
- El acceso a las placas de tubos frontales y traseras es de fácil y rápida operación.
 - Las puertas frontales están abisagradas y pueden ser fácilmente abiertas para una fácil limpieza sin necesidad de mover el quemador ni mover otros accesorios.
 - Las puertas traseras (que pesan menos de 70 kilos) son del tipo desmontable y auto soportables.
 - Las Calderas **CIMELCO** están provistas de puertas delanteras abisagradas que pueden ser rápidamente abiertas en muy breve tiempo.
 - No hay costosas juntas que reemplazar.
- Para las calderas en aplicaciones de vapor industrial es de suma importancia la características de las calderas Marca **CIMELCO**, el "Rápido Acceso" ya que ahorran dinero en los servicios y mantenimiento.



CARACTERISTICAS DEL QUEMADOR

Los quemadores **POWER FLAME**, montados en nuestros calderos, su componentes están listados por el Laboratorio de los Aseguradores (UL) y están diseñados para todos los combustibles : Gas natural o propano, Aceites # 2, # 4, # 5 y # 6 o como quemadores **DUALES** de gas / aceite. (confirmación en la solicitud de configuración de la caldera.) Procedencia Americana

Anexo C. Tendido de tuberías red de vapor y agua caliente.



Anexo D. Costos de Consumos de Energía de la Cocina Central. Pag.7.

GOBIERNO REGIONAL LAMBAYEQUE
 UNIDAD EJECUTORA 400 HOSPITAL REGIONAL LAMBAYEQUE
 UNIDAD DE MANTENIMIENTO

COSTO ESTIMADO MENSUAL DE USO DE COCINA CENTRAL		
EQUIPOS		COSTO MENSUAL
POR USO DE MARMITA - VAPOR		S/ 1,713.20
POR USO DE COCINA INDUSTRIAL 6 HORNILLAS - GLP		S/ 2,853.95
POR USO DE COCINA SEMI INDUSTRIAL 4 HORNILLAS - GLP		S/ 540.41
DEPRECIACIÓN DE EQUIPOS		
	P. UNITARIO	
MARNITAS	S/ 53,784.40	S/ 448.20
COCINA SEMI INDUSTRIAL DE 4 HORNILLAS	S/ 10,254.20	S/ 85.45
COCINA INDUSTRIAL DE 6 HORNILLAS	S/ 18,290.00	S/ 152.42
SARTENES MÓVILES(2)		S/ 545.00
TOTAL COSTO ESTIMADO MENSUAL DE USO DE COCINA CENTRAL		S/ 6,417.23

RESUMEN DE COSTO MENSUAL		
ITEM	SERVICIOS	COSTO
1	ENERGÍA ELÉCTRICA	S/ 1,484.84
2	AGUA	1566.04
3	VAPOR y GLP	6417.23
TOTAL		S/ 9,468.11

El cálculo de Costeo de los servicios se realizó en base al equipamiento que se encontró en las instalaciones de los ambientes mencionados (Cocina Central y Reposteros), posteriormente una vez que la empresa ganadora decida traer nuevo equipamiento a lo ya existente se realizará un nuevo costeo de Carga Eléctrica para obtener una confiable contratación por los servicios requeridos.

Es propicia la oportunidad para expresarle mi consideración y estima.

Atentamente,

Firmado digitalmente
 LUIS ALBERTO RAMOS MARTINEZ
 COORDINADOR DE LA UNIDAD DE MANT.
 Fecha y hora de proceso: 26/06/2019 - 08:29:01

Anexo E. Imágenes del Hospital Regional de Lambayeque.

Tanque de condensado.



Fuente: Elaboración Propia.

Ablandadores de agua.



Fuente: Elaboración Propia.

Anexo E. Imágenes del Hospital Regional de Lambayeque. (Continuación.)

Calderas Pirotubulares del HRL (Actualmente solo 1 está operativa).



Fuente: Elaboración Propia.

Placa de una Caldera Pirotubular.



Fuente: Elaboración Propia.

Fuga de vapor en el Área de Cocina:



Fuente: Elaboración Propia.

Anexo F. Plan de Mantenimiento Preventivo para los Equipos Electromecánicos a vapor.

PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO PARA CALDERO PIROTUBULAR 80 BHP - HRL

Marca : CIMELCO

N° Serie : CI - 0139

N°	ACTIVIDAD	PERIODO EN MESES	
		6	12
1	TUBERIA DE SALIDA DE VAPOR	X	X
	VERIFICAR FUGAS EN CONEXIONES DE VAPOR	X	X
2	TUBERIA DE COMBUSTIBLE	X	X
	VERIFICAR FUGAS EN LINEA DE INGRESO DE GAS	X	X
3	TUBERIA DE ALIMENTACION DE AGUA A CALDERO	X	X
	VERIFICAR FUGAS EN LINEA DE INGRESO DE AGUA A CALDERO	X	X
	LIMPIEZA DE FILTRO	X	X
4	QUEMADOR	X	X
	VERIFICAR ESTADO DE MANOMETRO	X	X
	VERIFICAR COMPUERTA DE AIRE	X	X
	VERIFICAR FUNCIONES DE ARRASTRE	X	X
	LIMPIEZA DE ELECTRODOS	X	X
	VERIFICACION DE PRESION DE GAS	X	X
	VERIFICAR MOTOR DE VENTILADOR	X	X
	LIMPIEZA DE SENSOR DE FLAMA	X	X
5	SISTEMA DE CONTROL DE NIVEL DE AGUA	X	X
	LIMPIEZA DE VISOR	X	X
	LIMPIEZA DE CONTROL DE NIVEL	X	X
6	PRESOSTATOS	X	X
	LIMPIEZA DE PRESOSTATOS	X	X
7	TUBOS DE INTERCAMBIO DE CALOR	X	X
	LIMPIEZA DE TUBOS	X	X
8	SISTEMA ELECTRICO	X	X
	REAJUSTE DE BORNES DE CONEXIÓN DE ELEMENTOS	X	X
	LIMPIEZA DE COMPONENTES ELECTRICOS	X	X
	VERIFICACION DE LAMPARAS INDICADORAS	X	X
	MEDICION DE LINEA A TIERRA	X	X
9	cambio de registros y empaquetaduras		X
	cambio de rodamientos y limpieza del motor		X
	desmontaje y limpieza total del quemador		X
	limpieza de hogar, tuberías del caldero		X
NOTAS:			
	MS	MANTENIMIENTO SEMESTRAL	6 MESES
	MA	MANTENIMIENTO ANUAL	12 MESES

Fuente: Elaboración Propia.

Anexo F. Plan de Mantenimiento Preventivo para los Equipos Electromecánicos a vapor. (Continuación.)

PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO PARA SECADORA A VAPOR DE PRENDAS DE 50 KG - HRL

Marca : SEA LYON

Modelo : GZZ - 50

N° Serie : 1103081

1103082

N°	ACTIVIDAD	PERIODO (SEMESTRAL)			
		6	12	6	12
1	CARCAZA				
	LIMPIEZA GENERAL DEL EQUIPO	X	X	X	X
2	PUERTA				
	REVISAR APERTURA DE PUERTA	X	X	X	X
	REVISAR EL JEBE DE PUERTA	X	X	X	X
3	SISTEMA DE TRANSMISION MECANICA				
	VERIFICAR SONIDO Y ENGRASE DE RODAMIENTOS	X	X	X	X
	LUBRICAR EN LOS PUNTOS DE LUBRICACION	X	X	X	X
4	POLEAS DE TRANSMISION				
	REAJUSTE DE POLEAS	X	X	X	X
	TEMPLADO DE FAJAS	X	X	X	X
5	RED VAPOR				
	LIMPIEZA DE FILTRO DE VAPOR	X	X	X	X
	LIMPIEZA DE ELECTRO VALVULA DE VAPOR	X	X	X	X
	VERIFICACION DE TRAMPA DE VAPOR	X	X	X	X
6	MOTOR ELECTRICO				
	VERIFICAR AISLAMIENTO DE MOTOR	X	X	X	X
	VERIFICAR SONIDO DE RODAMIENTOS	X	X	X	X
	LIMPIEZA GENERAL DE MOTOR	X	X	X	X
7	MOTOR VENTILADOR				
	VERIFICAR AISLAMIENTO DE MOTOR	X	X	X	X
	LIMPIEZA GENERAL DE MOTOR	X	X	X	X
8	TABLERO ELECTRICO				
	REAJUSTE DE PERNOS Y TORNILLOS DE BORNES Y COMPONENTES	X	X	X	X
	LIMPIEZA DE COMPONENTES ELECTRICOS	X	X	X	X
9	PANEL DE CONTROL				
	REAJUSTE DE PERNOS Y TORNILLOS EN GENERAL	X	X	X	X
	VERIFICAR FUNCIONAMIENTO DE PROGRAMA DE SECADO	X	X	X	X
	VERIFICAR Y REVISAR INDICAR DE FALLAS	X	X	X	X
10	SISTEMA DE SEGURIDAD Y MEDICION				
	VERIFICAR SW DE PUERTA	X	X	X	X
	VERIFICAR SENSOR DE TEMPERATURA	X	X	X	X
NOTAS:					
	MS	MANTENIMIENTO SEMESTRAL		6 MESES	

Fuente: Elaboración Propia.

Anexo F. Plan de Mantenimiento Preventivo para los Equipos Electromecánicos a vapor. (Continuación.)

PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO PARA LAVADORAS A VAPOR - HRL

Marca: SEA LYON

Modelo : BW - 500

N° Serie : 11030001

11030002

11030003

N°	ACTIVIDAD	PERIODO DE MANTENIMIENTO			
		6	12	6	12
1	CARCAZA				
	LIMPIEZA GENERAL DEL EQUIPO	X	X	X	X
	APRETAMIENTO DE TORNILLOS DEL EQUIPO	X	X	X	X
2	PUERTA				
	REVISAR TRABADOR DE PUERTA	X	X	X	X
	REVISAR HERMETICIDAD DE PUERTA	X	X	X	X
3	SISTEMA DE TRANSMISION MECANICA				
	REVISION Y ENGRASE DE RODAMIENTOS PRINCIPALES	X	X	X	X
	LUBRICAR EN LOS PUNTOS DE LUBRICACION	X	X	X	X
4	POLEAS Y MECANISMO PROPULSIVO				
	REAJUSTE DE POLEAS	X	X	X	X
	TEMPLADO DE FAJAS (CORREAS)	X	X	X	X
5	SISTEMA DE AMORTIGUACION Y SUSPENSION				
	VERIFICAR ESTADO DE AMORTIGUADORES Y UNIDADES ELASTICAS	X	X	X	X
6	SISTEMA DE DRENAJE				
	VERIFICAR VALVULA DE DRENAJE	X	X	X	X
	LIMPIEZA Y AJUSTE GENERAL DE VALVULA DE DRENAJE	X	X	X	X
7	RED HIDRICA				
	VERIFICAR FUGAS EN TUBERIAS DE LA RED HIDRICA	X	X	X	X
	LIMPIEZA DE FILTRO DE AGUA FRIA Y AGUA CALIENTE	X	X	X	X
	LIMPIEZA DE ELECTRO VALVULA DE AGUA FRIA Y AGUA CALIENTE	X	X	X	X
	LIMPIEZA DE FILTRO DE VAPOR	X	X	X	X
	LIMPIEZA DE ELECTROVALVULA DE VAPOR	X	X	X	X
8	MOTOR ELECTRICO PRINCIPAL				
	REVISAR AISLAMIENTO DE MOTOR	X	X	X	X
	LIMPIEZA Y REAJUSTES DEL MOTOR	X	X	X	X
9	TABLERO ELECTRICO				
	REAJUSTE DE CONTACTOS DEL TABLERO	X	X	X	X
	LIMPIEZA DE COMPONENTES ELECTRICOS	X	X	X	X
10	PANEL DE CONTROL				
	AJUSTE DE PERNOS Y TORNILLOS DEL PANEL DE CONTROL	X	X	X	X
	VERIFICAR FUNCIONAMIENTO DE PROGRAMA DE LAVADO	X	X	X	X
	VERIFICAR REGISTRO DE FALLAS	X	X	X	X
11	SISTEMA DE SEGURIDAD				
	REVISAR SW DE PUERTA	X	X	X	X
	REVISAR SW DE VIBRACION	X	X	X	X
12	SISTEMA DOSIFICADOR DE PRODUCTOS				
	LIMPIEZA DE DEPOSITOS	X	X	X	X
	LIMPIEZA DE ELECTRO VALVULAS	X	X	X	X
	LIMPIEZA DE TUBERIA DE INTERCONEXION DE DOSIFICADOR	X	X	X	X
NOTAS:					
	MS	MANTENIMIENTO SEMESTRAL		6 MESES	

Anexo F. Plan de Mantenimiento Preventivo para los Equipos Electromecánicos a vapor. (Continuación.)

PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO PARA CALANDRIA A VAPOR - HRL

Marca: SEA LYON

Modelo : YZI - 2500

N° Serie : 1101008

N°	ACTIVIDAD	PERIODO DE MANTENIMIENTO (SEMESTRAL)			
		6	12	6	12
1	CARCAZA				
	LIMPIEZA GENERAL DEL EQUIPO	X	X	X	X
2	RODILLOS				
	VERIFICAR SONIDO Y LUBRICAR CHUMACERAS	X	X	X	X
3	CADENAS DE TRANSMISION				
	LUBRICAR CADENAS, CATALINAS Y PIÑONES	X	X	X	X
	TEMPLADO DE CADENAS	X	X	X	X
4	CAJA DE VAPOR				
	REVISION DE CAJA DE VAPOR	X	X	X	X
5	SISTEMA DE CALEFACCION				
	REVISAR ELECTRO VALVULA DE VAPOR	X	X	X	X
	LIMPIEZA DE FILTRO DE VAPOR	X	X	X	X
	VERIFICACION DE TRAMPA DE VAPOR	X	X	X	X
6	SISTEMA DE SEGURIDAD				
	REVISAR DISPOSITIVO DE PARADA DE EMERGENCIA (PULSADOR)	X	X	X	X
	REVISAR DISPOSITIVO DE PROTECCION DE DEDOS PARA EL OPERADOR	X	X	X	X
7	REDUCTOR DE VELOCIDAD				
	LIMPIEZA DEL REDUCTOR	X	X	X	X
	REVISAR Y LUBRICAR RODAJES Y PIÑONES	X	X	X	X
	REVISAR NIVEL DE ACEITE DE REDUCTOR	X	X	X	X
8	MOTOR PRINCIPAL				
	LIMPIEZA Y AJUSTE DEL MOTOR	X	X	X	X
	MEDIR AISLAMIENTO DE MOTOR (SI ES NECESARIO BARNIZAR)	X	X	X	X
9	PANEL DE CONTROL				
	LIMPIEZA Y AJUSTES DE COMPONENTES DE PANEL DE CONTROL	X	X	X	X
	VERIFICAR PROGRAMA DE PLANCHADO	X	X	X	X
10	TABLERO ELECTRICO				
	REVISION Y AJUSTES DE COMPONENTES ELECTRICOS Y ELECTRONICOS	X	X	X	X
11	CINTAS ALIMENTADORAS				
	REVISAR Y LIMPIAR CINTAS ALIMENTADORAS	X	X	X	X
	AJUSTE DE CINTAS ALIMENTADORAS	X	X	X	X
12	CINTAS PLANCHADORAS				
	REVISAR Y LIMPIAR CINTAS PLANCHADORAS	X	X	X	X
NOTAS:					
	MS	MANTENIMIENTO SEMESTRAL		6 MESES	

Fuente: Elaboración Propia.

Anexo F. Plan de Mantenimiento Preventivo para los Equipos Electromecánicos a vapor. (Continuación.)

**PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO PARA UN
INCINERADOR PIROLITICO - HRL**

Marca: CIMELCO

Fabricante : CIA CIMELCO

N° Serie : CI - 0137

N°	ACTIVIDAD	PERIODO EN MESES	
		6	12
	CAMARA PRIMARIA		
1	VERIFICACION Y REPARACION DE REFRACTARIO DE SER NECESARIO	X	X
2	VERIFICACION DE HERMETICIDAD DE PUERTA DE CARGA Y DE PUERTA DE RETIRO DE CENIZAS	X	X
3	VERIFICACION Y ACONDICIONAMIENTO DE EMPAQUETADURA DE PUERTA DE CARGA Y RETIRO DE CENIZAS	X	X
4	LUBRICACION DE BISAGRAS DE PUERTA DE CARGA Y PUERTA DE RETIRO DE CENIZAS	X	X
	CAMARA SECUNDARIA O REACTOR TERMICO		
5	VERIFICACION Y REPARACION DE REFRACTARIO DE SER NECESARIO	X	X
6	VERIFICACION DE CONO DE COMBUSTION	X	X
7	VERIFICACION DE CONO SUPERIOR	X	X
8	VERIFICACION D ECONO INFERIOR	X	X
	SISTEMA DE AIRE		
9	VERIFICACION DE RODAMIENTO DE MOTOR DE AIRE AUXILIAR	X	X
10	VERIFICACION DE AISLAMIENTO ELECTRICO DE MOTOR	X	X
11	VERIFICACION DE AMPERAJE DE MOTOR	X	X
12	VERIFICACION DE VIBRACION DE VENTILADOR	X	X
13	DE AIRE SECUNDARIO Y DE AIRE TERCIARIO	X	X
14	VERIFICACION DE HERMETICIDAD DE TUBERIAS DE AIRE	X	X
	CONDUCTOS DE GASES DE CHIMENEA		
15	VERIFICACION DE REFRACTARIO	X	X
16	VERIFICACION DE DUCTO DE INGRESO DE AIRE	X	X
17	VERIFICACION DE COMPUERTAS (DAMPER)	X	X
18	VERIFICACION DE TEMPLADORES DE CHIMENEA	X	X

Fuente: Elaboración Propia.

Anexo F. Plan de Mantenimiento Preventivo para los Equipos Electromecánicos a vapor. (Continuación.)

QUEMADOR DE CAMARA PRIMARIA, CAMARA DE SECUNDARIA			
19	VERIFICACION DE FUNCIONES DE ARRANQUE	X	X
20	LIMPIEZA DE ELECTRODOS (SENSOR FLAMA, IGNICION)	X	X
21	VERIFICACION DE PRESION DE GAS	X	X
22	VERIFICACION DE MOTOR DEL VENTILADOR	X	X
23	VERIFICACION DE ACTIVACION DE SW DE FLUJO DE AIRE	X	X
24	VERIFICACION DE ACTIVACION DE ELECTRO VALVULA DE GAS	X	X
TERMOCUPLAS			
25	VERIFICACION DE CONTINUIDAD DE TERMOCUPLA DE CAMARA PIROLITICA	X	X
26	VERIFICACION DE CONTINUIDAD DE TERMOCUPLA DE CAMARA SECUNDARIA O REACTOR TERMICO	X	X
LAVADOR DE GASES			
27	VERIFICACION DE RODAMIENTOS DE BOMBA DE AGUA	X	X
28	VERIFICACION DE AISLAMIENTO ELECTRICO DE BOMBA DE AGUA Y TURBO EXTRACTOR	X	X
29	VERIFICACION DE RODAMIENTOS DE EXTRACTOR	X	X
30	LIMPIEZA DE TOBERAS Y FILTRO LABERINTO	X	X
SISTEMA DE AGUA			
31	VERIFICACION DE BOMBA DE AGUA PARA PRESURIZACION DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE LA CAMARA PRIMARIA	X	X
32	VERIFICAR HERMETICIDAD Y PRESION DE BOMBA DE AGUA	X	X
33	VERIFICACION DE ELECTRO VALVULA DE ENFRIAMIENTO	X	X
34	VERIFICACION DE BOQUILLA (TOBERA) ATOMIZADORA DE AGUA	X	X
SISTEMA ELECTRICO			
35	REAJUSTE DE BORNES DE CONEXIÓN ELECTRICA	X	X
36	LIMPIEZA TOTAL DE ELEMENTOS DE CONTROL	X	X
37	VERIFICACION DE LAMPARAS INDICADORAS	X	X
38	VERIFICACION DE ALARMA SONORA	X	X
39	MEDIDA DE LINEA A TIERRA	X	X
40	VERIFICACION DE MICROSWITCH DE PUERTA	X	X
NOTAS:			
	MS	MANTENIMIENTO SEMESTRAL	6 MESES
	MA	MANTENIMIENTO ANUAL	12 MESES

Fuente: Elaboración Propia.

**Anexo F. Plan de Mantenimiento Preventivo para los Equipos Electromecánicos a vapor.
(Continuación.)**

PROGRAMA DE MANTENIMIENTO PREVENTIVO PARA BOMBAS LAVANDERÍA-HRL

Marca: GRUNDFOS

Fabricante : GRUNDFOS

N°	ACTIVIDAD	PERIODO DE MANTENIMIENTO			
		6	12	6	12
1	CARCAZA				
	LIMPIEZA GENERAL DEL EQUIPO	X	X	X	X
2	RODAMIENTOS				
	VERIFICAR SONIDO Y LUBRICAR CHUMACERAS	X	X	X	X
3	IMPULSOR				
	VERIFICACION DE RUIDOS Y VIBRACIONES	X	X	X	X
4	VALVULAS				
	REVISIÓN DE FUGAS DE AGUA	X	X	X	X
5	SISTEMA ELECTRICO				
	REVISAR VOLTAJE	X	X	X	X
	MEDIR CORRIENTE	X	X	X	X
	REVISAR NIVEL DE AISLAMIENTO DE BOBINADO	X	X	X	X
	INSPECCION DE LLAVES DE CONTROL Y ARRANQUE	X	X	X	X
6	SISTEMA DE SEGURIDAD				
	REVISAR DISPOSITIVO DE PARADA DE EMERGENCIA	X	X	X	X
	REVISAR DISPOSITIVO DE PROTECCION DE DEDOS PARA EL OPERADOR	X	X	X	X
7	MOTOR PRINCIPAL				
	LIMPIEZA Y AJUSTE DEL MOTOR	X	X	X	X
	MEDIR AISLAMIENTO DE MOTOR	X	X	X	X
8	PANEL DE CONTROL				
	LIMPIEZA Y AJUSTES DE COMPONENTES DE PANEL DE CONTROL	X	X	X	X
9	TABLERO ELECTRICO				
	REVISION Y AJUSTES DE COMPONENTES ELECTRICOS Y ELECTRONICOS	X	X	X	X
10	ALIMENTACION				
	REVISAR NIVELES DE AGUA	X	X	X	X
	AJUSTES DE VALVULAS	X	X	X	X
11	OTROS				
	cambio de sellos mecánicos		X		X
	mantenimiento rotor, impulsor rodamientos, bobinado		X		X
NOTAS:					
	MS	MANTENIMIENTO SEMESTRAL		6 MESES	

Fuente: Elaboración Propia.

Anexo G. Equipos a vapor y sus consumos.

EQUIPOS A VAPOR									
ITEM	CODIGO	NOMBRE DE EQUIPO	UBICACIÓN	RED	PRESION / TEMP	CONSUMO - proveedor - proyecto			
						Lb/h	Kg/h	Lb/h	Kg/h
1	LA-33	SECADORA DE ROPA A VAPOR 50 KG	LAVANDERIA	LAVAND.	6.8 bar	363.76	165	154	69.85
2	LA-33	SECADORA DE ROPA A VAPOR 50 KG	LAVANDERIA	LAVAND.	6.8 bar	363.76	165	154	69.85
3	LA-51	CALANDRIA A VAPOR	LAVANDERIA	LAVAND.	6.8 bar	176.37	80	300	136.08
4	LA-03	LAVADORA EXTRACTORA DE ROPA 50K - BARRERA SANITARIA	LAVANDERIA	LAVAND.	6.8 bar	108.03	49	154	69.85
5	LA-03	LAVADORA EXTRACTORA DE ROPA 50K - BARRERA SANITARIA	LAVANDERIA	LAVAND.	6.8 bar	108.03	49	154	69.85
6	LA-03	LAVADORA EXTRACTORA DE ROPA 50K - BARRERA SANITARIA	LAVANDERIA	LAVAND.	6.8 bar	108.03	49	154	69.85
7	LA-50	PRENSA PLANCHA DE USO GENERAL A VAPOR	LAVANDERIA	LAVAND.	6.8 bar	55.116	25	154	69.85
8	LA-50	PRENSA PLANCHA DE USO GENERAL A VAPOR	LAVANDERIA	LAVAND.	6.8 bar	55.116	25	154	69.85
9	S-15	ESTERILIZADOR DE RESIDUOS SOLIDOS CON VAPOR (AUTOCLAVE)	AUTOCLAVE	LAVAND.	0.45 bar	55.116	25	165	75
10	S-28	ESTERILIZADOR A VAPOR DE RED 100-150 LTS. PARA LABORATORIO	LAVADO Y ESTERILIZ.	LAVAND.	3.4 bar	45	20.41	159	72
11	S-28	ESTERILIZADOR A VAPOR DE RED 100-150 LTS. PARA LABORATORIO	ESTERILIZ. 5TO PISO	ESTERILIZ.	3.4 bar	45	20.41	159	72
12	S-10	ESTERILIZADOR A VAPOR DE RED, DOS PUERTA 450-500 LTS.	ENTREGA DE MAT. ESTERILIZ.	ESTERILIZ.	3.4 bar	88.185	40	265	120
13	S-10	ESTERILIZADOR A VAPOR DE RED, DOS PUERTA 450-500 LTS.	ENTREGA DE MAT. ESTERILIZ.	ESTERILIZ.	3.4 bar	88.185	40	265	120
14	EMV-02a	MARMITA A VAPOR DE 100 LITROS	COCINA GENERAL	COCINA	0.68 bar	150	56.7	150	56.7
15	EMV-02	MARMITA A VAPOR DE 100 LITROS	COCINA GENERAL	COCINA	0.68 bar	150	56.7	150	56.7
16	EMV-02	MARMITA A VAPOR DE 100 LITROS	COCINA GENERAL	COCINA	0.68 bar	150	56.7	150	56.7
TOTAL (Kg / h)						2109.7	922.92	2841	1254.1

Fuente: Hospital Regional de Lambayeque