



UNIVERSIDAD CÉSAR VALLEJO

FACULTAD DE INGENIERÍA Y ARQUITECTURA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA
ELÉCTRICA

Aplicación de un sistema de gestión para reducir el consumo energético y eléctrico de la empresa de harina y conservas Lila S.A

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE:

Ingeniero Mecánico Electricista

AUTORES:

Antonio Alexander Anderson Barriga Jara (ORCID: 0000-0002-6000-4949)

Nilson Edu Horna Avila (ORCID: 0000-0002-2465-5365)

ASESOR:

Dr. Teófilo Martin Sifuentes Inostroza (ORCID: 0000-0001-8621-236X)

LÍNEA DE INVESTIGACIÓN:

Generación, Transmisión y Distribución.

TRUJILLO – PERÚ

2019

Dedicatoria

El presente estudio se lo queremos dedicar primero A Dios por cada detalle de gratitud y momento durante la realización de nuestros estudios universitarios.

Nosotros los autores: Antonio y Nilson, queremos dedicar el presente trabajo a nuestras familias: padres y hermanos por ser los esenciales alentadores de este sueño exitoso, gracias a ellos por confiar y creer cada día en nuestras expectativas.

Agradecimiento

Un agradecimiento al Dr. Teófilo Martín Sifuentes Inostroza, por su dirección como asesor especialista, por su visión crítica en los diferentes aspectos técnicos y metodológicos de la presente tesis.

Agradecimiento a Dr. Jorge Eduardo Lujan López, como asesor metodológico, por su guía constante y por su integridad en su profesión como docente, por sus lecciones que contribuyen a la investigación científica.

Índice de contenidos

Dedicatoria	ii
Agradecimiento.....	iii
Índice de contenidos	iv
Índice de tablas	v
Índice de figuras	vi
Resumen	vii
Abstract	viii
I. INTRODUCCIÓN	1
II. MARCO TEÓRICO.....	6
III. METODOLOGÍA.....	11
3.1. TIPO Y DISEÑO DE INVESTIGACIÓN	11
3.2. VARIABLES Y OPERACIONALIZACIÓN	11
3.3. VARIABLES Y OPERACIONALIZACIÓN	13
3.4. TÉCNICA E INSTRUMENTO DE RECOLECCIÓN DE DATOS.....	13
3.5. PROCEDIMIENTO	13
3.6. MÉTODOS DE ANÁLISIS DE DATOS	13
3.7. ASPECTOS ÉTICOS	13
IV. RESULTADOS	14
4.1. BALANCE DE MASA Y ENERGÍA EN CONDICIONES ACTUALES DE LA PLANTA PESQUERA DE HARINA Y CONSERVAS LILA S.A	14
4.2. IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE CAMBIO DE COMBUSTIBLE.....	20
4.3. CONSUMO ENERGÉTICO DE LAS REDES DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR.....	26
4.4. IMPLEMENTACIÓN DE TURBINA A VAPOR PARA LA COGENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA DE LA PLANTA TÉRMICA LILA S.A	44
4.5. ANÁLISIS ECOLÓGICO AMBIENTAL	51
V. DISCUSIÓN.....	59
VI. CONCLUSIONES.....	62
VII. RECOMENDACIONES	64
REFERENCIAS	65
ANEXOS.....	67

Índice de tablas

Tabla 1: Entalpías del vapor de ingreso y salida del vapor en los procesos	15
Tabla 2: Entalpías de ingreso a los procesos de planta de harina y conservas	15
Tabla 3: Entalpías de salida de los procesos de planta de harina y conservas	15
Tabla 4: Resultados de los consumos de vapor en los procesos de la planta de harina y conservas de la planta pesquera Lila – Compañía Centinela S.A.	17
Tabla 5: Consumos de petróleo industrial N°6, empresa Lila S.A.C.....	18
Tabla 6: Relación aire/combustible de los calderos piro-tubulares	19
Tabla 7: Rendimiento de los calderos en condiciones actuales	20
Tabla 8: PCI del gas natural	21
Tabla 9: Consumos de gas natural en condiciones de mejora con gas natural	23
Tabla 10: Rendimiento de los calderos en condiciones de mejora.....	24
Tabla 11: Resultados de la capacidad calorífica.....	25
Tabla 12: Parámetros de operación y nominal de los calderos	27
Tabla 13: Dimensiones actuales de la red de tuberías: calderos –Manifold.....	27
Tabla 14: Dimensiones de operación del manifold actual	27
Tabla 15: Dimensiones de operación del manifold actual - procesos.....	27
Tabla 16: Parámetros físicos promedios del vapor saturado a 10bar abs.	31
Tabla 17: Comparativo actual y mejora respecto al dimensionamiento de las redes de tuberías de vapor para el correcto consumo energético de la planta Lila S.A.....	38
Tabla 18: Longitud equivalente total	39
Tabla 19: Diámetro nominal según el coeficiente de válvula.....	40
Tabla 20: Kv y Dn de las válvulas compuerta en las redes de vapor	40
Tabla 21: Flujo de purgas o condensado de un manifold en el arranque.	41
Tabla 22: Flujo de purgas o condensado de un manifold en régimen estable.....	42
Tabla 23: Parámetros nominales y de operación del turbogenerador	49
Tabla 24: Particiones máxicas del petróleo bunker.....	51
Tabla 25: Número de moles de los compuestos	51
Tabla 26: Reducción de gases contaminantes	53
Tabla 27: Costos de mantenimiento de los equipos.....	53
Tabla 28: Costos de Sueldos y salarios.....	54
Tabla 29: Costos en insumos directos e indirectos.....	54
Tabla 30: Inversión de activos fijos del proyecto.....	55
Tabla 31: Valor actual neto y tasa interna de rentabilidad.....	58

Índice de figuras

Figura 1. Planta pesquera de harina y conservas Lila S.A en condiciones actuales, 2019.....	4
Figura 2. Planta pesquera de harina y conservas Lila S.A en condiciones de mejora, 2019.....	5
Figura 3. Flujos máxicos de vapor consumidos en procesos. Meses: Julio, agosto y septiembre, periodo 2019.....	17
Figura 4. Potencias térmicas de ingreso y salida de un quemador.....	17
Figura 5. Rendimientos energéticos en condiciones actuales de la empresa Lila S.A.....	20
Figura 6. Implementación de sistema de consumo de (GN) para los calderos pirotubulares de la empresa Lila S.A.....	21
Figura 7. Rendimiento energético de las calderas en condiciones de mejora.....	24
Figura 8. Dimensionamiento del tanque o cilindro horizontal de gas natural.....	25
Figura 9. Red de distribución de vapor de la empresa de harina y conservas Lila S.A.....	26
Figura 10. Red de distribución de vapor en condiciones de mejora.....	30
Figura 11. Parámetros de operación en tubería A → B:.....	33
Figura 12. Parámetros de operación en tubería A → B aislada.....	35
Figura 13. Válvula compuerta.....	40
Figura 14. Selección de purgador de boya.....	43
Figura 15. Esquema de instalación de evacuación de condensado.....	43
Figura 16. Implementación de turbogenerador de vapor en planta Lila S.A.....	44
Figura 17. Condiciones de operación de las válvulas reductoras de presión.....	45
Figura 18. Diagrama de Mollier con válvulas reductoras de presión.....	46
Figura 19. Diagrama de Mollier con turbogenerador de vapor.....	46
Figura 20. Turbogenerador de vapor saturado.....	48
Figura 21. Diagrama unifilar para la implementación del turbogenerador de vapor.....	50
Figura 22. Comparativo de contaminantes con combustibles petróleo y gas natural.....	53

Resumen

La presente investigación se trata de un sistema de gestión para reducir el consumo energético y eléctrico de la empresa de harina y conservas Lila S.A. Se realizó inicialmente un balance de masa y energía a la planta Lila S.A, obteniendo que el consumo de vapor saturado de la planta mínimo es 45215.785 Kg/h y el máximo 48390.156 Kg/h. De igual manera el consumo de combustible de las calderas oscila entre 243.77 gal/h y 383.65 gal/h, con rendimientos energéticos entre 82.77% y 88.77%. La implementación de cambio de combustible de petróleo industrial N°6 por gas natural, permite a las calderas que tengan un consumo en el rango de 577.89 Kg/h hasta 718.12 Kg/h, incrementando de esta manera el rendimiento energético del caldero en un intervalo de 87.45% a 89.44%. Se seleccionaron quemadores duales TERMIT con capacidades nominales de 15000KW y 20000KW. El análisis de consumo energético, determinó que los procesos consumen 15.08 Kg/s de vapor saturado, el cual es semejante al consumo nominal de todos los calderos de 16.095 Kg/s, para lo cual se rediseñaron las tuberías de transporte de vapor con diámetros de 2 ½ a 18 pulgadas aisladas con lana mineral con espesores desde 1 ½ a 2 ½ pulgadas, para de esta manera evitar las pérdidas energéticas al medio ambiente, obteniendo un consumo energético eficiente. Se recuperó la energía exergética en los procesos de intercambio de calor, para lo cual se seleccionó un turbogenerador MK4 con una potencia útil de 1015 KW y nominal de 1500 KW. El análisis ambiental ecológico permitió la disminución en la masa de dióxido de carbono CO₂ a 6902.40 TM/año y en la masa de dióxido de azufre SO₂ a 290.17 TM/año. El proyecto tiene un beneficio útil de 2031762.3 U\$\$/año, una inversión 1502085.00 U\$\$ y un retorno operacional de la inversión (PRI) de 9 meses. El análisis financiero es viable con una tasa interna de rentabilidad de 135% y 10982215.00 U\$\$.

Palabras Claves: Sistema de gestión, consumo energético, consumo eléctrico.

Abstract

The present investigation is a management system to reduce the energy and electricity consumption of the flour and canned company Lila SA. It is done to reduce a mass and energy balance to the Lila SA plant, obtaining that the saturated steam consumption of the minimum plant is 45215.785 Kg / h and the maximum 48390.156 Kg / h. Similarly, the fuel consumption of the boilers ranges between 243.77 gal / h and 383.65 gal / h, with energy yields between 82.88% and 88.77%. The implementation of change of industrial oil fuel No. 6 for natural gas, allows calories to have a consumption in the range of 577.89 Kg / h up to 718.12 Kg / h, thereby increasing the energy efficiency of the cauldron in a range of 87.45% to 89.44%. Dual TERMIT burners with nominal capacities of 15000KW and 20000KW can be selected. The energy consumption analysis determined that the processes consume 15.08 Kg / s of saturated steam, which is similar to the nominal consumption of all 16,095 Kg / s boilers, for which the steam transport pipes with diameters of 2½ to 18 inches with mineral wool with thicknesses from 1½ to 2½ inches, to prevent energy losses to the environment from obtaining efficient energy consumption. The exergy energy of the pressure reducing valves of the calorie exchange processes was recovered, for which an MK4 turbogenerator with a useful power of 1015 KW and nominal of 1500 KW was selected. The ecological environmental analysis reduces a reduction in the mass of CO₂ carbon dioxide of 6902.40 MT / year and in the mass of carbon dioxide SO₂ of 290.17 MT / year. The project has a useful profit of 2031762.3 U \$\$ / year, an investment 1502085.00 U \$\$ and an operational return on investment of 9 months. The financial analysis is viable with an internal rate of return of 135% and 10982215.00 U \$\$.

Keywords: Management system, energy consumption, electricity consumption.

I. INTRODUCCIÓN

En la actualidad internacional los países de América y el Caribe, reperentan una situación variada respecto a la maniobra de la eficiencia energética, dado que solo los países Brasil y México son los únicos con normativas al apoyo a mejorar los sistemas energéticos, mientras que en los demás países incluidos el Perú, dichas políticas se estan empleando lentamente. Asimismo, en el año 2011 en los países internacionales se fundó el BIEE (Programa Regional Base de Indicadores de Eficiencia Energética), situación que ha mejorado mucho los controles de eficiencia energética, pero aún sigue siendo insufiente porque solo 19 países trabajan en conjunto con visión a permitir medir y evaluar la evolución de distintos programas que carecen muchas veces de herramientas tecnológicas las cuales se van requiriendo durante la aplicación de estos programas (Sánchez, 2015)

En el Perú, el sector energetico esta definido y regulado por la norma DS 064-2010-EM, en la que se aprueba la Política Energética Nacional 2010-2040. La visión del sector energía, es un sistema energético que satisface la demanda nacional de energía de manera confiable, regular, continua y eficiente, que promueve el desarrollo sostenible y se soporta en la planificación y en la investigación e innovación tecnológica continúa. Los objetivos de Política al 2040, son lograr el acceso universal al suministro energético, la integración con los mercados energéticos de la región y la autosuficiencia en la producción de energéticos, Contar con un abastecimiento energético competitivo, con eficiencia en la producción y utilización de la energía y diversificar la matriz energética desarrollando los recursos energéticos de forma racional, con mínimo impacto ambiental y bajas emisiones de carbono en un marco de desarrollo sostenible (Hernández, 2017).

La normatividad e institucionalidad energética vigente comprende la Ley N° 27345 - Ley de Promoción de Uso Eficiente de la Energía (2000) que declara de interés nacional el uso eficiente de la energía; el D. S. N° 064-2005-EM - Reglamento de Cogeneración; el D. S. N° 053-2007-EM - Reglamento de la Ley UEE; D. S. N° 034-2008-EM - Medidas para el Ahorro de energía en el sector público; RM 469-

2009-MEM/DM - Plan Referencial de Eficiencia Energética al 2018; D. S. N° 026-2010-EM - Creación de la Dirección General de Eficiencia Energética; y el D. S. N° 064-2010-EM - Política Energética del Perú 2010-2040.

Se cuenta con la norma técnica peruana NTP 350.301 para calderas industriales, en la que se establecen los patrones de eficiencia térmica (combustible/vapor) que deberán cumplir las calderas industriales sin recuperación de calor y los tipos del etiquetado. Esta NTP se aplica a las calderas pirotubulares y acuotubulares sin recuperación de calor que utilizan combustibles sólidos, gaseosos y líquidos derivados del petróleo, con potencia de 98 hasta 11 772 kw, presión hasta 2 069 kPa (300 psi) para calderas pirotubulares y hasta 3 103 kPa (450 psi) para calderas acuotubulares; no es aplicable a calderas para generación de potencia. El valor de eficiencia térmica de las calderas será determinado según la NTP 350.300; la determinación de la eficiencia térmica (combustible/vapor) de las calderas se realiza bajo condiciones estándares de temperatura: 25 °C y presión: 101 325 kPa (NTP N°350, 2016).

Los patrones de eficiencia térmica (combustible/vapor) para las calderas descritas por la NTP 350.300, se han compuesto para los calderos de categoría A de >82%, para los B, de $80\% < \eta \leq 82\%$, los de categoría C, $81\% < \eta \leq 82\%$. Lamentablemente, la gran mayoría de empresas industriales que tienen calderas de vapor no cumplen con los estándares de eficiencia porque no tienen un sistema de monitoreo de parámetros y menos un programa actualizado de gestión del vapor, lo que conduce a trabajar con vapor caro, encareciendo el producto final.

La empresa Lila S.A. responsable de la planta de procesos de harina de pescado y conservas, cuenta con una potencia instalada en calderos pirotubulares de 3 700 BHP, con un total de 4 calderos: 900 BHP Distral, 800 BHP Distral, 800 BHP Halvorsen y 1 200 BHP Deconat, los cuales tienen un consumo agrupado total de 1250 Gal/h c combustible a un precio unitario de 7.51 S. /Gal; las calderas trabajan en promedio 7200 h/año, obteniendo un costo anual de 67590000 S. /año. Actualmente para disminuir el consumo de combustible se calienta el agua de alimentación de las calderas a 40°C, el petróleo a 65°C, pero

el aire de combustión ingresa a temperatura ambiental. Asimismo, la planta térmica tiene un consumo de 5 MW de energía eléctrica la cual compra en su totalidad a la empresa Hidrandina a un precio de 0.224 S/. /KWh, con un costo anual de 8064000 S/. /año.

Según lo especificado, se propone un sistema de gestión para reducir el consumo energético y eléctrico basado en la reducción del flujo másico de combustible y producción de energía eléctrica, logrando de esta manera aumentar el rendimiento y de esta manera contribuir a la mejora del impacto ambiental. Para tal fin se propone lo siguiente:

- Plantear el cambio de petróleo N°6 por un combustible ecológico como el gas natural.
- Generación autónoma de energía eléctrica mediante la implementación de una turbina a vapor en ciclo Rankine.

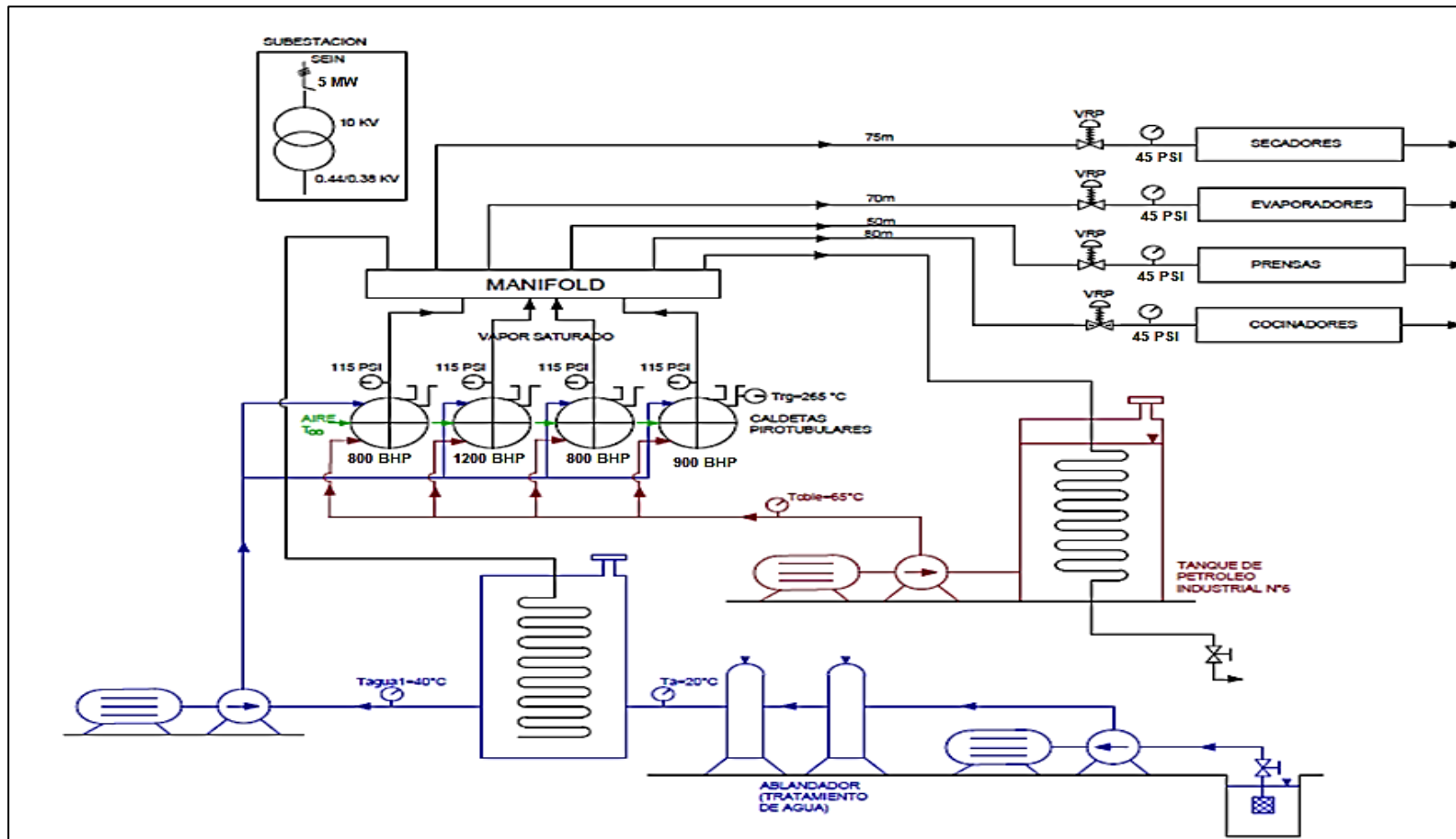


Figura 1. Planta pesquera de harina y conservas Lila S.A en condiciones actuales, 2019.

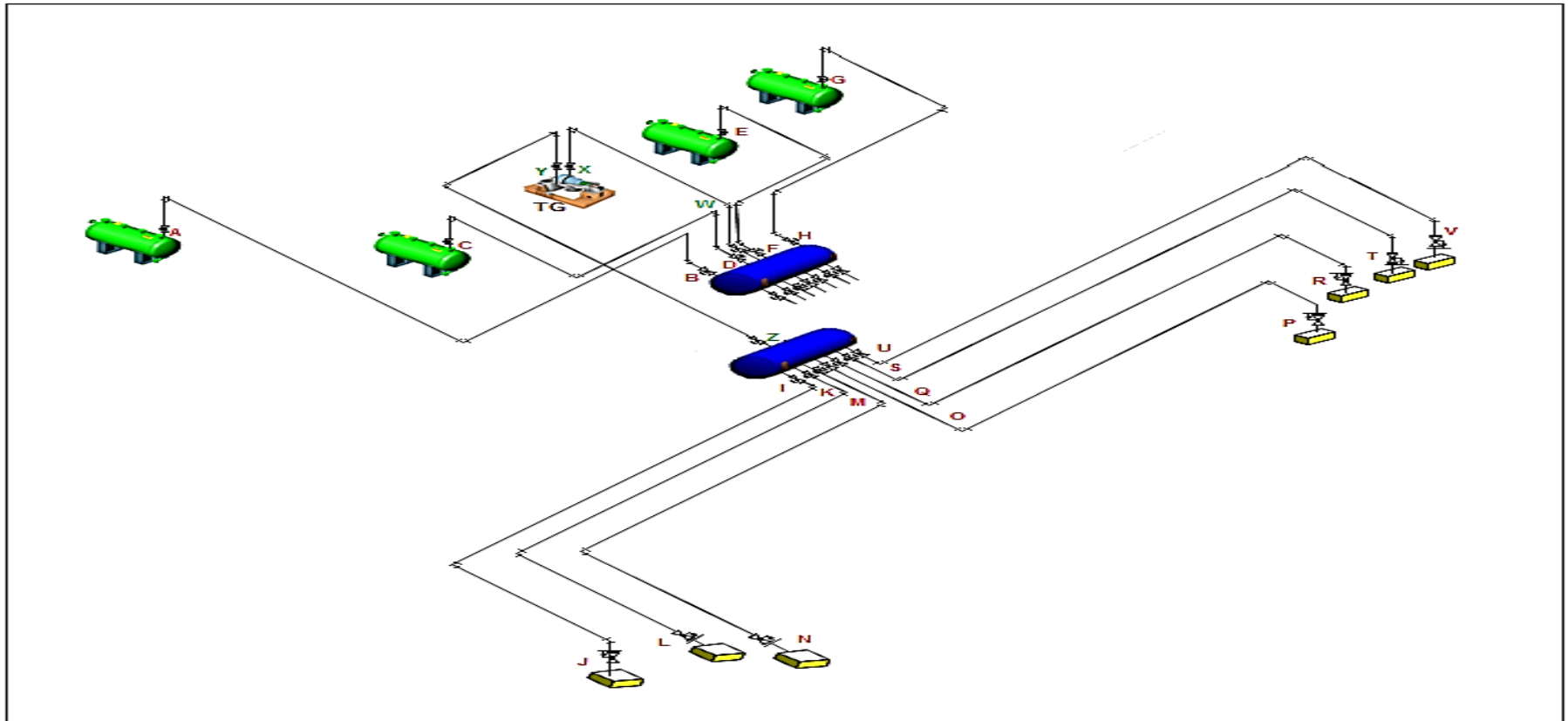


Figura 2. Planta pesquera de harina y conservas Lila S.A en condiciones de mejora, 2019.

II. MARCO TEÓRICO

Los antecedentes que sirvieron de referencia para la producción de esta tesis son las siguientes:

Según la investigación, puntualiza el gasto de combustible y el rendimiento energético de una caldera sin precalentador de aire con petróleo es 216 gal/h y 78,45%, con gas licuado de petróleo (GLP) 156,53 gal/h y 89,5% y con gas natural (GN) 142 gal/h y 90,14%. El esquema del precalentador consto de 144 tubos de ASTM A36 cédula 40 con un diámetro nominal de 2 ½ in, con un diámetro de coraza de 68 in y una longitud de 3,3 m. Concluye que para la ejecución del GLP y GN se debe instalar un quemador dual con una capacidad máxima de 7 500 BTU/h, con un beneficio en referencia al calentamiento del aire para la combustión con petróleo industrial de 136 060.71 \$/año, con GLP 48 139.40 \$/año y con GN 12 233.56 \$/año.; con una inversión con petróleo N°6 de 23 778.5 \$ y con GLP y GN 45 179.15 \$, obteniendo un periodo de retorno de inversión (PRI) de 2 meses para petróleo, 11 meses para GLP y 3 años para GN 3 (Chero 2015).

Por otra parte, se realizó un estudio a una caldera de 400BHP, estableció que la caldera actual tiene un rendimiento energético de 79,15%, con pérdidas en gases residuales de 13,796%, combustión incompleta 4,62%, un flujo másico de combustible de 129,3 gal/hora de petróleo N°6. Para optimizar las circunstancia del caldero se utilizaron el NTP que detallan que la temperatura de gases residuales pequeña debe ser 190°C, el exceso de aire 103,5%, la temperatura de pared de las calderas 35°C con aislamiento térmico, la intervención másica del carbono 0,035%, la intervención volumétrica del CO₂ es 0,025%, la temperatura del agua de alimentación 105°C (alcanzada de la ejecución de un economizador) y sólidos disueltos totales de 16 ppm (ejecución de sistema de osmosis inversa), el rendimiento energético del caldero aumentó a 93,86%, las pérdidas en gases residuales 5,4%, combustión incompleta 0,1%, consumo de combustible de 99,45 gal/hora. Concluye que la ampliación del rendimiento en el caldero es 14,71%, con un beneficio neto de 649 968.59 \$/año, con una inversión de 112 510 \$, por tanto, el PRI se calculó en 2 meses (Hernández 2017).

También se investigó, que el autor puntualizó que el proceso del consumo de vapor es mayor en los secadores rotativos, cocinadores, prensas y evaporadores, lo cual recupera el 84% del condensado lo cual es igual a 38 182,32 TM/h en un total de 45 414 TM/h, la planta térmica cuenta con 5 calderas pirotubulares (800 BHP, 700 BHP, 600BHP y 2 de 400 BHP) a 125 psi. Para disminuir el gasto de combustible se colocaron sistemas de redención de vapor flash en tanques de revaporizado restaurando 1 742,4 Kg/h equivalente al 15% del vapor flash. Los intercambiadores de calor para el calentamiento del agua son de 121 tubos con diámetro de 16 in y longitud de 2 m. Concluye que el ahorro es de 35,28 galones de petróleo/ hora, aprobando una disminución en los gases de CO₂ a 1 791 TM/h y SO₂ a 34,47 TM/h., con aumentos en el rendimiento energético de los calderos de 5 a 10% en detalle a los valores actuales. El PRI es 2 meses con un beneficio de 414 909 \$/año y una inversión 49 082.14 \$ (Purizaca 2016).

La presente investigación se establece las próximas teorías coherentes al tema, fundamentadas en artículos científicos, tesis y libros en materia a energía térmica y termoeléctrica.

Sistema de gestión, que se define como las estrategias para que un equipo térmico (caldera, turbina, bomba, compresor, otros), funcionen óptimamente bajo ciertas condiciones de operación en un tiempo determinado, su finalidad es aumentar la eficiencia energética, disminuir los precios de generación de vapor, disminuir los costos de combustible y contribuir al impacto ambiental reduciendo la masa de los gases de CO₂ y SO₂, basándose en propuestas de mejora para minimizar el consumo energético. En una gestión energética dirigida a calderos pirotubulares, propone cambios como: utilización de combustibles limpios o renovables, implementación de intercambiadores de calor para calentar los fluidos agua y aire, sistema de tratamiento de agua con osmosis inversa, aislamiento térmico con lanas minerales y sistemas de recuperación de vapor flash con tanques revaporizadores, (Beltrán, 2015).

Consumo energético y eléctrico, son los parámetros más significativos en el resultado de un sistema de gestión energética, que contribuye a una empresa térmica o termoeléctrica a minimizar los consumos de combustible y eléctricos, consumos de vapor, consumos de agua y gases de efecto invernadero

principalmente CO₂ y SO₂. En una caldera minimizar el consumo energético y eléctrico contribuye a reducir las pérdidas energéticas como la de gases residuales, convección, hollín, combustión incompleta, radiación y purgas, (Muñoz, 2015).

Balance de materia o masa, fundamentada en la ley más básica de la física, que define como; la masa no puede crearse ni destruirse solo se transforma. Por lo tanto, la masa que ingresa a un determinado sistema debe ser la misma al ser evacuada de dicho sistema, (Kenneh y Donald, 2016).

Balance de energía, ley fundamental de la física, que explica que el calor intercambiado y acumulado en un sistema, debe ser igual al evacuado después del determinado proceso, (Kenneh y Donald, 2015).

Poder calorífico inferior de combustible, se define como la cantidad de calor que entrega una unidad de masa de combustible al oxidarse en su totalidad. Se divide en dos partes: poder calorífico superior donde todos los reactantes y productos son tomados a una temperatura de 273.15°K después de la combustión, donde el agua se encuentra en la fase de vapor saturado, mientras el poder calorífico inferior por el contrario indica que el agua contenida en los gases de combustión no se ha condensado en su totalidad, (Amau, 2017).

Balances de combustión que se basa en relacionar o equilibrar la masa de los reactantes y los productos durante el periodo de la reacción química, (Martínez, 2018).

Balance en combustión completa que se refiere a que existe la cantidad completa de comburente para oxidar todas las partículas del combustible como el carbono, hidrogeno y nitrógeno, (Capcha, 2016).

Temperatura de gases calientes o de hogar, es la máxima temperatura en caldero, pero la temperatura del hogar inferior en aproximadamente 5°C debido a la superficie del hogar, (Capcha, 2007).

Costos de generación de vapor, es aquel costo referente a la producción de una tonelada métrica de vapor saturado, depende del costo unitario del

combustible, flujo másico de combustible y flujo másico de vapor, (Esplugas y Chamarro, 2018):

La investigación responde a la siguiente formulación del problema: ¿En qué medida la aplicación de un sistema de gestión reducirá el consumo energético y eléctrico de la empresa de harina y conservas Lila S.A.?

La vigente investigación se justifica económicamente debido a la reducción del consumo energético y eléctrico a través de la gestión energética, es decir se reducirá los costos en consumo de combustible y energía eléctrica y costos de generación de vapor de las calderas pirotubulares de la empresa Lila S.A. En la relevancia tecnológica, las propuestas de sistemas de gestión, permiten implementar tecnología de uso moderno en plantas térmicas eficientes, como turbinas a gas natural, aislamiento térmico. En lo que respecta a la relevancia institucional, el estudio de sistema de gestión reducirá el consumo energético y eléctrico, permite contribuir con las plantas térmicas y termoeléctricas, donde su fuente primaria es la generación de vapor con calderas pirotubulares. Y finalmente desde la justificación socio-ambiental, el presente estudio permite reducir la cantidad de masa de gases residuales evacuados por las calderas, reduciendo de esta manera la masa de CO₂ y SO₂. Además del aprovechamiento de los gases residuales.

Para dar respuesta al problema se plantea como Hipótesis lo siguiente: La aplicación de un sistema de gestión reducirá el consumo energético y eléctrico de la empresa de harina y conservas Lila S.A.

Para dar respuesta a la problemática planteada, se tiene el siguiente objetivo general: Realizar una aplicación de un sistema de gestión para reducir el consumo energético y eléctrico de la empresa de harina y conservas Lila S.A.

Para lograr el desarrollo del objetivo general, se plantean los siguientes objetivos específicos:

1. Realizar un balance de masa y energía en condiciones actuales de la planta pesquera de harina y conservas Lila, evaluando consumos de vapor, consumos de combustible y rendimiento energético.
2. Implementar un sistema de cambio de combustible para el caldero pirotubular, cambiando el actual combustible petróleo industrial N°6 por gas natural, evaluando el nuevo consumo de combustible y rendimiento energético.
3. Realizar reingeniería al sistema de transporte de vapor para mejoramiento el consumo energético de las calderas.
4. Implementar una turbina a vapor para la cogeneración de energía eléctrica de la planta térmica.
5. Realizar un análisis ecológico de impacto ambiental, basado en la reducción de la masa de CO₂ y SO₂.
6. Realizar un análisis económico (inversión, beneficio, PRI) y análisis financiero (Valor actual neto y tasa interna de rentabilidad).

III. METODOLOGÍA

3.1. Tipo y diseño de investigación

- **Tipo de investigación:** La investigación es *aplicada*, según se basa en solucionar un problema en específico para la empresa Lila S.A, sustentado en las teorías de gestión energética para reducir el consumo energético y eléctrico que son una problemática en específico para la planta térmica (Legrá 2018),
- **Diseño de investigación:** El diseño es pre-experimental (Ox r Oy), según analiza teóricamente el efecto de la implementación de una gestión energética, en el consumo energético y eléctrico en la empresa Lila S.A. (Legrá 2018),

3.2. Variables y operacionalización

- **Variable independiente:** Sistema de gestión.
- **Variable dependiente:** Consumo energético y eléctrico

Operacionalización de variables:

Variable	Tipo	Definición conceptual	Definición Operacional	Dimensión	Indicador	Escala de medición
Sistema de gestión	Variable Independiente	Son estrategias para un equipo térmico (caldera, turbina, bomba, otros), lo cual funcionan bajo ciertas condiciones de operación en un tiempo determinado, con la finalidad de ampliar la eficiencia energética, disminuir costos de generación de vapor y combustible y contribuir al impacto ambiental reduciendo la masa de los gases de CO ₂ y SO ₂ , basándose en propuestas de mejora para minimizar el consumo energético. (Beltrán, 2015).	Un sistema de gestión dirigida a calderos pirotubulares, propone cambios como: utilización de combustibles limpios o renovables, implementación de intercambiadores de calor para calentar los fluidos agua y aire, sistema de tratamiento de agua con osmosis inversa, con el fin de disminuir costos energéticos y eléctricos.	Flujo másico de combustible (Kg/s).	Consumo de combustible del caldero pirotubular	De Razón
				Poder calorífico inferior del combustible (KJ/Kg).	Cantidad de energía útil en la combustión.	De Razón
				Temperatura del agua de alimentación (°C).	Temperatura de ingreso del agua en el caldero pirotubular	De Razón
				Flujo másico de agua (Kg/s).	Consumo de agua de alimentación del caldero pirotubular.	De Razón
				Temperatura del aire de combustión (°C).	Temperatura del aire de ingreso a la cámara de combustión.	De Razón
Consumo energético y eléctrico	Variable Dependiente	Son los parámetros más significativos en el resultado de un sistema de gestión energética, que contribuye a una empresa térmica o termoeléctrica a minimizar los consumos de combustible y eléctricos, consumos de vapor, consumos de agua y gases de efecto invernadero. (Muñoz, 2015).	Es el beneficio de minimizar costos, correspondiente al cambio de combustibles limpio, el cambio de petróleo industrial N°6 al gas natural, reduciendo el consumo energético, y la mejora de una turbina para elaboración de energía eléctrica reduciendo el consumo eléctrico.	Rendimiento energético (%).	Porcentaje de calor total aprovechado por el caldero pirotubular	De Razón
				Costos de vapor (\$/Kg).	Costo unitario del combustible	De Razón
				Costos de combustible y de energía eléctrica (\$/año).	Beneficio logrado	De Razón

3.3. Variables y operacionalización

Población: Plantas térmicas pesqueras de la ciudad de Chimbote

Muestra: Planta pesquera de harina y conservas Lila S.A.

3.4. Técnica e instrumento de recolección de datos

Técnica	Instrumento
Análisis Documental	Fichas de registros

3.5. Procedimiento

El estudio documental a las calderas pirotubulares, a través de fichas de registros habilitará lograr los principales datos de funcionamiento, como presión de servicio, flujo másico de vapor saturado, temperatura del agua de alimentación, consumo horario de combustible, temperatura del combustible, temperatura del aire de combustión, sólidos disueltos totales del agua de alimentación y purgas, dimensiones, consumo de energía eléctrica y costo unitario del combustible. Permitiendo determinar la masa de gases calientes, rendimiento energético, costos de combustible y costos de generación de vapor actualmente, para posteriormente mediante las estrategias de gestión energética, reducir la masa de gases quemados (CO₂ y SO₂), maximizar el rendimiento energético, reducir las pérdidas energéticas, minimizar los costos en consumo de combustible, excluir la dependencia con el SEIN y reducir el costo de producción de vapor saturado.

3.6. Métodos de análisis de datos

Para la tabulación de los resultados de la reducción del consumo energético y eléctrico obtenido, se expresarán en tablas y gráficos de barras elaborados en Excel, y diagrama de Sankey para las pérdidas en el caldero. Permitiendo comparar las condiciones iniciales con las condiciones finales de la gestión energética.

3.7. Aspectos éticos

La presente investigación, se respetó la originalidad de la investigación y avaló el 100% de la información dominada en la vigente investigación.

IV. RESULTADOS

4.1. BALANCE DE MASA Y ENERGÍA EN CONDICIONES ACTUALES DE LA PLANTA PESQUERA DE HARINA Y CONSERVAS LILA S.A

Para la evaluación del balance de masa y energía, se consideraron 3 meses, siendo estos: julio, agosto y septiembre del periodo 2019, con la finalidad de tener un mayor rango de datos para una precisión en los resultados del balance energético.

4.1.1. BALANCE DE MASA Y ENERGÍA EN PROCESOS TÉRMICOS

El análisis de masa y energía se fundamentó en la siguiente formulación (Ver Anexo A.2):

$$\dot{m}_{vp} = \frac{\dot{m}_p * (h_{ps} - h_{pi})}{(h_{vi} - h_{vs})}$$

Dónde:

\dot{m}_p : Flujo másico de pescado en el proceso

\dot{m}_{vp} : Flujo másico de vapor consumido por el proceso

h_{pi} : Entalpia de ingreso del pescado en el proceso

h_{vi} : Entalpia del vapor de ingreso al proceso

h_{ps} : Entalpia de salida del pescado en el proceso

h_{vs} : Entalpia del vapor de salida del proceso

Las entalpias del vapor de ingreso y salida del vapor se revelan en la tabla 1.

Procesos	Entalpia de ingreso	Entalpia de salida
	(KJ/Kg) h_{vi}	(KJ/Kg) h_{vs}
Secadores	2738.05	604.655
Evaporadores	2738.05	604.655
Prensas	2738.05	604.655
Cocinadores	2738.05	604.655

Tabla 1: Entalpias del vapor de ingreso y salida del vapor en los procesos (Anexo A.1)

Cabe indicar que en la tabla 1, todos los procesos tienen la misma entalpia de ingreso y salida por que trabajan con la misma presión de 45 bar (3 bar manométricos) (4 bar absolutos).

Procesos	Capacidad calorífica (KJ/Kg°C)	Temperatura de ingreso (°C)	Entalpia de ingreso (KJ/Kg)
Secadores	4	67°C	268
Evaporadores	4	42 °C	168
Prensas	4	70°C	280
Cocinadores	4	28°C	112

Tabla 2: Entalpias de ingreso a los procesos de planta de harina y conservas

En la tabla 2, todos los valores de temperatura y capacidad calorífica de ingreso del pescado, fueron extraídos por cada proceso, el cual mantiene dichos valores como parámetros fijos para la correcta calidad en la producción de harina y conservas.

Procesos	Capacidad calorífica (KJ/Kg°C)	Temperatura de salida (°C)	Entalpia de salida (KJ/Kg)
Secadores	3.4	92°C	312.80
Evaporadores	3.4	81°C	275.40
Prensas	3.4	94°C	319.60
Cocinadores	3.4	80°C	272.00

Tabla 3: Entalpias de salida de los procesos de planta de harina y conservas

En la tabla 3, todos los valores de temperatura y capacidad calorífica de salida del pescado, fueron extraídos por cada proceso, el cual mantiene dichos valores como parámetros fijos para la correcta calidad en la producción de harina y conservas.

Para el mes de julio, se tendría el siguiente balance de masa y energía en los procesos térmicos de la empresa Lila S.A

Intercambiador de calor secadores:

$$\dot{m}_{v(\text{secadores})} = \frac{497004.5 * (312.80 - 268)}{(2738.05 - 604.655)}$$

$$\dot{m}_v(\text{secadores}) = 10436.793 \text{ Kg/h}$$

Intercambiadores de calor evaporadores:

$$\dot{m}_v(\text{evaporadores}) = \frac{124251.125 * (275.40 - 168)}{(2738.05 - 604.655)}$$

$$\dot{m}_v(\text{evaporadores}) = 6255.087 \text{ Kg/h}$$

Equipo de transferencia prensas:

$$\dot{m}_v(\text{prensas}) = \frac{285777.6 * (319.60 - 280)}{(2738.05 - 604.655)}$$

$$\dot{m}_v(\text{prensas}) = 5304.593 \text{ Kg/h}$$

Equipo de transferencia de calor cocinadores:

$$\dot{m}_v(\text{cocinadores}) = \frac{335478.05 * (272.00 - 112)}{(2738.05 - 604.655)}$$

$$\dot{m}_v(\text{cocinadores}) = 25160.126 \text{ Kg/h}$$

Total, consumido de vapor en el mes de julio, por la planta de procesos de harina y pescado:

$$\dot{m}_v(\text{TOTAL-JULIO}) = \dot{m}_v(\text{secadores}) + \dot{m}_v(\text{evaporadores}) + \dot{m}_v(\text{prensas}) + \dot{m}_v(\text{cocinadores})$$

$$\dot{m}_v(\text{Total-Julio}) = 47156.599 \text{ Kg/h}$$

En la tabla 4, se muestran los resultados del balance de masa y energía a los procesos de la planta Lila S.A.

Procesos	Julio (Kg/h)	Agosto (Kg/h)	Septiembre (Kg/h)
Secadores	10436.793	10007.248	10709.806
Evaporadores	6255.087	5997.648	6418.712
Prensas	5304.593	5086.273	5443.355
Cocinadores	25160.126	24124.616	25818.283
Total	47156.599	45215.785	48390.156

Tabla 4: Resultados de los consumos de vapor en los procesos de la planta de harina y conservas de la planta pesquera Lila – Compañía Centinela S.A. (Ver anexo A.2)

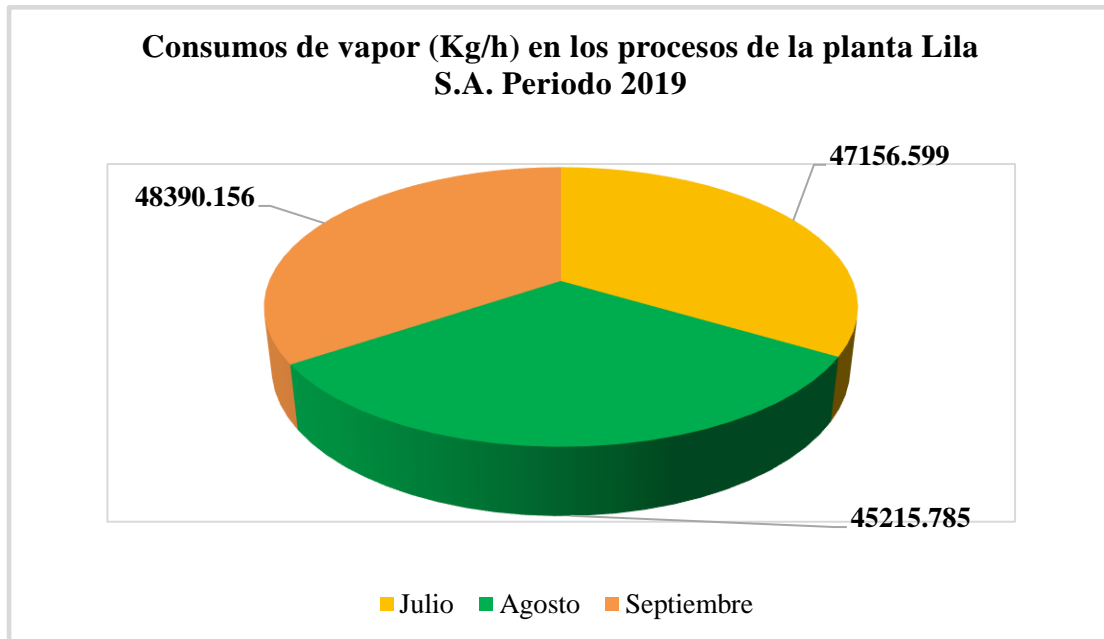


Figura 3. Flujos máxicos de vapor consumidos en procesos. Meses: Julio, agosto y septiembre, periodo 2019.

4.1.2. BALANCE DE MASA Y ENERGÍA EN CALDEROS PIROTUBULARES

La planta Lila S.A. cuenta con 4 calderos pirotubulares: (1) 900BHP, (2) 800BHP y (1) 1200 BHP, los cuales producen vapor saturado seco a 115 Psi (9 bar @). Para analizar las condiciones actuales de los calderos pirotubulares, se realizó un balance masa y energía al quemador, tal como se muestra en la figura 4.

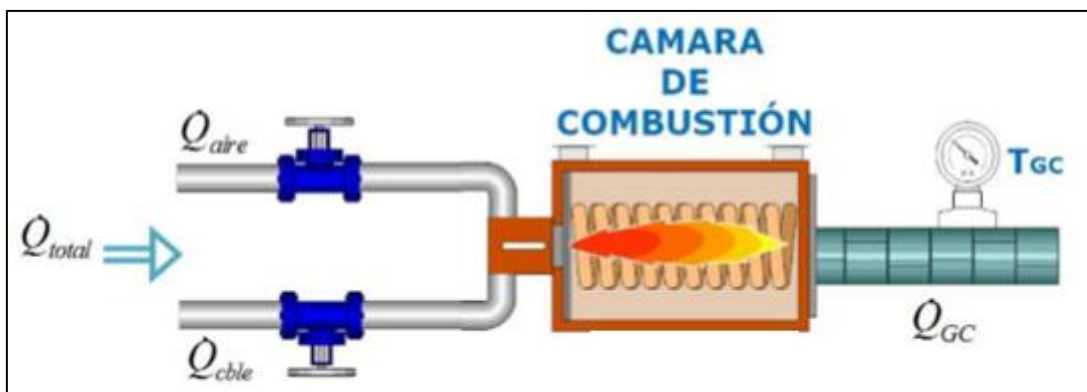


Figura 4. Potencias térmicas de ingreso y salida de un quemador

Balance de masa y energía se determinó la siguiente formulación de ratio de aire y combustible (Ver anexo A.2)

$$R_{\text{aire}} = \frac{\dot{m}_{\text{cble}} * (\text{PCI} + h_c - h_{\text{GR}}) - \dot{m}_v * (h_v - h_{\text{agua}})}{\dot{m}_{\text{cble}} * (h_{\text{GR}} - h_a)}$$

Dónde (Ver Anexo A.1):

h_c : Es la entalpia del combustible (petróleo industrial N°6), $h_c = 120 \text{ KJ/kg}$

h_{GR} : Entalpia de gases residuales, $h_{\text{GR}} = 280.23 \text{ KJ/Kg}$

h_v : Entalpia del vapor saturado producido por el caldero, $h_v = 2773.03 \text{ KJ/Kg}$

h_a : Entalpia del aire de combustión, $h_a = 25.14 \text{ KJ/Kg}$

h_{agua} : Entalpia del agua de alimentación a la caldera, $h_{\text{agua}} = 167.20 \text{ KJ/Kg}$

\dot{m}_{cble} : Flujo másico de combustible, $\dot{m}_{\text{cble}} = 0.40 \text{ Kg/s}$

\dot{m}_v : Flujo másico de vapor saturado, $\dot{m}_v = 5.22 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$

PCI: Poder calorífico inferior del combustible, $\text{PCI} = 40353.28 \text{ KJ/Kg}$

En la tabla 5, se detallan los consumos de petróleo industrial N°6 de los calderos pirotubulares de la empresa Lila S.A.

Caldero	Consumo Gal/Mes	Horas de operación del caldero/Mes	Consumo Gal/h	Consumo Kg/s (1 gal= 3.62 Kg)
1200 BHP	255125.76	665	383.65	0.40
900 BHP	173868.84	690	251.98	0.30
800 BHP	170426.56	680	250.63	0.25
800 BHP	168200.96	690	243.77	0.25

Tabla 5: Consumos de petróleo industrial N°6, empresa Lila S.A.C

Para el análisis del ratio o relación aire/combustible, se tomaron los datos de operación del caldero de 1200 BHP, obteniendo el siguiente resultado:

$$R_{\text{aire}} = \frac{0.40 * (40353.28 + 120 - 280.23) - 5.22 * (2773.03 - 167.20)}{0.40 * (280.23 - 25.14)}$$

$$R_{\text{aire}} = 24.25 \frac{\text{Kg(aire)}}{\text{Kg(combustible)}}$$

En la tabla 6, se detallan los resultados de la relación aire/combustible de cada caldero pirotubular de la empresa Lila S.A.

Caldero pirotubular	Relación Aire/Combustible
1200 BHP Deconat	24.25
900 BHP Distral	24.08
800 BHP Distral	15.36
800 BHP Halvorsen	15.36

Tabla 6: Relación aire/combustible de los calderos pirotubulares

Para evaluar el rendimiento del caldero pirotubular de la caldera de 1200 BHP, se procede mediante la siguiente ecuación (Anexo A.2):

$$\eta_{\text{cald}} = \frac{\dot{m}_V * (h_V - h_{\text{agua}})}{\dot{m}_{\text{cble}} * \left(R_{\text{aire}} * h_a + \text{PCI} + h_c \right)} * 100\%$$

$$R_{\text{aire}}: \text{Relación aire/combustible, } R_{\text{aire}} = 24.25 \frac{\text{Kg(aire)}}{\text{Kg(combustible)}}$$

Reemplazando:

$$\eta_{\text{cald}} = \frac{5.22 * (2773.03 - 167.20)}{0.40 * (24.25 * 25.14 + 40353.28 + 120)} * 100\%$$

$$\eta_{\text{cald}} = 83.91 \%$$

En la tabla 7, se muestran los resultados del rendimiento energético en situaciones actuales de los calderos de la empresa Lila S.A

Caldero pirotubular	Rendimiento Energético
1200 BHP Deconat	82.77%
900 BHP Distral	82.88%
800 BHP Distral	88.77%
800 BHP Halvorsen	88.77%

Tabla 7: Rendimiento de los calderos en condiciones actuales

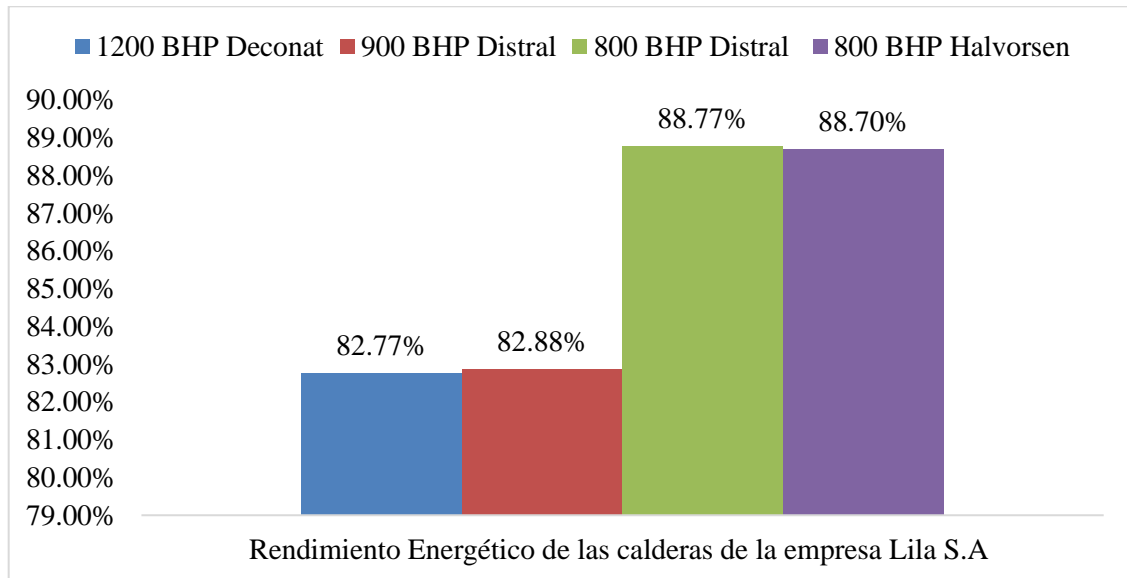


Figura 5. Rendimientos energéticos en condiciones actuales de la empresa Lila S.A

4.2. IMPLEMENTACIÓN DE UN SISTEMA DE CAMBIO DE COMBUSTIBLE

La presente investigación propone el cambio del petróleo industrial N°6 consumido por los 4 calderos por gas natural (GN), para disminuir los costos en consumos de combustible e incrementar el rendimiento energético.

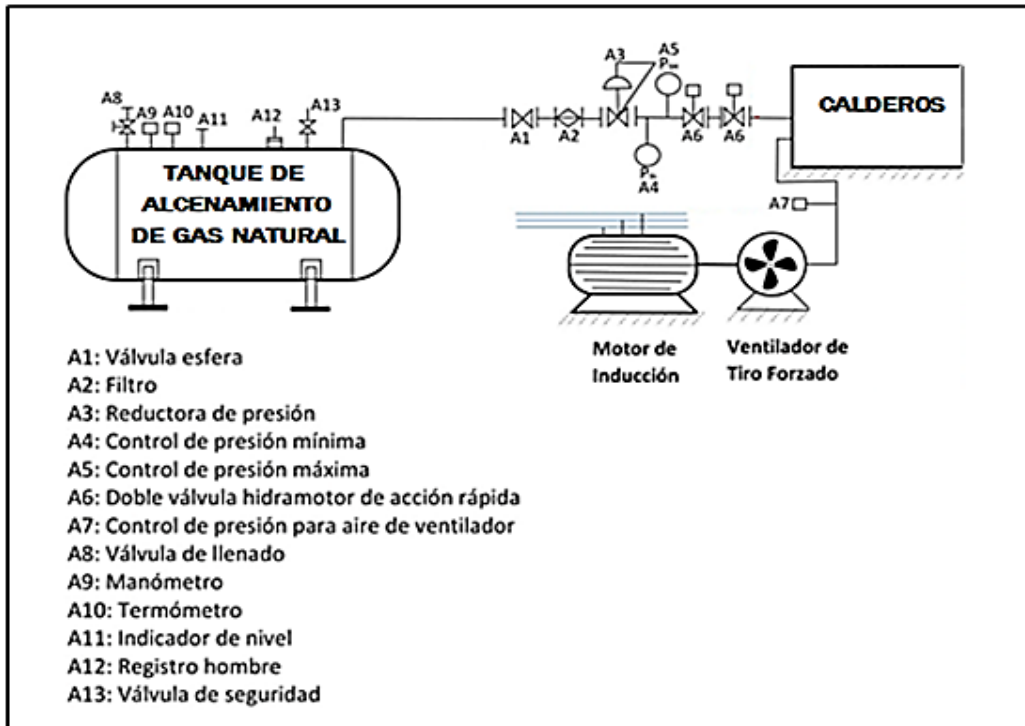


Figura 6. Implementación de sistema de consumo de (GN) para los calderos pirotubulares de la empresa Lila S.A.

En la tabla 8, se evaluó el PCI del GN, dónde los pesos másicos fueron obtenidos de Osinergmin (Anexo A.3)

HC	M_{C_n} (Kg/Kmol)	M_{H_m} (Kg/Kmol)	$M_{C_nH_m}$ (Kg/mol)	$PCI_{C_nH_m}$ (KJ/Kg)	g_i	$PCI_{G.N}$ (KJ/Kg)
CH_4	12	4	16	54495.558	0.9508	51814.376
C_2H_6	24	6	30	50139.386	0.0214	1072.983
C_3H_8	36	8	44	48555.324	0.0029	140.810
C_4H_{10}	48	10	58	47735.981	0.0011	52.510
C_5H_{12}	60	12	72	47235.272	0.0004	18.894
C_6H_{14}	72	14	86	46897.584	0.0001	4.690
N_2	-	-	-	-	0.0194	-
CO_2	12	-	12	32714.7	0.0039	127.587
						53231.85

Para el análisis, se consideró: $PCI_C = 32714.7 \frac{KJ}{Kg}$; $PCI_H = 119838.13 \frac{KJ}{Kg}$

Por lo consiguiente, queda establecido que el PCI del gas natural, es 53231.85 KJ/Kg

Tabla 8: PCI del gas natural

En análisis de combustión con gas natural, se obtuvieron como resultados las siguientes ecuaciones (Anexo A.3):

- $m_{\text{Gas Natural}} = 5.9425\text{CH}_4 + 0.0713\text{C}_2\text{H}_6 + 0.0066\text{C}_3\text{H}_8 + 0.0019\text{C}_4\text{H}_{10} + 0.0006\text{C}_5\text{H}_{12} + 0.0001\text{C}_6\text{H}_{14} + 0.0693\text{N}_2 + 0.0089\text{CO}_2$
- $m_{\text{aire}} = \alpha * (\text{O}_2 + 3.76 \text{N}_2)$
- $m_{\text{gases evacuados}} = \beta\text{CO}_2 + \gamma\text{H}_2\text{O} + \varphi\text{N}_2$

Resolviendo la ecuación de balances de masas:

$$\begin{aligned} 5.9425\text{CH}_4 + 0.0713\text{C}_2\text{H}_6 + 0.0066\text{C}_3\text{H}_8 + 0.0019\text{C}_4\text{H}_{10} + 0.0006\text{C}_5\text{H}_{12} \\ + 0.0001\text{C}_6\text{H}_{14} + 0.0693\text{N}_2 + 0.0089\text{CO}_2 + 13.42 * (\text{O}_2 + 3.76 \text{N}_2) \\ = 6.125\text{CO}_2 + 12.14\text{H}_2\text{O} + 50.53\text{N}_2 + 1.23\text{O}_2 \end{aligned}$$

Masas reales de la combustión:

Masa de combustible:

$$\begin{aligned} m_{\text{Gas Natural}} = 5.9425\text{CH}_4 + 0.0713\text{C}_2\text{H}_6 + 0.0066\text{C}_3\text{H}_8 + 0.0019\text{C}_4\text{H}_{10} \\ + 0.0006\text{C}_5\text{H}_{12} + 0.0001\text{C}_6\text{H}_{14} + 0.0693\text{N}_2 + 0.0089\text{CO}_2 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_{\text{Gas Natural}} = 5.9425 * 16 + 0.0713 * 30 + 0.0066 * 44 + 0.0019 * 58 + 0.0006 * 72 \\ + 0.0001 * 86 + 0.0693 * 28 + 0.0089 * 44 \end{aligned}$$

$$m_{\text{Gas Natural}} = 100 \text{ Kg}$$

Masa de aire:

$$m_{\text{aire}} = 13.42 * (\text{O}_2 + 3.76 \text{N}_2)$$

$$m_{\text{aire}} = 13.42 * (32 + 3.76 * 28)$$

$$m_{\text{aire}} = 1842.30 \text{ Kg}$$

Masa de gases residuales:

$$m_{\text{GR}} = 6.125\text{CO}_2 + 12.14\text{H}_2\text{O} + 50.53\text{N}_2 + 1.23\text{O}_2$$

$$m_{\text{GR}} = 6.125 * 44 + 12.14 * 18 + 50.53 * 28 + 1.23 * 32$$

$$m_{\text{GR}} = 1942.22 \text{ Kg}$$

Ratio de combustión:

Determinamos la ratio de combustión o relación aire combustible:

$$r_{(a/c)} = \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{Gas Natural}}}$$

$$r_{(a/c)} = \frac{1842.30 \text{ Kg aire}}{100 \text{ Kg GN}}$$

$$r_{(a/c)} = 18.42 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg comb.}}$$

En el análisis termodinámico, se tomó los datos del caldero de 1200 BHP, para calcular el flujo másico de combustible de gas natural, donde el calor específico a presión constante del gas natural es $C_{p_{GN}} = 8.57 \frac{\text{Kcal}}{\text{Kmol} \cdot ^\circ\text{C}} = 2.134 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg} \cdot ^\circ\text{C}}$, ($M_{GN} = \sum M_{C_nH_m} * g_i = 16.8 \frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$). Y la temperatura del gas natural 15°C (Anexo A.1).

Dónde se obtiene la siguiente ecuación (Anexo A.3)

$$16433\text{KW} = ((1 + 18.42)\dot{m}_c * 1.007 * 20) + \dot{m}_c(53231.85 + 15 * 2.134)$$

$$\dot{m}_c = 0.2217 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 718.12 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

En la siguiente tabla 9, se muestran los consumos de gas natural por cada caldero.

Caldero pirotubular	Consumo de gas natural (Kg/h)
1200 BHP Deconat	718.12
900 BHP Distral	620.23
800 BHP Distral	588.25
800 BHP Halvorsen	577.89
Total	2504.49

Tabla 9: Consumos de gas natural en condiciones de mejora con gas natural

Y en la tabla 10, se detallan los resultados de la eficiencia energética de cada caldera con gas natural.

Caldero pirotubular	Rendimiento Energético
1200 BHP Deconat	89.44%
900 BHP Distral	87.45%
800 BHP Distral	89.67%
800 BHP Halvorsen	89.23%

Tabla 10: Rendimiento de los calderos en condiciones de mejora

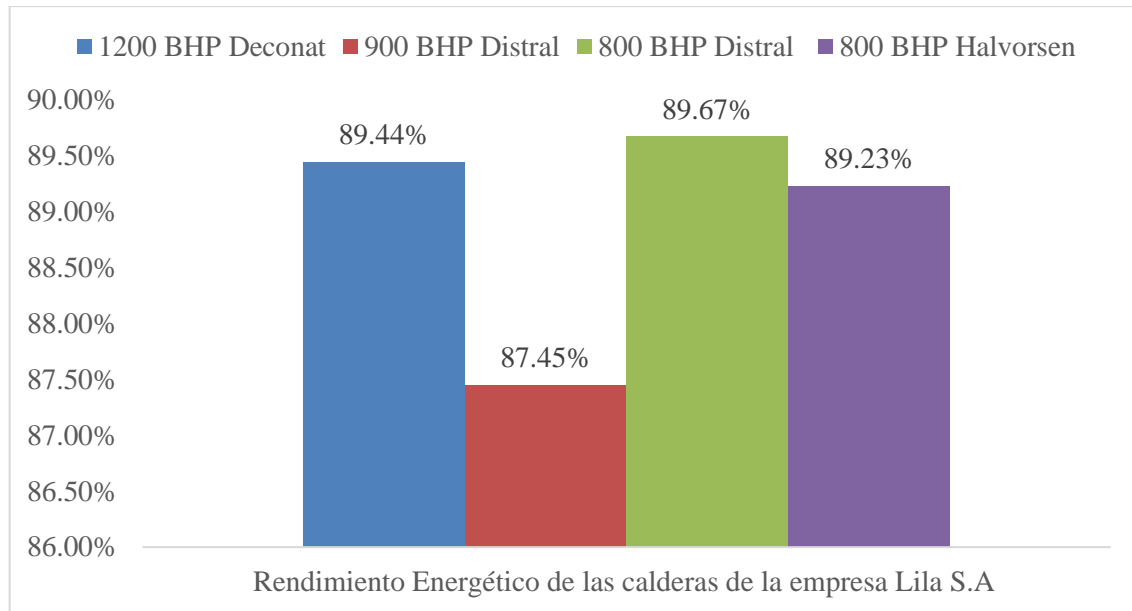


Figura 7. Rendimiento energético de las calderas en condiciones de mejora

4.2.1. DISEÑO DEL TANQUE DE ALMACENAMIENTO DEL TANQUE DE GAS NATURAL

El diseño del tanque de almacenamiento de gas natural, se basada en la metodología de cálculo del Código ASME Sección VIII Div. 1.

Determinación de la masa de gas natural: Es la masa contenida en el tanque cilíndrico horizontal, para almacenar gas natural en fase líquida, es decir GNL (Gas Natural Licuado). El tanque de GN, se diseñará para un servicio de 3 días (66 horas), por lo tanto, la masa contenida en el recipiente, sería:

$$m_{GN} = 2504.49 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 66 \frac{\text{h}}{\text{día}} = 165296.34 \frac{\text{Kg}}{\text{día}}$$

Se dimensionó el tanque mediante la normativa del Código ASME Sección VIII Div. 1, obteniendo los siguientes resultados, tal como se origina en la figura 8.

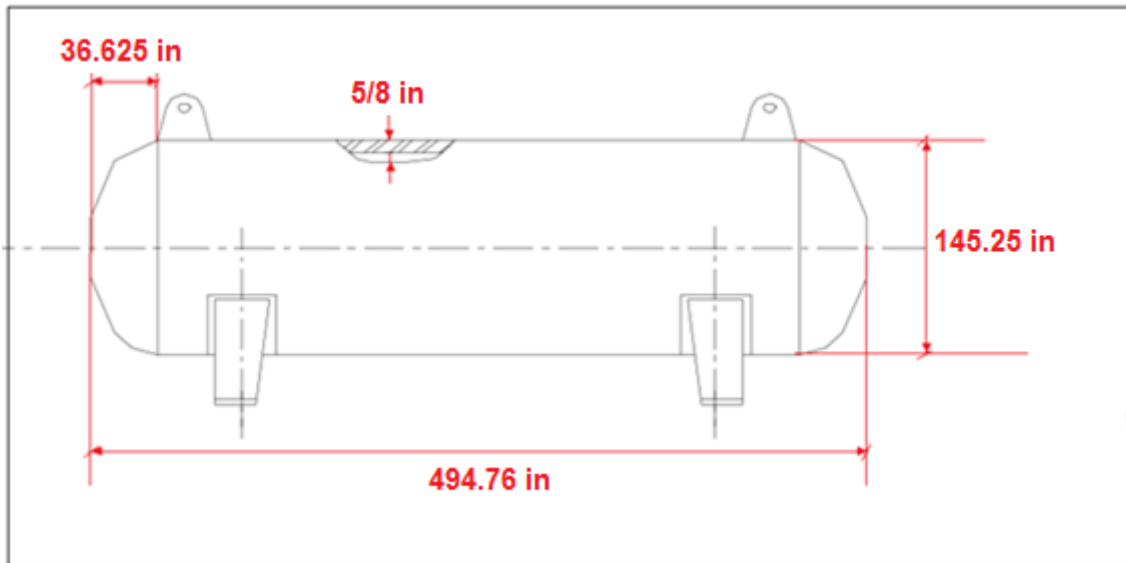


Figura 8. Dimensionamiento del tanque o cilindro horizontal de gas natural

4.2.2. SELECCIÓN DEL QUEMADOR.

Se seleccionaron quemadores duales (para consumo de gas natural y petróleo industrial N°6), los cuales dependen del calor de combustión. Para el caldero de 1200 BHP el cual tiene un calor de combustión de 15828.90 KW, se seleccionó un quemador con un 25% adicional de potencia calorífica, para evitar sobrecargas, es decir:

$$\dot{Q}_{\text{quemador}} = 15828.90 \text{ KW} * 1.25 = 19786.125 \text{ KW}$$

Del catálogo de quemadores duales TERMIT, seleccionamos el quemador dual TF-12F el cual tiene una potencia nominal de 20000 KW.

En la tabla 11, se detallan los resultados de la capacidad calorífica de operación y nominal, según selección de quemadores por proveedor TERMIT.

Caldero pirotubular	Calor útil (KW)	Calor nominal (KW)
1200 BHP Deconat	19786.125	20000.00
900 BHP Distral	13897.11	15000.00
800 BHP Distral	12876.11	15000.00
800 BHP Halvorsen	12654.87	1500.00

Tabla 11: Resultados de la capacidad calorífica.

4.3. CONSUMO ENERGÉTICO DE LAS REDES DE DISTRIBUCIÓN DE VAPOR

4.3.1. CONSUMO ENERGETICO EN CONDICIONES ACTUALES

Las calderas registran un elevado consumo energético debido al sobredimensionamiento de las redes de tuberías de vapor, las cuales se han seleccionado de manera empírica, sin los criterios de la ingeniería correcta. En la figura 9, se modela la distribución de las redes de vapor de la empresa Lila S.A

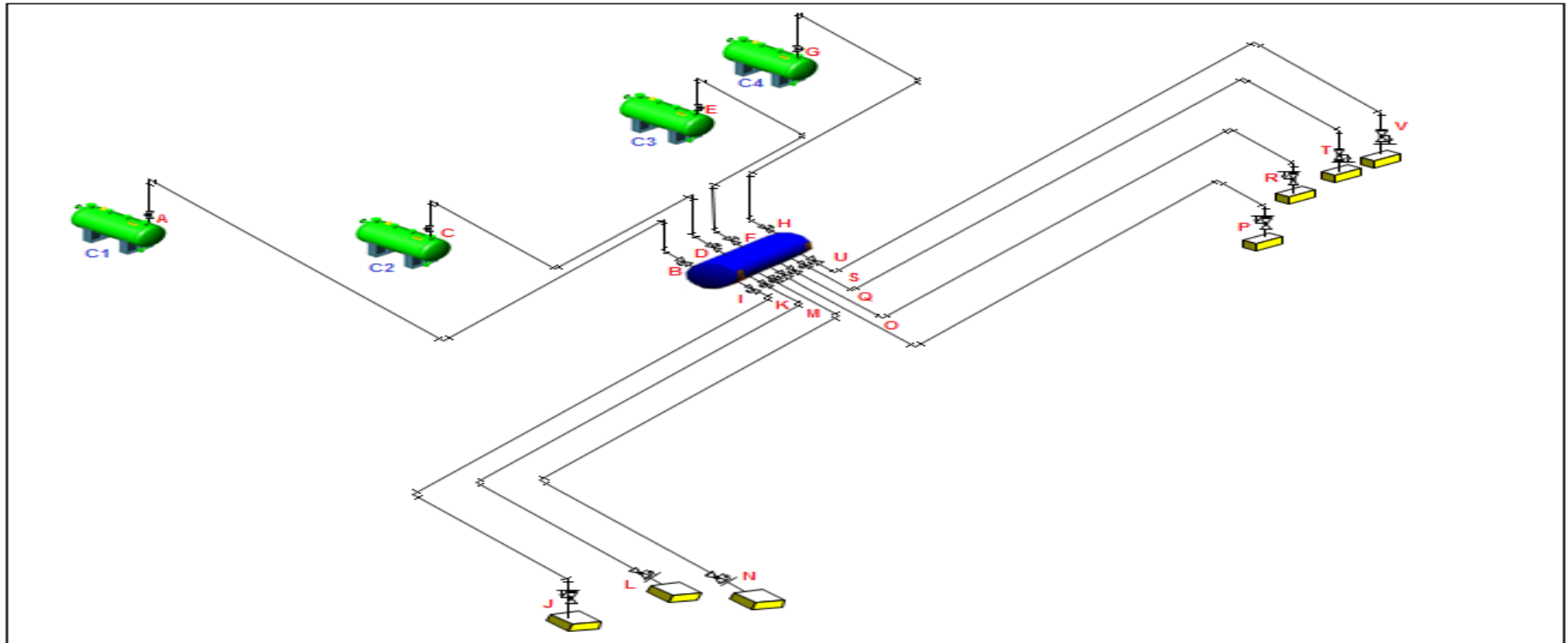


Figura 9. Red de distribución de vapor de la empresa de harina y conservas Lila S.A

En la tabla 12, se detalla los datos de operación y rango nominal de la presión de los calderos pirotubulares de la empresa Lila S.A.

Caldera pirotubular	Potencia (BHP)	Presión de vapor saturado de operación (bar abs)	Presión de vapor saturado nominal (bar abs)
C1	800	9	10
C2	800	9	10
C3	1200	9	10
C4	900	9	10

Tabla 12: Parámetros de operación y nominal de los calderos

De la tabla 11 a 15, se detallan las dimensiones de operación, longitud, espesor de aislamiento y presión de servicio para cada tramo de tubería.

Tubería ASTM A-53	Longitud (m)	Número cédula	Diámetro nominal (pulg)	Diámetro Exterior (mm)	Diámetro Interior (mm)	Espesor del tubo (mm)	Espesor de lana mineral (pulg)	Presión de servicio (bar abs)
A → B	13	40	3	114.3	102.26	6.02	2	10
C → D	6	40	4	114.3	102.26	6.02	2	10
E → F	10	40	4	114.3	102.26	6.02	2	10
G → H	13	40	4	88.9	77.928	5.486	2	10

Tabla 13: Dimensiones actuales de la red de tuberías: calderos –Manifold.

Manifold	Longitud (m)	Número cédula	Diámetro nominal (pulg)	Diámetro Exterior (mm)	Diámetro Interior (mm)	Espesor del tubo (mm)	Espesor de lana mineral (pulg)	Presión de servicio (bar abs)
Manifold	3.5	40	8	219.202	202.692	8.255	1	10

Tabla 14: Dimensiones de operación del manifold actual

Tabla 15: Dimensiones de operación del manifold actual - procesos

Tubería ASTM A-53	Longitud (m)	Número cédula	Diámetro nominal (pulg)	Diámetro Exterior (mm)	Diámetro Interior (mm)	Espesor del tubo (mm)	Espesor de lana mineral (pulg)	Presión de servicio (bar abs)
I → J	80	40	6	168.275	154.051	7.112	1	10
K → L	70	40	1.5	48.26	40.894	3.683	2	10
M → N	65	40	4	114.3	102.26	6.02	1	10
O → P	60	40	4	114.3	102.26	6.02	1	10
Q → R	70	40	4	114.3	102.26	6.02	1	10
S → T	75	40	4	114.3	102.26	6.02	1	10
U → V	80	40	4	114.3	102.26	6.02	1	10

Consumo actual de vapor saturado de los diferentes procesos de la planta.

a). Flujo másico de vapor en la red de tubería I → J:

Datos actuales de la tubería:

- Presión de vapor: 10 bares abs.
- Velocidad del vapor: 40 m/s.
- Densidad del vapor a 10 bar abs: $\rho_v = 5.14504 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$ (Anexo A.1)
- Dimensiones:

$$D_n = 6 \text{ pulg} \left\{ \begin{array}{l} d_{\text{int}} = 6.065 \text{ pulg} = 154.051 \text{ mm} \\ d_{\text{ext}} = 6.625 \text{ pulg} = 168.275 \text{ mm} \\ e_{\text{tubo}} = 0.28 \text{ pulg} = 7.112 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Remplazando:

$$\dot{m}_v = \rho_v * U_v * S$$

$$\dot{m}_v = (5.14504) * (40) * \frac{\pi * (0.154051)^2}{4}$$

$$\dot{m}_v = 3.84 \text{ kg/s}$$

b). Flujo másico de vapor en la red de tubería K → L:

Datos actuales de la tubería:

- Presión de vapor 10 bares abs.
- Velocidad del vapor: 35 m/s.
- Densidad del vapor a 10 bar abs: $\rho_v = 5.14504 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$ (Anexo A.1)
- Dimensiones:

$$D_n = 1.5 \text{ pulg} \left\{ \begin{array}{l} d_{\text{int}} = 1.61 \text{ pulg} = 40.894 \text{ mm} \\ d_{\text{ext}} = 1.90 \text{ pulg} = 48.26 \text{ mm} \\ e_{\text{tubo}} = 0.145 \text{ pulg} = 3.683 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Remplazando:

$$\dot{m}_v = \rho_v * U_v * S$$

$$\dot{m}_v = (5.14504) * (35) * \frac{\pi * (0.040894)^2}{4}$$

$$\dot{m}_v = 0.24 \text{ kg/s}$$

C). Flujo másico de vapor en la red de tuberías, M → N, O → P, Q → R, S → T y U → V:

Datos actuales de las tuberías:

- Presión de vapor 10bar abs.
- Velocidad del vapor: 52 m/s
- Densidad del vapor a 10 bar abs: $\rho_v = 5.14504 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$ (Anexo A.1)
- Dimensiones:

$$D_n = 4 \text{ pulg} \left\{ \begin{array}{l} d_{\text{int}} = 1.61 \text{ pulg} = 102.26 \text{ mm} \\ d_{\text{ext}} = 1.90 \text{ pulg} = 114.3 \text{ mm} \\ e_{\text{tubo}} = 0.145 \text{ pulg} = 6.02 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Reemplazando:

$$\dot{m}_v = \rho_v * U_v * S$$

$$\dot{m}_v = (5.14504) * (52) * \frac{\pi * (0.10226)^2}{4}$$

$$\dot{m}_v = 2.20 \text{ kg/s}$$

Como son 5 tuberías de 4pulg de diámetro nominal, tendremos un consumo en todas estas redes de 11 Kg/s. Por lo consiguiente todos los procesos consumen un total de 15.08 Kg/s.

4.3.2. CONSUMO ENERGETICO EN CONDICIONES DE MEJORA

En la figura 10, se modela la distribución de las redes de vapor saturado, para la generación de energía eléctrica con turbina de vapor, para el aprovechamiento de la exergía perdida.

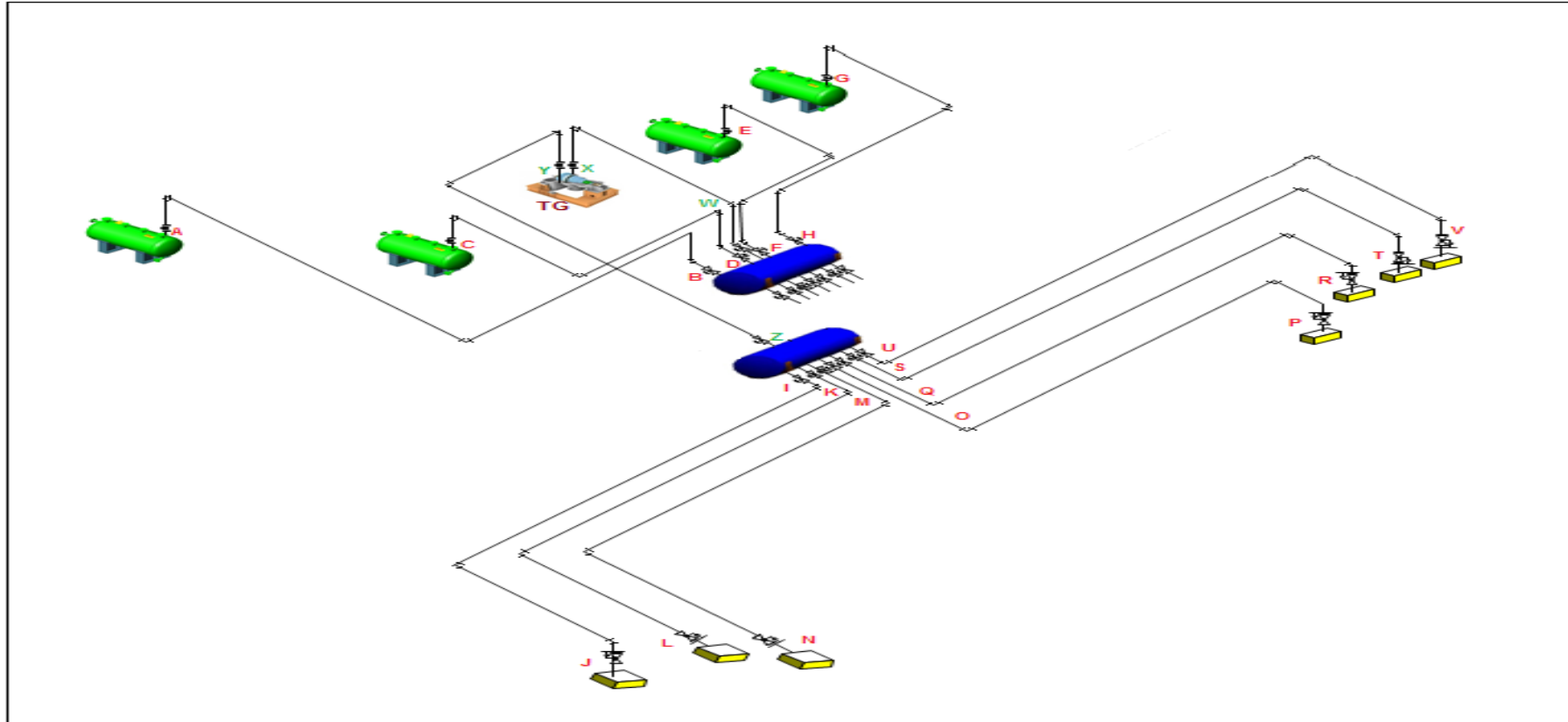


Figura 10. Red de distribución de vapor en condiciones de mejora

Reingeniería de la red de tuberías, calderos – manifold actual:

A continuación, en la tabla 16, se detallan los principales parámetros físicos del vapor saturado en las redes de tuberías A → B, C → D, E → F y G → H a 10bar abs.

Parámetro físico	Densidad	Viscosidad dinámica	Conductividad térmica	Numero de Prandtl
Valor	5.14504	$15.0213 * 10^{-6}$	0.03643	1.11807
Unidad	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Pa. s	$\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$	Adimensional
Símbolo	ρ_v	μ_v	K_v	Pr_v

Tabla 16. Parámetros físicos promedios del vapor saturado a 10bar abs. (Anexo A.1)

a) Dimensionamiento de la tubería de vapor saturado y aislamiento térmico: A → B, a 10bar abs.

- Dimensionamiento de la tubería A → B:

- Flujo másico de vapor en la tubería:

$$\dot{m}_v = 800\text{BHP} * \frac{15.66}{1\text{BHP}} = 4698 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 1.305 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

- Velocidad promedio del vapor saturado: $U_v = 25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

- Dimensionamiento de la tubería de vapor:

$$\dot{m}_v = \rho_v * U_v * S$$

Reemplazando los valores conocidos y determinando la superficie transversal de la tubería de vapor, tenemos:

$$1.305 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 5.14504 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 25 \frac{\text{m}}{\text{s}} * S$$

$$S = 0.01015\text{m}^2$$

Dónde:

$$S = \frac{\pi * d_{\text{int}}^2}{4} \rightarrow d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0.01015)}{\pi}} = 0.1137 \text{ m} = 113.7 \text{ mm}$$

La tubería de vapor saturado es de material, ASTM A-53 sin costura Grado A, al Sí, con un esfuerzo admisible a la temperatura de saturación de 179.878°C (10bar abs) de: $\sigma_{adm} = 840 \frac{Kgf}{cm^2} = 824.04 \text{ bar}$ (Anexo A.1)

El número de célula seria:

$$N^{\circ}cedula = 1000 * \frac{P_v}{\sigma_{adm}} * f. s$$

Y el factor de seguridad en el diseño de tuberías de vapor varía entre 1.2 a 2, tomaremos un factor de seguridad promedio de 1.6.

El número de cedula seria:

$$N^{\circ}cedula = 1000 * \frac{10 \text{ bar}}{824.04 \text{ bar}} * 1.6 = 19.42 \cong 40$$

Aproximaremos el número de cedula de 19.42 a 40, valor normalizado (Anexo A.1).

De las dimensiones de tubos de acero ASTM A – 53, Sch 40 Std (Anexo A.1)

Tenemos:

$$D_n = 4 \text{ pulg} \begin{cases} d_{int} = 102.26 \text{ mm} \\ d_{ext} = 114.3 \text{ mm} \\ e_{tubo} = 6.02 \text{ mm} \end{cases}$$

- Recalculando la velocidad del vapor saturado seco:

$$U_v = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v * S}$$

$$U_v = \frac{1.305 \text{ Kg/s}}{\left(5.14504 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) * \left(\frac{\pi * (102.26 * 10^{-3})^2}{4}\right) \text{ m}^2}$$

$$U_v = 30.88 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Aislamiento térmico de la tubería A → B:

- Con tubería desnuda:

En la figura 11, se detallan los parámetros de operación de la tubería de vapor, desde la caldera de 800BHP hasta el manifold actual.

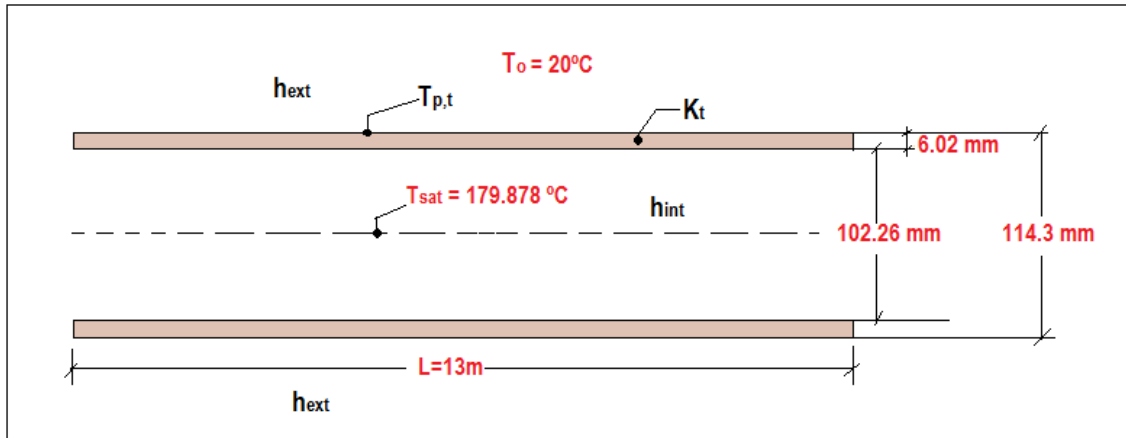


Figura 11. Parámetros de operación en tubería A → B:

Número de Reynolds:

$$Re_v = \frac{\rho_v * U_v * d_{int}}{\mu_v}$$

$$Re_v = \frac{\left(5.14504 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) * \left(30.88 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) * (102.26 * 10^{-3} \text{m})}{15.0213 * 10^{-6}}$$

$$Re_v = 1.08 * 10^6$$

Número de Nusselt:

$$Nu = 0.023 * Re_v^{0.8} * Pr_v^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 * (1.08 * 10^6)^{0.8} * (1.11807)^{0.4}$$

$$Nu = 1613.8$$

Coefficiente de convección interno:

$$h_{int} = \frac{Nu * K_v}{d_{int}}$$

$$h_{int} = \frac{(1613.8) * (0.03643 \text{W/m}^2\text{C})}{102.26 * 10^{-3} \text{m}}$$

$$h_{\text{int}} = 575 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

El coeficiente de convección de pared-medio ambiente (externo) es:

$$h_{\text{ext}} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{U_{\text{aire}}}$$

Donde:

$U_{\text{aire}} = 5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ (Velocidad del aire promedio en Trujillo– para lugares abiertos)

Tenemos:

$$h_{\text{ext}} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{5}$$

$$h_{\text{ext}} = 27.16 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{°C}}$$

Conductividad térmica:

La conductividad térmica para el material, ASTM A-53 sin costura Grado A, al Si, a la temperatura de 179.878°C (452.878 °K) es: $K_t = 54.4 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{K}}$ (Anexo A.1)

Potencia térmica perdida en tubería desnuda:

$$\dot{Q}_{\text{Pdesnuda}} = \frac{T_{\text{sat}} - T_0}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln\left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}}\right) + \frac{1}{r_{\text{int}} * h_{\text{int}}} + \frac{1}{r_{\text{ext}} * h_{\text{ext}}}\right]}$$

$$\dot{Q}_{\text{Pdesnuda}} = \frac{179.878 - 20}{\frac{1}{2\pi * 13} \left[\frac{1}{54.4} * \ln\left(\frac{0.05715}{0.05113}\right) + \frac{1}{0.05113 * 575} + \frac{1}{0.05715 * 27.16}\right]}$$

$$\dot{Q}_{\text{Pdesnuda}} = 19195.77 \text{ W}$$

Temperatura de la superficie exterior de la tubería:

$$\dot{Q}_{\text{Pdesnuda}} = \frac{T_{\text{sat}} - T_{\text{p,t}}}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln\left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}}\right) + \frac{1}{r_{\text{int}} * h_{\text{int}}}\right]}$$

$$19195.77 \text{ W} = \frac{179.878 - T_{\text{p,t}}}{\frac{1}{2\pi * 13} \left[\frac{1}{54.4} * \ln\left(\frac{0.05715}{0.05113}\right) + \frac{1}{0.05113 * 575}\right]}$$

$$T_{p,t} = 171.4 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Con tubería aislada:

En la figura 12, se muestra la tubería A → B de vapor aislada con lana mineral, desde la caldera de 800BHP hasta el manifold.

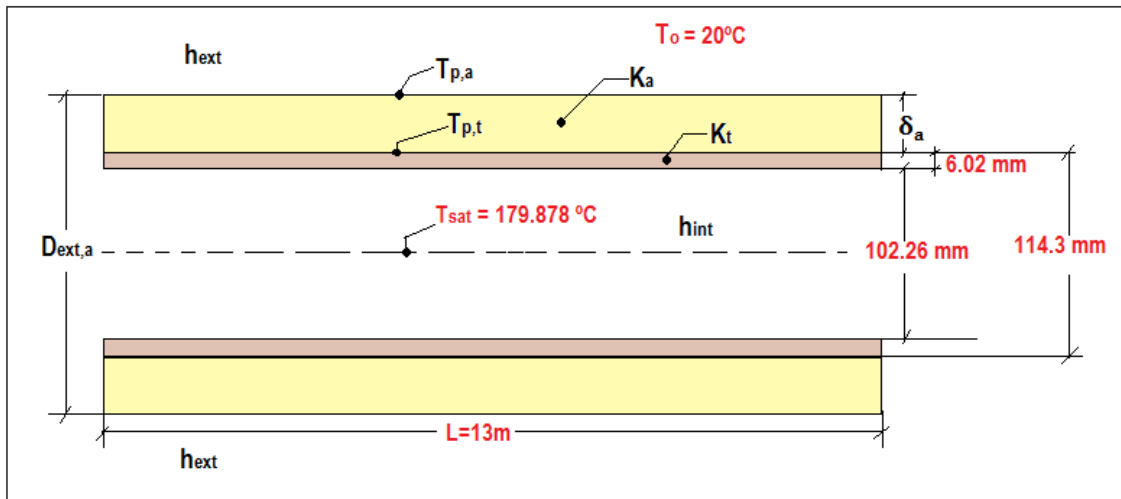


Figura 12. Parámetros de operación en tubería A → B aislada.

Rendimiento promedio de la lana mineral: $\eta_{\text{aisl}} = 95\%$

Pérdida de potencia con aislante:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - \eta_{\text{aislada}}) * Q_{P_{\text{desnuda}}}$$

Sustituyendo:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - 0.95) * 19195.77 \text{ W}$$

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = 959.8 \text{ W}$$

Conductibilidad térmica del aislamiento-lana mineral:

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * T_m$$

Donde la temperatura media:

$$T_m = \frac{T_{p,t} + T_{p,a}}{2}$$

Y considerando, una temperatura exterior para el aislante de 35°C

$$T_m = \frac{171.4 \text{ } ^\circ\text{C} + 35^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_m = 103.2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

La conductividad térmica de la lana mineral es:

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * (103.2)$$

$$K_a = 0.0657 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$$

Transferencia de calor por conducción en el aislante:

$$\dot{Q}_{\text{Paislante}} = \frac{(T_{p,t} - T_{p,a})}{\left(\frac{1}{2\pi * K_a * L}\right) * \ln\left(\frac{D_{\text{ext},a}}{d_{\text{ext}}}\right)}$$

Despejando el diámetro exterior del aislante, tenemos:

$$\ln\left(\frac{D_{\text{ext},a}}{d_{\text{ext}}}\right) = \frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{\text{Paislada}}}$$

$$D_{\text{ext},a} = d_{\text{ext}} * e^{\frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{\text{Paislada}}}}$$

Reemplazamos:

$$D_{\text{ext},a} = 0.1143 * e^{\frac{2\pi * 0.0657 * 13 * (171.4 - 35)}{959.8}}$$

$$D_{\text{ext},a} = 0.245 \text{ m}$$

Finalmente; el espesor de la aislante seria:

$$\delta_a = \frac{D_{\text{ext},a} - d_{\text{ext}}}{2}$$

$$\delta_a = \frac{0.245 \text{ m} - 0.1143\text{m}}{2}$$

$$\delta_a = 0.065 \text{ m} \approx 2 \frac{1}{2} \text{ pulg}$$

- Número de fardos:

De las especificaciones técnicas de la lana mineral (Anexo A.1), las dimensiones de un fardo son:

Longitud: 15.24 m

Ancho: 1219 mm

Espesor: 25.4 mm

El área transferencia de calor de un fardo, sería:

$$S_f = 15.24\text{m} * 1.219\text{m} = 18.58 \text{ m}^2$$

Superficie lateral de transferencia de calor de la tubería de vapor:

$$S_L = \pi * d_{\text{ext}} * L$$

La longitud promedio de la tubería A → B, desde la caldera hasta el manifold es: 13 m.

$$S_L = \pi * 114.3 * 10^{-3}\text{m} * 13 \text{ m}$$

$$S_L = 4.7 \text{ m}^2$$

Número de fardo unitario:

$$N_{f,u} = \frac{S_L}{S_f}$$

$$N_{f,u} = \frac{4.7 \text{ m}^2}{18.58 \text{ m}^2}$$

$$N_{f,u} = 0.25 \text{ fardos/pulg}$$

El número de fardos totales serían:

$$N_{f,t} = N_{f,u} * \delta_a$$

$$N_{f,t} = 0.25 \frac{\text{fardos}}{\text{pulg}} * 2 \frac{1}{2} \text{ pulg}$$

$$N_{f,t} = 0.625 \approx 3/4 \text{ fardos}$$

Basándonos en la misma metodología, se obtuvieron los siguientes resultados para todas las redes de distribución de vapor, tal como se muestra en la tabla 17. Asimismo, se hace un comparativo entre la condición actual y mejora de la planta Lila S.A, existiendo cambios que contribuyen a mejorar el consumo energético, para la correcta instalación de la turbina a vapor (Ver Anexo A.4).

Tabla 17: Comparativo actual y mejora respecto al dimensionamiento de las redes de tuberías de vapor para el correcto consumo energético de la planta Lila S.A.

Estados		Estado actual				Estado de mejora				
Tubería ASTM A-53 Sch 40	Longitud (m)	Diámetro nominal (pulg)	Presión de servicio (bar abs)	Espesor de lana mineral (pulg)	Flujo másico de vapor (Kg/s)	Longitud (m)	Diámetro nominal (pulg)	Presión de servicio (bar abs)	Espesor de lana mineral (pulg)	Flujo másico de vapor (Kg/s)
A → B	13	3	10	2	1.305	13	4	10	2 1/2	1.305
C → D	6	4	10	2	1.74	6	5	10	2 1/2	1.74
E → F	10	4	10	2	1.74	10	5	10	2 1/2	1.74
G → H	13	4	10	2	1.74	13	5	10	2 1/2	1.74
I → J	80	6	10	1	2.4	80	10	3.5	1 3/4	2.4
K → L	70	1 1/2	10	2	0.17	70	2 1/2	3.5	2 1/2	0.17
M → N	65	4	10	1	1.06	65	6	3.5	1 3/4	1.06
O → P	60	4	10	1	1.06	60	6	3.5	1 3/4	1.06
Q → R	70	4	10	1	1.06	70	6	3.5	1 3/4	1.06
S → T	75	4	10	1	1.06	75	6	3.5	1 3/4	1.06
U → V	80	4	10	1	1.06	80	6	3.5	1 3/4	1.06
W → X	No existe	No existe	No existe	No existe	No existe	4	10	10	2	6.525
Y → Z	No existe	No existe	No existe	No existe	No existe	9	18	3.5	1 1/2	6.525
Manifold actual	3.5	8	10	1	6.525	3.5	10	10	2	6.525
Manifold nuevo	No existe	No existe	No existe	No existe	No existe	3.5	18	3.5	1 1/2	6.525

Para el correcto dimensionamiento de la red de tuberías fue necesario, el dimensionamiento y selección válvulas compuertas. Para el tramo A → B, tenemos:

Factor de fricción por tubería:

Para flujos turbulentos: $Re > 10000$

$$\xi = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{U_v}}$$

$$\xi = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{30.88}} = 0.0161$$

Longitud equivalente por cada tubería:

Accesorios	Cantidad	Longitud unitaria equivalente L/D	Diámetro exterior (m)	Longitud equivalente total (m)
Válvula compuerta	2	8	0.1143	1.83
Codo 90°	4	30	0.1143	13.72
Tubería	1			13
				28.55

Tabla 18: Longitud equivalente total (Anexo A.1)

Caída de presión en la tubería:

Se determina, según la formulación:

$$\Delta P = \frac{\xi * L_e * U_v^2 * \rho_v}{2 * d_{int} * 10^5}$$

$$\Delta P = \frac{0.0161 * 28.55 * 30.88^2 * 5.14504}{2 * 0.10226 * 10^5} = 0.11 \text{ bar}$$

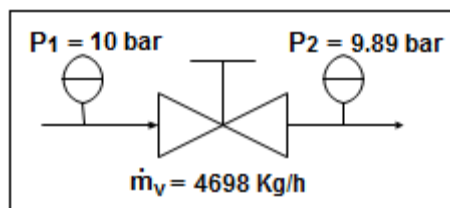


Figura 13. Válvula compuerta

Coefficientes de válvulas compuerta mínimo en operación:

Si: $\Delta P < \frac{P_1}{2}$, se cumple que:

$$K_V = \frac{\dot{m}_v}{461} * \sqrt{\frac{T_{sat} + 273}{\Delta P * P_2}}$$

$$K_V = \frac{4698}{461} * \sqrt{\frac{179.878 + 273}{0.11 * 9.89}} = 208 \frac{m^3}{h}$$

Normalización de los coeficientes de válvulas compuerta y determinación del diámetro nominal:

Donde, el coeficiente de válvula y el diámetro nominal, se tabulan en la tabla 19.

DN	40	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400
Kv	130	200	390	600	1000	1800	2900	6000	10000	16000	16000	30000

Tabla 19: Diámetro nominal según el coeficiente de válvula

En la tabla 20, se especifican los resultados de la normalización del Kv y Dn de las válvulas compuerta (Anexo A.4), según el catálogo de accesorios Crane (Anexo 1)

Válvulas en la red de tuberías	Kv (m³/h)	Dn (mm)
A → B	390	65
C → D	600	80
E → F	600	80
G → H	600	80
I → J	1800	125
K → L	130	40
M → N	600	80
O → P	600	80
Q → R	390	65
S → T	390	65
U → V	390	65
W → X	6000	200
Y → Z	16000	300

Tabla20: Kv y Dn de las válvulas compuerta en las redes de vapor

El sistema de evacuación de purgas o condensado de los manifold, se determinan según la tabla 21.

Steam pressure bar g	Steam main size (mm)													-18°C correction factor	
	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500		600
1	5	9	11	16	22	28	44	60	79	94	123	155	182	254	1.38
2	6	10	13	19	25	33	49	69	92	108	142	179	210	296	1.35
3	7	11	14	20	25	36	54	79	101	120	156	197	232	324	1.32
4	8	12	16	22	30	39	59	83	110	131	170	215	254	353	1.29
5	8	13	17	24	33	42	63	70	119	142	185	233	275	382	1.28
6	9	13	18	25	34	43	66	93	124	147	198	242	285	396	1.27
7	9	14	18	26	35	45	68	97	128	151	197	250	294	410	1.26
8	9	14	19	27	37	47	71	101	134	158	207	261	307	428	1.25
9	10	15	20	28	38	50	74	105	139	164	216	272	320	436	1.24
10	10	16	20	29	40	51	77	109	144	171	224	282	332	463	1.24
12	10	17	22	31	42	54	84	115	152	180	236	298	350	488	1.23
14	11	17	23	32	44	57	85	120	160	189	247	311	366	510	1.22
16	12	19	24	35	47	61	91	128	172	203	265	334	393	548	1.21
18	17	23	31	45	62	84	127	187	355	305	393	492	596	708	1.21
20	17	26	35	51	71	97	148	220	302	362	465	582	712	806	1.20
25	19	29	39	56	78	108	164	243	333	400	533	642	786	978	1.19
30	21	32	41	62	86	117	179	265	364	437	571	702	859	1150	1.18
40	22	34	46	67	93	127	194	287	395	473	608	762	934	1322	1.16
50	24	37	50	73	101	139	212	214	432	518	665	834	1020	1450	1.15
60	27	41	54	79	135	181	305	445	626	752	960	1218	1480	2140	1.15
70	29	44	59	86	156	208	346	510	717	861	1100	1396	1694	2455	1.15
80	32	49	65	95	172	232	386	568	800	960	1220	1550	1890	2730	1.14
90	34	51	69	100	181	245	409	598	842	1011	1288	1635	1990	2880	1.14
100	35	54	72	106	190	257	427	628	884	1062	1355	1720	2090	3030	1.14
120	42	64	86	126	227	305	508	748	1052	1265	1610	2050	2490	3600	1.13

Tabla 21: Flujo de purgas o condensado de un manifold en el arranque.

El flujo másico neto de condensado a evacuar en el arranque del actual manifold sería:

$$\dot{m}_{cd} = \dot{m}_{cd \text{ tabla}} * Fc$$

$$\dot{m}_{cd} = 109 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 1.24 = 135.16 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

El flujo másico neto de condensado a evacuar en el arranque del nuevo manifold sería:

$$\dot{m}_{cd} = \dot{m}_{cd \text{ tabla}} * Fc$$

$$\dot{m}_{cd} = 206 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 1.305 = 268.83 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Cálculo de condensado en régimen estable de operación:

De la tabla 22, determinaremos el flujo másico de condensado en régimen estable de operación de las calderas.

Steam pressure bar g	Steam main size (mm)														-18°C correction factor
	50	65	80	100	125	150	200	250	300	350	400	450	500	600	
1	5	5	7	9	10	13	16	19	23	25	28	31	35	41	1.51
2	5	6	8	10	12	14	18	22	26	28	32	35	39	46	1.50
3	6	7	9	11	14	16	20	25	30	32	37	40	45	54	1.48
4	7	9	10	12	16	18	23	28	33	37	42	46	51	61	1.45
5	7	9	11	13	17	20	24	30	36	40	46	49	55	66	1.43
6	8	10	11	14	18	21	26	33	39	43	49	53	59	71	1.42
7	8	10	12	15	19	23	28	35	42	46	52	56	63	76	1.41
8	9	11	14	16	20	24	30	37	44	49	57	61	68	82	1.40
9	9	11	14	17	21	25	32	39	47	52	60	64	72	88	1.39
10	10	12	15	17	21	25	33	41	49	54	62	67	75	90	1.38
12	11	13	16	19	23	28	36	45	53	59	67	73	81	97	1.38
14	12	14	17	20	26	30	38	48	58	64	73	79	89	106	1.37
16	12	15	18	22	27	32	42	52	62	68	78	85	95	114	1.36
18	11	16	19	24	30	36	46	56	66	72	82	90	100	120	1.36
20	15	17	21	25	31	37	48	58	69	76	86	94	105	125	1.35
25	15	19	23	28	35	42	52	66	78	86	97	106	119	141	1.34
30	17	21	26	31	39	47	58	73	87	96	108	118	132	157	1.33
40	20	25	30	38	46	56	70	87	104	114	130	142	158	189	1.31
50	24	29	34	44	54	65	82	102	121	133	151	165	184	220	1.29
60	27	32	39	50	62	74	95	119	140	155	177	199	222	265	1.28
70	29	35	43	55	70	82	106	133	157	173	198	222	248	296	1.27
80	34	42	51	65	81	97	126	156	187	205	234	263	293	350	1.26
90	38	45	56	72	89	106	134	171	204	224	265	297	320	384	1.26
100	41	50	61	78	96	114	143	186	220	242	277	311	347	416	1.25
120	52	63	77	99	122	145	189	236	280	308	352	395	440	527	1.22

Tabla 22: Flujo de purgas o condensado de un manifold en régimen estable.

El flujo másico neto de condensado a evacuar en régimen estable en manifold actual sería:

$$\dot{m}_{cd} = \dot{m}_{cd \text{ tabla}} * Fc$$

$$\dot{m}_{cd} = 41 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 1.38 = 56.58 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

El flujo másico neto de condensado a evacuar en régimen estable en manifold actual sería:

$$\dot{m}_{cd} = \dot{m}_{cd \text{ tabla}} * Fc$$

$$\dot{m}_{cd} = 43 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 1.465 = 63 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$$

Con el flujo másico de condensado, de $135.16 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$ para el manifold actual y $268.83 \frac{\text{Kg}}{\text{h}}$ para el manifold nuevo, se optó por seleccionar un purgador de boya de

acero inoxidable marca Espirax Sarco FTS 14 de 3/4 pulg para cada uno. (Anexo A.1)

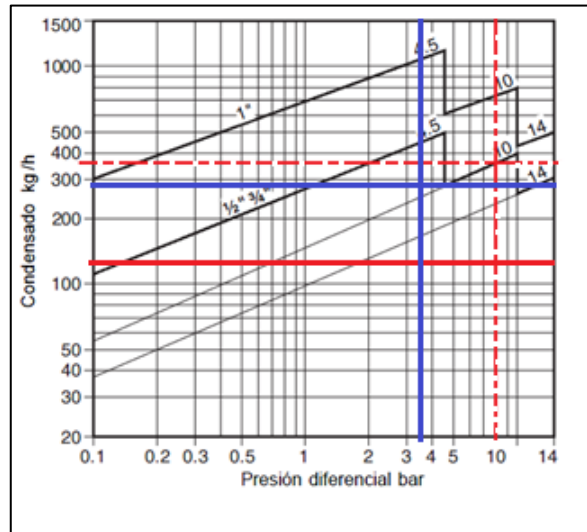


Figura 14. Selección de purgador de boya.

En la figura 15, se muestra un esquema de la instalación del sistema de evacuación de condensado para el manifold nuevo.

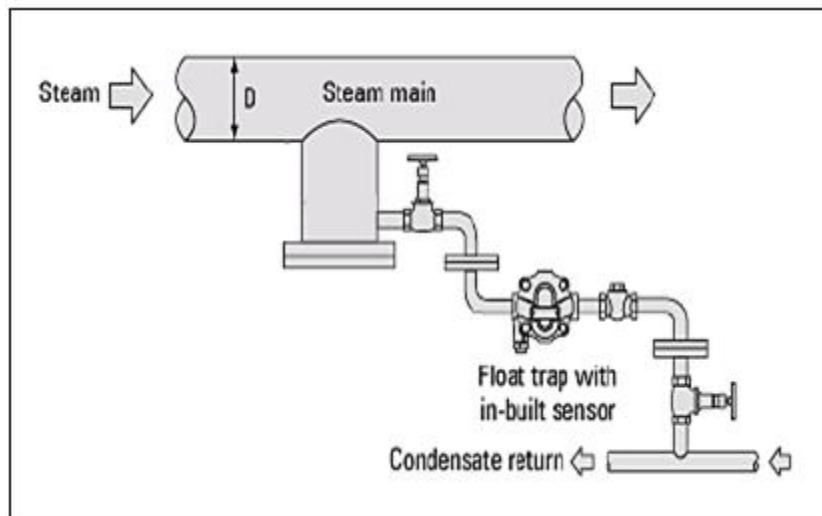


Figura 15. Esquema de instalación de evacuación de condensado.

4.4. IMPLEMENTACIÓN DE TURBINA A VAPOR PARA LA COGENERACIÓN DE ENERGÍA ELÉCTRICA DE LA PLANTA TÉRMICA LILA S.A

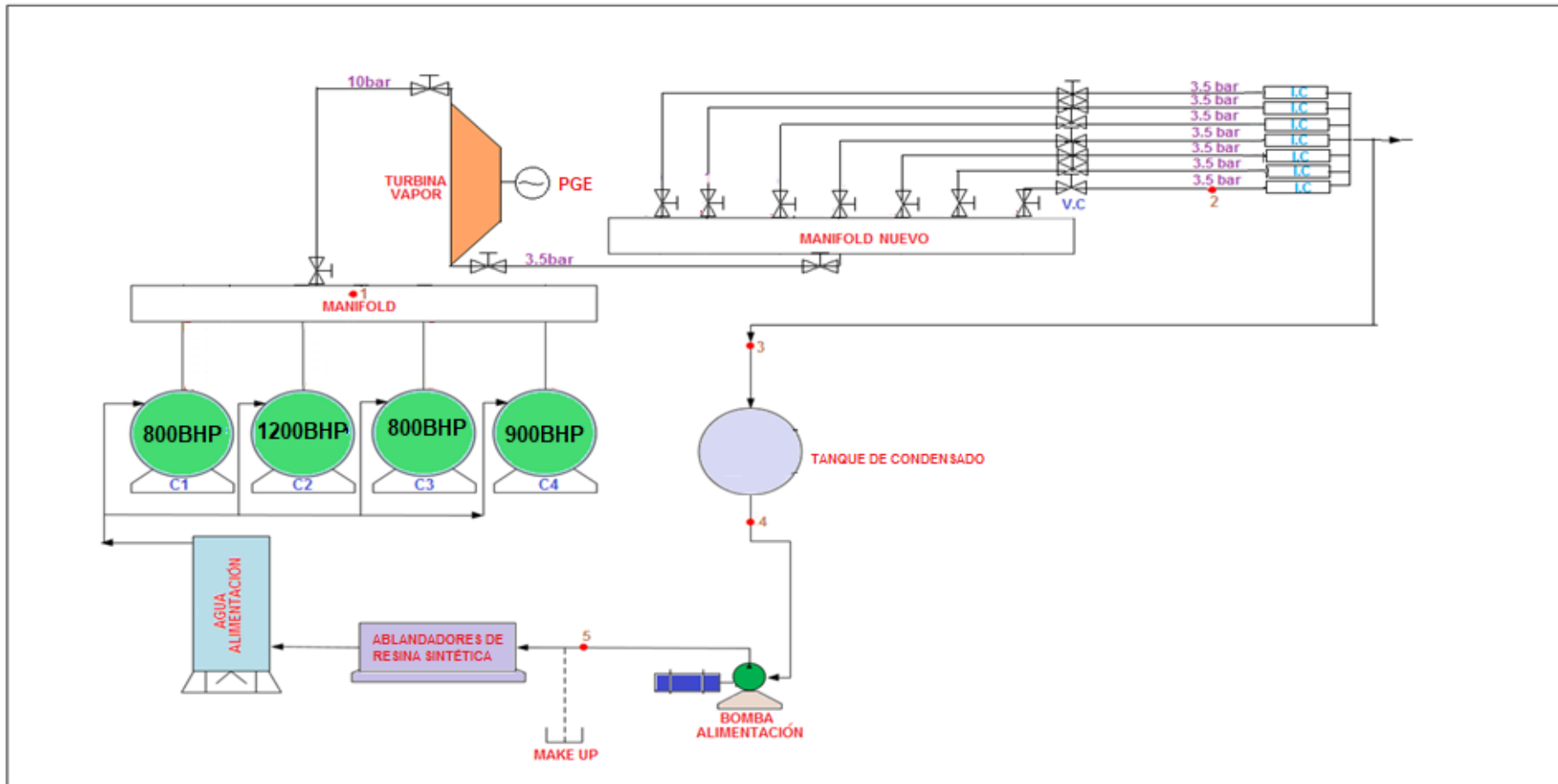


Figura 16. Implementación de turbogenerador de vapor en planta Lila S.A.

La potencia mecánica que se puede recuperar de los procesos de intercambio de calor, radica en la energía exergética de las válvulas reductoras de presión, tal como se detalla en la figura 17.

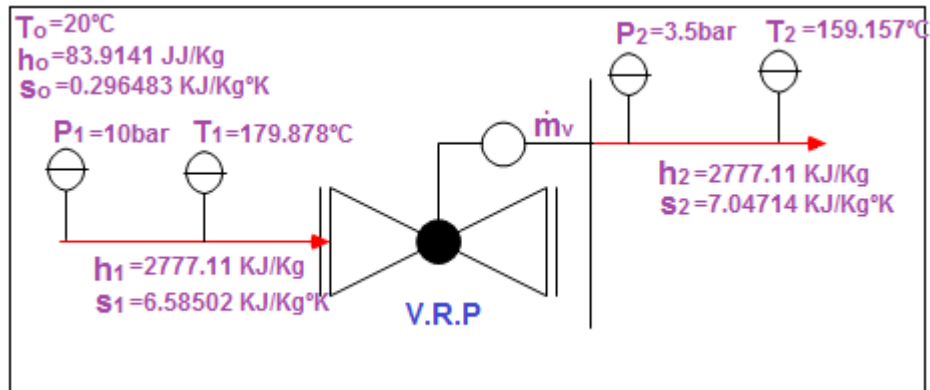


Figura 17. Condiciones de operación de las válvulas reductoras de presión

Cabe indicar que una válvula reductora de presión, está diseñada para reducir drásticamente la presión de entrada a valores requeridos de un proceso, tal como el caso presentado de 10 bar@ a 3.5 bar@, pero también reduce la temperatura de manera moderada, tal como el caso de 179.878°C a 159.157°C.

4.4.1. ANÁLISIS EXERGÉTICO EN VÁLVULAS REDUCTORAS DE PRESIÓN

La exergía es una propiedad termodinámica de una sustancia en un entorno que permite determinar el potencial de trabajo útil de una determinada cantidad de energía que se puede alcanzar por la interacción espontánea entre un sistema y su entorno (presión y temperatura ambiente).

En condiciones de mejora se aprovechará la máxima exergía disponible, donde la presión de servicio del caldero en operación llega hasta picos de 10 bar@ y la presión de vapor consumida por los procesos óptima requerida es 3.5 bar@, con estas dos consideraciones se obtiene el máximo aprovechamiento de la energía exergética que se pierde en las VRP, la cual será aprovechada por un turbogenerador para la producción de energía eléctrica.

En la figura 18, se muestra el diagrama de Mollier (Entalpía Vs Entropía), dónde desde el punto (1) al punto (2) está constituido por las válvulas reductoras de presión en proceso termodinámico isoentálpico (Entalpías iguales), para lo cual el

área debajo de curva representa la exergía pérdida, la cual será convertida en energía útil (mecánica) a través de un turbogenerador (figura 19).

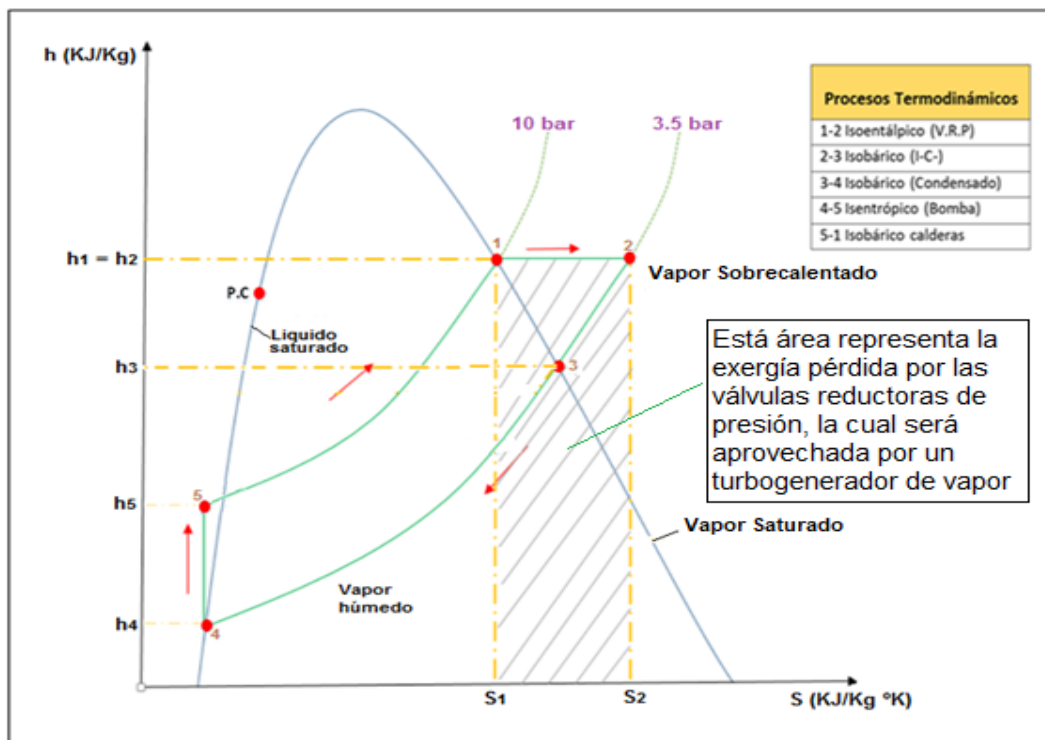


Figura 18. Diagrama de Mollier con válvulas reductoras de presión

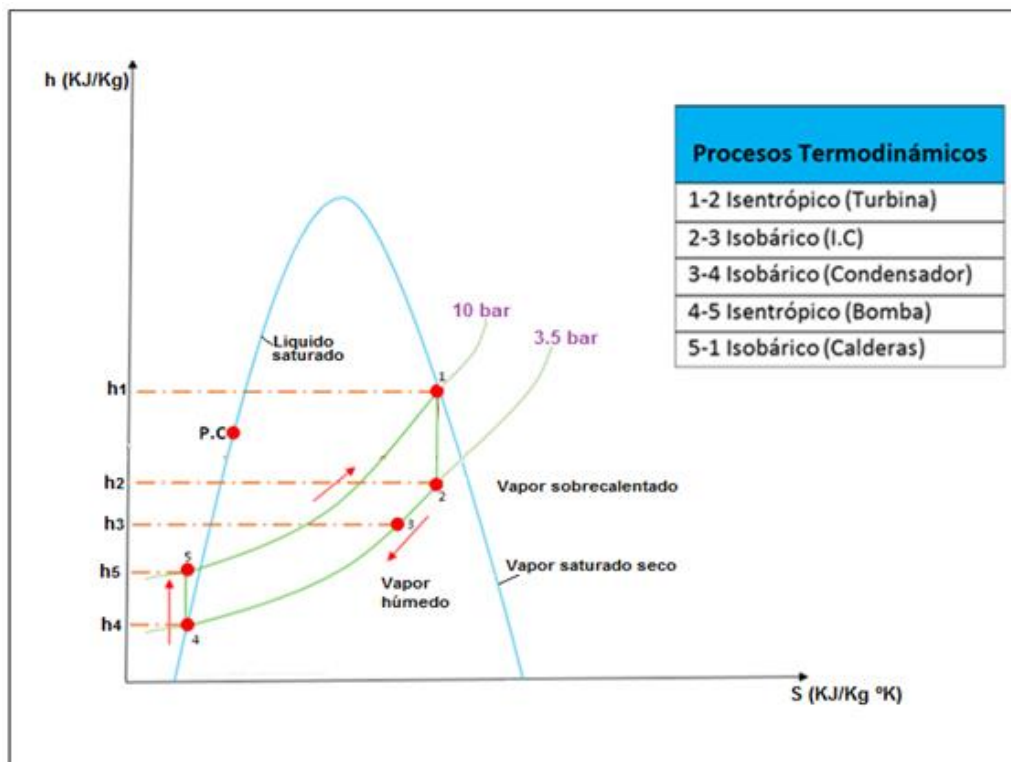


Figura 19. Diagrama de Mollier con turbogenerador de vapor

▪ **Determinación de la exergía antes y después de la V.R.P:**

EX_1 : Potencia exergética entregada por las calderas (Exergía antes de la V.R.P), se determina según la expresión:

El flujo másico de vapor total sería = $(800 \text{ BHP} + 800 \text{ BHP} + 900 \text{ BHP} + 1200 \text{ BHP}) * 15.66 = 16 \text{ Kg/s}$

$$EX_1 = \dot{m}_v * [(h_1 - h_0) - T_0 * (S_1 - S_0)]$$

$$EX_1 = 16 * [(2777.11 - 83.9141) - (20 + 273.15) * (6.58502 - 0.296483)]$$

$$EX_1 = 10400 \text{ KW}$$

EX_2 : Potencia exergética entregada a los procesos (Exergía después de la V.R.P), se determina según la expresión:

$$EX_2 = \dot{m}_v * [(h_2 - h_0) - T_0 * (S_2 - S_0)]$$

$$EX_2 = 16 * [(2777.11 - 83.9141) - (20 + 273.15) * (7.04714 - 0.296483)]$$

$$EX_2 = 9332 \text{ KW}$$

▪ **Potencia exergética destruida por la V.R.P**

$$P_{\text{exerg}} = EX_1 - EX_2$$

$$P_{\text{exerg}} = 1068 \text{ KW}$$

Aprovechamiento de la exergía destruida por la V.R.P

En la figura 20 se muestra una turbina de vapor para aprovechar la exergía pérdida por las V.R.P, para la cogeneración de energía eléctrica.

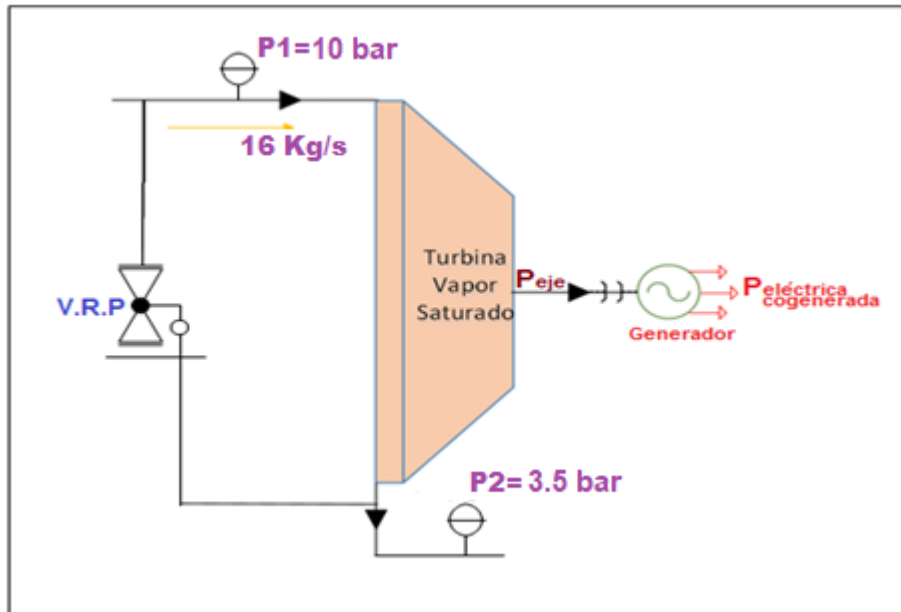


Figura 20. Turbogenerador de vapor saturado.

Potencia mecánica (Eje):

Con la instalación de una turbina a vapor saturado la potencia exergética destruida por la V.R.P, se aprovecha como energía mecánica, es decir:

$$P_{eje} = P_{exerg} = 1068 \text{ KW}$$

Potencia eléctrica cogenerada (Bornes):

Transformando la energía mecánica en energía eléctrica para la cogeneración, tenemos:

$$P_{\text{eléctrica cogenerada}} = P_{eje} * n_m * n_{GE}$$

$$P_{\text{eléctrica cogenerada}} = (1068\text{KW})(0.97)(0.98) = 1015 \text{ KW}$$

4.4.2. SELECCIÓN DEL TURBOGENERADOR:

Del catálogo de la empresa “Energía y Turbina de Tecnología” ETGROUP, especializada en el diseño de turbinas a vapor saturado (turbina a Condensación), seleccionaremos el turbogenerador MK4.

En la Tabla 23 se puntualizan los parámetros nominales y de operación del turbogenerador más relevantes.

Parámetro	Nominal	Operación
Presión de Entrada	(2 – 30) bar	10 bar
Presión de Escape	(0.1 – 15) bar	3.5 bar
Potencia Eléctrica	(800– 2500) KW	1015 KW

Tabla 23: *Parámetros nominales y de operación del turbogenerador*

En la figura 21, se detalla el diagrama unifilar para la instalación del turbogenerador y transformador desde la sala de calderos hasta la sub estación.

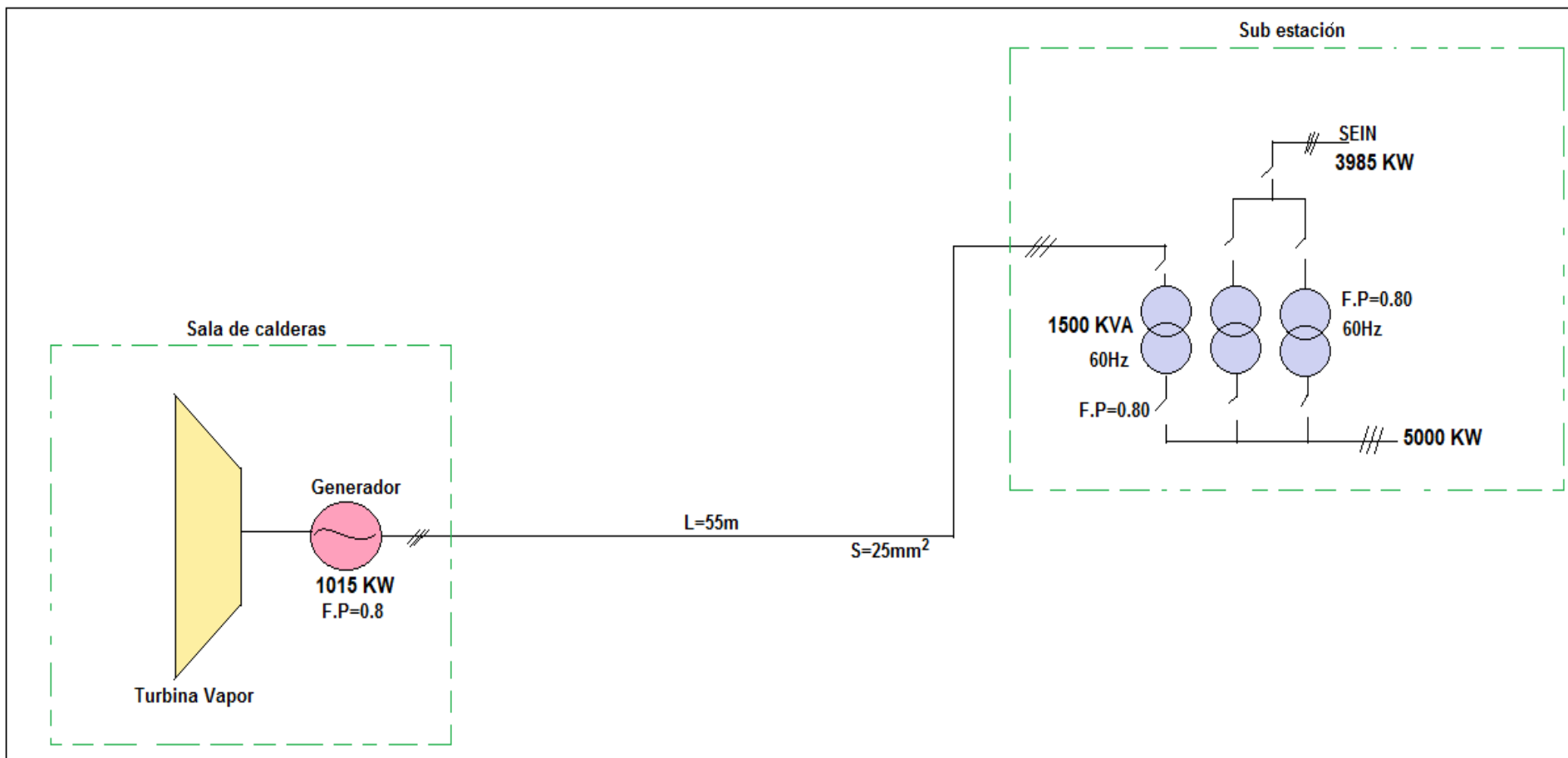


Figura 21. Diagrama unifilar para la implementación del turbogenerador de vapor.

4.4.3. ANÁLISIS ECOLÓGICO AMBIENTAL

4.4.3.1. ANÁLISIS ECOLÓGICO AMBIENTAL CON PETRÓLEO BUNKER O N°6.

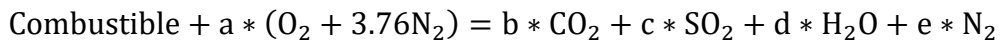
Componente	Nomenclatura	Participación másica (%)
Carbono	C	85
Azufre	S	3
Hidrogeno	H ₂	10
Oxigeno	O ₂	2

Tabla 24: Particiones másicas del petróleo bunker

Nomenclatura	Masa (Kg)	Peso Molar ($\frac{\text{Kg}}{\text{Kmol}}$)	Numero de Kmol $n = \frac{m}{M}$
C	85	12	7.0833
S	3	32	0.0938
H₂	10	2	5
O₂	2	32	0.0625

Tabla 25: Número de moles de los compuestos

Análisis de combustión:



$$7.0833\text{C} + 0.0938\text{S} + 5\text{H}_2 + 0.0625\text{O}_2 + a * (\text{O}_2 + 3.76\text{N}_2) = b * \text{CO}_2 + c * \text{SO}_2 + d * \text{H}_2\text{O} + e * \text{N}_2$$

Análisis de carbonos: $b = 7.0833 \text{ Kmol}$

Análisis de hidrógenos: $d = 5 \text{ Kmol}$

Análisis de azufres: $c = 0.0938 \text{ Kmol}$

Análisis de oxígenos: $a = 9.6146 \text{ Kmol}$

Análisis de nitrógenos: $e = 36.15 \text{ Kmol}$

Relación CO₂/combustible

$$R_{\text{CO}_2, \text{comb.}} = \frac{m_{\text{CO}_2}}{m_c} = \frac{b\text{CO}_2}{m_c} = \frac{7.0833 * 44}{100} = 3.12 \frac{\text{KgCO}_2}{\text{Kgcombustible}}$$

Relación SO2/combustible

$$R_{SO2_{comb.}} = \frac{m_{SO2}}{m_c} = \frac{c_{SO2}}{m_c} = \frac{0.0938 * 64}{100} = 0.06 \frac{KgSO2}{Kgcombustible}$$

Flujo másico CO2

$$\dot{m}_{CO2} = R_{CO2_{comb}} * \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_{CO2} = 3.12 \frac{KgSO2}{Kgcomb} * 4089.6 \frac{Kgcomb}{h} * 7200 \frac{h}{año} * \frac{1TM}{1000} = 91869 \frac{TM}{año}$$

Flujo másico SO2

$$\dot{m}_{SO2} = R_{SO2_{comb}} * \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_{SO2} = 0.06 \frac{KgCO2}{Kgcomb} * 4089.6 \frac{Kgcomb}{h} * 7200 \frac{h}{año} * \frac{1TM}{1000} = 1767 \frac{TM}{año}$$

4.4.3.2. ANÁLISIS ECOLÓGICO DEL IMPACTO AMBIENTAL CON GAS NATURAL.

Del análisis de combustión realizado con gas natural se determinó:

$$R_{CO2_{comb.}} = \frac{m_{CO2}}{m_c} = \frac{6.125CO_2}{m_c} = \frac{6.125 * 44}{100} = 2.70 \frac{KgCO2}{Kgcombustible}$$

Por lo consiguiente, la masa de gases de dióxido de carbono, evacuados con gas natural, es:

$$\dot{m}_{CO2} = R_{CO2_{comb}} * \dot{m}_c$$

$$\dot{m}_{CO2} = 2.70 \frac{KgSO2}{Kgcomb} * 2504.49 \frac{Kgcomb}{h} * 7200 \frac{h}{año} * \frac{1TM}{1000} = 48687 \frac{TM}{año}$$

COMBUSTIBLE	CO2 (TM/año)	SO2 (TM/año)
Petróleo industrial N°6	15089	290.17
Gas natural	8186.6	0
Reducción del impacto ambiental	6902.4	290.17

Tabla 26: Reducción de gases contaminantes

En la figura 22, se muestran los resultados del análisis de impacto ambiental con petróleo industrial N°6 y GN.

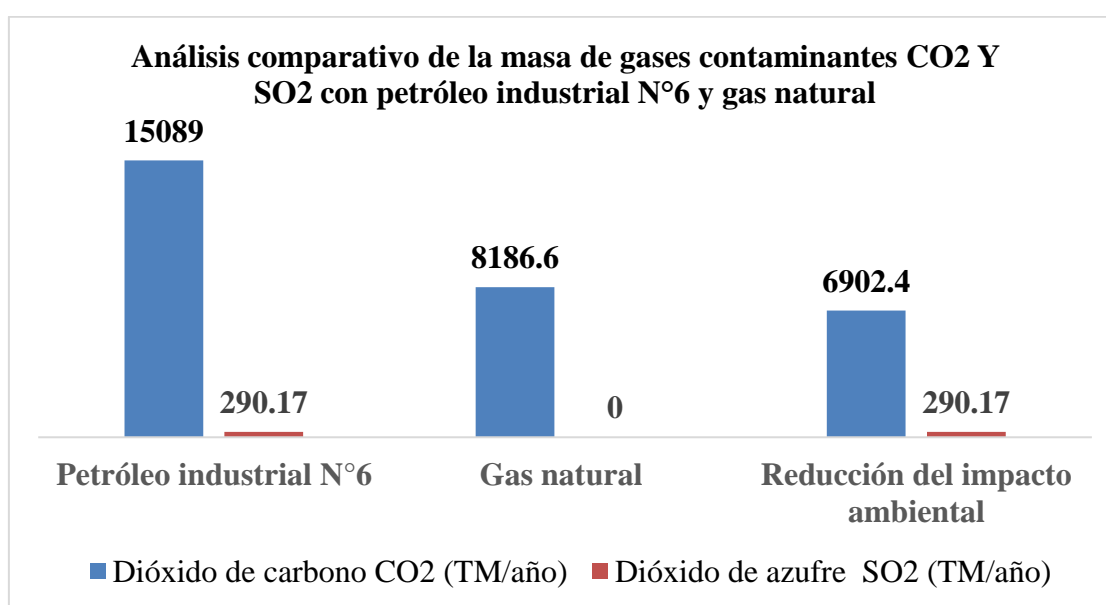


Figura 22. Comparativo de contaminantes con combustibles petróleo y gas natural

4.5. ANÁLISIS ECONÓMICO Y FINANCIERO

4.5.1. ANÁLISIS ECONÓMICO

a) Costo de mantenimiento de la central termoeléctrica piezas y repuestos:

Equipo/accesorio	Cm (N.S/año)
Quemadores duales	55000.00
Turbogenerador	45000.00
Transformador	30000.00
Accesorios térmicos	10000.00
Accesorios eléctricos	10000.00
Mano de obra extra	20000.00
Subtotal	170000.00

Tabla 27: Costos de mantenimiento de los equipos

b) Sueldos y salarios de operadores en sala de calderos:

Recursos	Css (N.S/año)
Número de personal operativo	3/turno
Sueldo unitario promedio	1500.00
Numero aguinaldos	2/año
Subtotal	63000.00

*Tabla 28: Costos de Sueldos y salarios***c) Costo de insumos directos e indirectos**

Recursos	Ci (N.S/año)
En sistema térmico.	10000.00
En sistema eléctrico	10000.00
Subtotal	20000.00

*Tabla 29: Costos en insumos directos e indirectos***d) Beneficio en ahorro de energía eléctrica neto:**

$$B_{E.E} = \left(P_{\text{eléctrica cogenerada}} * T_{po} * P_{V.E.E.} \right) - (C_m + C_{ss} + C_i)$$

Datos:

- $P_{\text{eléctrica cogenerada}} = 1015 \text{ KW}$

- $T_{po} = 7200 \frac{h}{\text{año}}$ (Tiempo promedio de operación de las calderas).

- $P_{V.E.E.}: 0.224 \text{ S/. /KW-h}$ (8cent UU\$/ KW-h) Precio de venta de energía eléctrica según MT3 Hidrandina

Remplazando:

$$B_{E.E} = 1015 \text{ KW} * 7200 \frac{h}{\text{año}} * 0.224 \frac{\text{S/.}}{\text{KW-h}}$$

$$- (170000.00 + 63000.00 + 20000.00) \frac{\text{S/.}}{\text{año}}$$

$$B_{E.E} = 1383992.00 \frac{\text{S/.}}{\text{año}}$$

e) Beneficio en ahorro de combustible

- Calderas con gasto de petróleo N°6:

Las calderas consumen 8134011.05 gal/año petróleo a un precio unitario de 7.51 S/. /galón.

$$C_{\text{petróleo}} = 1336088 \frac{\text{gal}}{\text{año}} * 7.51 \frac{\text{S/}}{\text{galón}} = 61086422.98 \frac{\text{S/}}{\text{año}}$$

- Caldera con consumo de gas natural:

Las calderas consumen 2504.49 Kg/h (18032328.00 Kg/año). Con un precio unitario de 3.07 S/. /Kg.

$$C_{\text{gas natural}} = 18032328.00 \frac{\text{Kg}}{\text{año}} * 3.07 \frac{\text{S/}}{\text{Kg}} = 55359246.96 \frac{\text{\$}}{\text{año}}$$

El beneficio en ahorro de combustible, seria:

$$B_c = 61086422.98 \frac{\text{S/}}{\text{año}} - 55359246.96 \frac{\text{\$}}{\text{año}} = 5727176.02 \frac{\text{\$}}{\text{año}}$$

f) El beneficio total:

Es la suma del ahorro en energía eléctrica y combustible

$$B_{\text{total}} = B_c + B_{E.E}$$

$$B_{\text{total}} = 5727176.02 \frac{\text{\$}}{\text{año}} + 1383992.00 \frac{\text{S/}}{\text{año}}$$

$$B_{\text{total}} = 7111168.02 \frac{\text{S/}}{\text{año}} = 2031762.3 \frac{\text{U\$\$}}{\text{año}}$$

g) Inversión en activos fijos

Tabla 30: Inversión de activos fijos del proyecto

Descripción	Cantidad	Precio unitario (U\\$\\$)	Total (U\\$\\$)
Turbogenerador 57600 Kg/h, P1=10bar, P2=4bar, 1015KW	1	121324.00	121324.00
Quemador TERMIT Dual, Qn=15000KW	3	190342.00	571026.00

Quemador TERMIT Dual, Qn=20000KW	1	248000.00	248000.00
Transformador reductor de tensión, Sn=1500KVA, 10 /0.38 KV, 60 Hz	1	100000.00	100000.00
Tuberías de vapor saturado a procesos de planta, ASTM A-53 Dn=6pulg, sch 40 a 3.5bar, L=350m	59tubos/6m	260.00	15340.00
Tubería de vapor saturado a procesos de planta, ASTM A-53 Dn=2 1/2pulg, sch 40 a 3.5bar, L=70m	12tubos/6m	200.00	2400.00
Tubería de vapor saturado a procesos de planta, ASTM A-53 Dn=10pulg, sch 40 a 3.5bar, L=80m	14tubos/6m	300.00	4200.00
Tubería de vapor saturado: caldera- manifold actual, ASTM A-53 Dn=4pulg, sch 40 a 10bar, L=13m	3tubos/6m	220.00	660.00
Tuberías de vapor saturado: calderas- manifold actual, ASTM A-53 Dn=5pulg, sch 40 a 10bar, L=29m	5tubos/6m	240.00	1200.00
Tubería de vapor saturado: manifold actual-turbogenerador, ASTM A-53 Dn=10pulg, sch 40 a 10bar, L=4m	1tubos/6m	300.00	300.00
Tubería de vapor saturado: manifold actual-turbogenerador, ASTM A-53 Dn=18pulg, sch 40 a 3.5bar, L=9m	2tubos/6m	1000.00	2000.00
Tubería: manifold actual ASTM A-53 Dn=10pulg, sch 40 a 10bar, L=3.5m	1tubos/6m	300.00	300.00
Tubería: manifold Nuevo ASTM A-53 Dn=18pulg, sch 40 a 3.5bar, L=3.5m	1tubos/6m	1000.00	1000.00
Lana Mineral, 600pulgx48pulgx1pulg	30 fardos	250.00	7500.00
Cubierta protectora metálica de aislamiento térmico, 297.29 m ²	298m ²	20.00/m ²	5960.00
Junta, expansión 25mm, acero inoxidable AISI 304	6	350.00	2100.00
Junta, expansión 38mm, acero inoxidable AISI 304	11	420.00	4620.00
Junta, expansión 50mm, acero inoxidable AISI 304	6	550.00	3300.00
Válvulas Crane, Hierro fundido: Kv=600m ³ /h, Dn=80mm	10	450.00	4500.00
Válvulas Crane, Hierro fundido: Kv=390m ³ /h, Dn=65mm	8	250.00	2000.00
Válvula Crane, Hierro fundido:			

Kv=1800m ³ /h, Dn=125mm	2	800.00	1600.00
Válvula Crane, Hierro fundido:			
Kv=130m ³ /h, Dn=40mm	2	120.00	240.00
Válvula Crane, Hierro fundido:			
Kv=6000m ³ /h, Dn=200mm	2	1200.00	1200.00
Válvula Crane, Hierro fundido:			
Kv=16000m ³ /h, Dn=300mm	2	1500.00	1500.00
Codo 90° ASTM A-53, Dn=4pulg	4	50.00	200.00
Codo 90° ASTM A-53, Dn=5pulg	12	80.00	960.00
Codo 90° ASTM A-53, Dn=10pulg	3	150.00	450.00
Codo 90° ASTM A-53, Dn=2 1/2pulg	2	20.00	40.00
Codo 90° ASTM A-53, Dn=6pulg	14	70.00	980.00
Codo 90° ASTM A-53, Dn=10pulg	3	150.00	450.00
Codo 90° ASTM A-53, Dn=18pulg	2	350.00	700.00
Vigas W310x21 ASTM A-36, de 5m de altura, 21Kg/m	5	320.00	1600.00
Placas ASTM A-36 de 350mmx350mmx5mm	10	80.00	800.00
Placas ASTM A-36 de 2.5mx2.5mx5mm	1	400.00	400.00
Concreto 400mmx400mmx200mm, 0.032m ³ (incluye material)	5	1000.00/m ³	160.00
Concreto 2.5mx2.5mx125mm, 0.78m ³ (incluye material)	1	1000.00/m ³	780.00
Cable de energía N2YSY 8.7/15KV 3-1*25mm ² , capacidad d/corriente enterrado 165A, aislamiento de PVC y cubierta exterior de PVC. Para una longitud de 55 m	55	12.00	660.00
Purgador de boya de acero inoxidable de 135.16 $\frac{\text{Kg}}{\text{h}}$ y 268.83 $\frac{\text{Kg}}{\text{h}}$	2	500.00	1000.00
Espirax Sarco FT 14 de 3/4 pulg.			
Mano de obra, presupuestada al 30%	1	1	346635.00

Total para la inversión	1502085.00
-------------------------	-------------------

h) Periodo del retorno de la inversión:

$$PRI = \frac{\text{Inversión inicial}}{\text{Beneficio}}$$

$$PRI = \frac{1502085.00 \text{ U}\$\$}{2031762.3 \text{ U}\$\$/\text{año}}$$

$$PRI = 0.74 \text{ Años} = 9 \text{ meses}$$

4.5.2. ANÁLISIS FINANCIERO

Para el análisis financiero se consideraron los siguientes datos:

- Inversión: 1502085.00 U\$\$
- Beneficio: 2031762.3 U\$\$/año
- Periodo: 10 años
- Interés: 10% (Superintendencia de banca, seguros y AFP)

En la tabla 31. Se muestran los valores correspondientes al VAN y TIR del proyecto, los cuales resultan satisfactorios para el proyecto.

Años	Flujo de Fondos	Movimientos en el Periodo - Año
Inversión	-\$1,502,085.00	Costo Inicial del Proyecto
1°	\$2,031,762.30	Beneficios Netos anuales
2°	\$2,031,762.30	Beneficios Netos anuales
3°	\$2,031,762.30	Beneficios Netos anuales
4°	\$2,031,762.30	Beneficios Netos anuales
5°	\$2,031,762.30	Beneficios Netos anuales
6°	\$2,031,762.30	Beneficios Netos anuales
7°	\$2,031,762.30	Beneficios Netos anuales
8°	\$2,031,762.30	Beneficios Netos anuales
9°	\$2,031,762.30	Beneficios Netos anuales
10°	\$2,031,762.30	Beneficios Netos anuales
Total Ingresos	\$20,317,623	
Tasa de Interés:	10.00%	
TIR	135%	Tasa interna de Retorno
VAN	\$ 10,982,215	Valor Actual Neto

Tabla 31: Valor actual neto y tasa interna de rentabilidad

V. DISCUSIÓN

En la investigación de Chero (2015) puntualiza que el gasto de combustible y el rendimiento energético de una caldera sin precalentador de aire con petróleo es 216 gal/h y 78,45%, con gas licuado de petróleo (GLP) 156,53 gal/h y 89,5% y con gas natural (GN) 142 gal/h y 90,14%. El esquema del precalentador consto de 144 tubos de ASTM A36 cédula 40 con un diámetro nominal de 2 ½ in, con un diámetro de coraza de 68 in y una longitud de 3,3 m. Concluye que para la ejecución del GLP y GN se debe instalar un quemador dual con una capacidad máxima de 7 500 BTU/h, con un beneficio en referencia al calentamiento del aire para la combustión con petróleo de 136 060.71 \$/año, con GLP 48 139.40 \$/año y con GN 12 233.56 \$/año.; con una inversión con petróleo industrial N°6 de 23 778.5 \$ y con GLP y GN 45 179.15 \$, obteniendo un periodo de retorno de inversión (PRI) de 2 meses para petróleo, 11 meses para GLP y 3 años para GN 3. En semejanza a la actual investigación se planteó la implementación de cambio de combustible petróleo N°6 o bunker por GN, para reducir el flujo másico de combustible, ya que los calderos al trabajar con gas natural tendrían un consumo en el rango de 577.89 Kg/h hasta 718.12 Kg/h, incrementando de esta manera el rendimiento energético del caldero en un intervalo de 87.45% a 89.44%. Del mismo modo se diseñó el tanque de almacenamiento es de 145.25 pulg de diámetro y 494.76 pulg para el almacenamiento según el código ASME, para un intervalo de recarga de 3 días de servicio. Se seleccionaron quemadores duales (para consumo de gas natural y petróleo industrial N°6), modelo TERMIT con capacidades nominales de 15000KW y 20000KW. El proyecto tiene un beneficio útil de 2031762.3 U\$\$/año, una inversión 1502085.00 U\$\$ y un PRI de 9 meses. El análisis financiero indicó una tasa interna de rentabilidad de 135% y un valor actual neto 10982215.00 U\$\$.

Hernández (2017) realizó un estudio a una caldera de 400BHP, estableció que la caldera actual tiene un rendimiento energético de 79,15%, con pérdidas en gases residuales de 13,796%, combustión incompleta 4,62%, un flujo másico de combustible de 129,3 gal/hora de petróleo N°6. Para optimizar las circunstancia del caldero se utilizaron el NTP que detallan que la temperatura

de gases residuales mínima debe ser 190°C, el exceso de aire 103,5%, la temperatura de pared de las calderas 35°C con aislamiento térmico, la intervención másica del carbono 0,035%, la participación volumétrica del CO₂ es 0,025%, la temperatura del agua de alimentación 105°C (alcanzada de la ejecución de un economizador) y sólidos disueltos totales de 16 ppm (ejecución de sistema de osmosis inversa), el rendimiento energético del caldero aumentó a 93,86%, las pérdidas en gases residuales 5,4%, combustión incompleta 0,1%, consumo de combustible de 99,45 gal/hora. Concluye que la ampliación del rendimiento en el caldero es 14,71%, con un beneficio neto de 649 968.59 \$/año, con una inversión de 112 510 \$, por tanto, el PRI se calculó en 2 meses. En comparación a la presente investigación las calderas pirotubulares consumen agua de alimentación a 40°C, aire de combustión a condiciones ambientales, petróleo industrial a 65°C, donde se utiliza un tratamiento de agua por ablandadores con resina sintética (Zeolita), en la investigación se tuvo en consideración la NTP 350.301 la cual especifica que una caldera en situaciones de buen trabajo debe tener un rendimiento superior o igual al valor del 82%, para lo cual en condiciones de mejora se incrementó el rendimiento energético a proporciones adicionales de 7.44%. La investigación representa un beneficio de 2031762.3 U\$\$/año, inversión 1502085.00 U\$\$ y un PRI de 9 meses.

En la investigación Purizaca (2016) puntualizó que los procesos del consumo de vapor son mayores en los secadores rotativos, cocinadores, prensas y evaporadores, lo cual recupera el 84% del condensado lo cual es igual a 38 182,32 TM/h en un total de 45 414 TM/h, la planta térmica cuenta con 5 calderas pirotubulares (800 BHP, 700 BHP, 600BHP y 2 de 400 BHP) a 125 psi. Para disminuir el gasto de combustible se colocaron sistemas de redención de vapor flash en tanques de revaporizado restaurando 1 742,4 Kg/h equivalente al 15% del vapor flash. Los intercambiadores de calor para el calentamiento del agua son de 121 tubos con diámetro de 16 in y longitud de 2 m. Concluye que el ahorro es de 35,28 galones de petróleo/ hora, aprobando una disminución en los gases de CO₂ a 1 791 TM/h y SO₂ a 34,47 TM/h., con aumentos en el rendimiento energético de los calderos de 5 a 10% en detalle a los valores actuales. El PRI es 2 meses con un beneficio de 414 909 \$/año y una inversión 49 082.14 \$. En similitud a la presente investigación se evaluaron

4 calderas pirotubulares: (1) 1200 BHP, (1) 900 BHP y (2) 800 BHP con una producción nominal de 57942 Kg/h y un consumo en operación de 54288 Kg/h, es decir las calderas trabajan al 94% de su carga nominal. El estudio representa un beneficio de 2031762.3 U\$\$/año, inversión 1502085.00 U\$\$ y un PRI de 9 meses. El análisis ambiental ecológico es satisfactorio con una disminución en la masa de CO₂ de 6902.40 TM/año y en la masa de SO₂ de 290.17 TM/año.

VI. CONCLUSIONES

- 5.1. Se realizó un balance de masa y energía a la planta Lila S.A, fundamentado en tres meses del Periodo 2019 (Julio, agosto y septiembre) para una mayor precisión en los resultados, obteniendo que el consumo de vapor saturado de la planta mínimo es 45215.785 Kg/h y el máximo 48390.156 Kg/h. De igual manera el consumo de combustible de las calderas oscila entre 243.77 gal/h y 383.65 gal/h, con rendimientos energéticos entre 82.88% y 88.77%.
- 5.2. La implementación de cambio de combustible, permite que las calderas tengan un consumo en el rango de 577.89 Kg/h hasta 718.12 Kg/h, incrementando de esta manera el rendimiento energético del caldero en un intervalo de 87.45% a 89.44%. Del mismo modo se diseñó el tanque de almacenamiento es de 145.25 pulg de diámetro y 494.76 pulg para el almacenamiento según el código ASME, para un intervalo de recarga de 3 días de servicio. Se seleccionaron quemadores duales (para consumo de gas natural y petróleo industrial N°6), modelo TERMIT con capacidades nominales de 15000KW y 20000KW.
- 5.3. El análisis de consumo energético, determinó que los procesos consumen 15.08 Kg/s de vapor saturado, el cual es semejante al consumo nominal de todos los calderos de 16.095 Kg/s, para lo cual se rediseñaron las tuberías de transporte de vapor con diámetros de 2 ½ a 18 pulgadas aisladas con lana mineral con espesores desde 1 ½ a 2 ½ pulgadas, para de esta manera evitar las pérdidas energéticas al medio ambiente, obteniendo un consumo energético eficiente. Asimismo, se seleccionaron válvulas compuertas para la red de tuberías con un KV de 130 a 1600 m³/h, con diámetros nominal en el intervalo de 40 a 300 mm. También se implementó un sistema de purgas para cada manifold para evacuar 135.16 Kg/h para el manifold actual y 268.83 Kg/h para el manifold nuevo.

- 5.4. Se recuperó la energía exergética de las VRP de los procesos de intercambio de calor, obteniendo una potencia eléctrica de 1015 KW, para lo cual se seleccionó un turbogenerador MK4 con una potencia nominal de 1500 KW, el cual trabaja con una presión de ingreso de 10 bar y de escape 4 bar, requerido en los procesos.
- 5.5. Se concluye que el análisis ambiental ecológico es satisfactorio con una disminución en la masa de CO₂ de 6902.40 TM/año y en la masa de SO₂ de 290.17 TM/año.
- 5.6. Se concluye que el proyecto tiene un beneficio útil de 2031762.3 U\$\$/año, una inversión 1502085.00 U\$\$ y un RPI de 9 meses. El análisis financiero es viable con una tasa interna de rentabilidad de 135% y un valor actual neto 10982215.00 U\$\$.

VII. RECOMENDACIONES

- 6.1. Se aconseja implementar un plan de mantenimiento preventivo y predictivo basado en el análisis y efectos de fallas de los equipos: caldera, turbina, generador y transformador, para que los problemas por fallas de mantenimiento no influyan en el rendimiento energético contribuyendo de esta manera con una óptima operatividad de la planta Lila S.A.

- 6.2. Se recomienda capacitar al trabajador del área de mantenimiento de calderos de la empresa de harina y conservas Lila S.A, para un buen control de los equipos nuevos a instalar, a los cuales se les debe capacitar respecto a temas como sistemas de combustión, consumos de vapor y eficiencia energética.

- 6.3. Se recomienda realizar un cronograma de actividades para la implementación del sistema de gestión para reducir el consumo energético y eléctrico, para de esta manera establecer los tiempos correctos en la ejecución del proyecto.

REFERENCIAS

- Amáu, José. 2015. *Ejercicios resueltos de máquinas térmicas*. Valencia : Universidad Politécnica de Valencia. 9788483635919
- Beltrán, Rafael. 2018. *Conversión Térmica de Energía*. Bogotá : Uniandes. 9789586953856.
- Broatch Jacobi, Alberto. 2015. *Ejercicios Resueltos de Maquinas Térmicas* : Universidad Politecnica , 978-84-8363-591-9.
- Capcha, Meliton. 2016. *Termodinámica II*. Lima : Ciencias. 15010520022131.
- Cengel, Yunus. 2018. *Transferencia de calor y masa*. México, D.F : McGraw-Hill, 2007. 9789701061732.
- Esplugas, S. y Chamarro, M. 2015. *Fundamentos de Transmisión de Calor*. España: Publicaciones y Ediciones de la Universidad de Barcelona. 9468578355547
- Fernández, Jorge. 2015. *Maquinas Térmicas*. México : UNED. 9877578355882.
- Fernández, Pedro. 2017. *Termodinámica técnica*. Madrid : Universidad de Cantabria. 8489586128.
- Hernández, Juan. 2017. Diseño de una caldera pirotubular de 400 BHP. Universidad Cesar Vallejo: Perú.
- Kenneth, Wark y Donald, E. 2015. *Termodinámica* . Madrid : Concepción Fernández Madrid , 2001. 844812829.
- Martines, Juan. 2017. *Energías eléctricas y renovables*. Madrid : Limusa-Wiley, 2010. 9786070501760.
- Muñoz, Marta. 2018. *Problemas resueltos de motores térmicos y turbomáquinas térmicas*. Madrid : Uniandes. 9788436255645.
- NTP.(2016). Eficiencia energética en calderas industriales del sistema Peruano.Diario Oficial el Peruano: Perú.
- Legrá, A (2018). Metodología para la Investigación Científico Tecnológico. Tercera. España, Madrid. Ediciones Díaz de Santos
- Sánchez, L. 2015. Análisis termodinámico en calderos pirotubulares. Universidad Nacional de Ingeniería: Lima.

Shapiro, Michael J. Moran y Howard N. 2015. *Fundamentos de Termodinámica Técnica*. Barcelona : Reverté S.A. 8429143130.

Shigley, Joseph. 2018. *Mechanical Engineering Design*. United States of America : McGraw–Hill Primis. 0390764876.

Singer, Ferdinand. 2017. *Resistencia de Materiales*. Madrid : Ediciones del Castillo S.A, 2008. 063169959

ANEXOS

A.1. TABLAS DE TERMODINÁMICAS, PROCESOS Y FICHAS TÉCNICAS DEL DESARROLLO DE LA INVESTIGACIÓN

Producción de los procesos de la planta de harina y conservas – Periodo: julio-septiembre 2019

PROCESOS	JULIO (Kg/h)	AGOSTO (Kg/h)	SEPTIEMBRE (Kg/h)
SECADORES	497004.5	476549.4	510005.5
EVAPORADORES	124251.125	119137.35	127501.38
PRENSAS	285777.6	274015.9	293253.18
COCINADORES	335478.05	321670.85	344253.73
TOTAL	1242511.28	1191373.5	1275013.8

Fuente: Área de producción Lila S.A. – Compañía Centinela S.A, 2019

Propiedades del vapor saturado producido por las calderas a la presión de 115 bar (8 bar manométricos) (9 bar absolutos)

The screenshot shows the 'Saturated' tab of the ChemicaLogic SteamTab Companion. The independent variable is set to Pressure (9 bar) in Metric/SI units. The phase is set to Vapor. The following table lists the calculated properties:

Property	Value	Unit
Temperature	175.35	°C
Pressure	9	bar
Steam quality	100	%
Volume	0.214887	m³/kg
Density	4.65361	kg/m³
Compressibility factor	0.934331	dimensionless
Enthalpy	2773.03	kJ/kg
Entropy	6.62129	kJ/(kg.°C)
Helmoltz free energy	-390.018	kJ/kg
Internal energy	2579.64	kJ/kg
Gibbs free energy	-196.62	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	1.89772	kJ/(kg.°C)
Heat capacity at constant pressure	2.05026	kJ/(kg.°C)

ChemicaLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Woburn, MA 01801 Tel: 781-938-1151
Copyright © 1999 ChemicaLogic Corporation. All rights reserved.

Propiedades del vapor al ingreso de los procesos a 45 bar (3 bar manométricos) (4 bar absolutos)

ChemicaLogic SteamTab Companion

About | Saturated | Superheated/Subcooled | Constants

Independent Variable:
 Temperature
 Pressure Value, bar

Units:
 Metric/SI
 English

Phase:
 Vapor Liquid Two-phase

Property	Value	Unit
Temperature	143.608	°C
Pressure	4	bar
Steam quality	100	%
Volume	0.462383	m³/kg
Density	2.16271	kg/m³
Compressibility factor	0.961587	dimensionless
Enthalpy	2738.05	kJ/kg
Entropy	6.89549	kJ/(kg.°C)
Helmoltz free energy	-320.651	kJ/kg
Internal energy	2553.1	kJ/kg
Gibbs free energy	-135.698	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	1.71745	kJ/(kg.°C)

ChemicaLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Woburn, MA 01801 Tel: 781-938-1151
 Copyright © 1999 ChemicaLogic Corporation. All rights reserved.

Propiedades del vapor a la salida de los procesos a 45 bar (3 bar manométricos) (4 bar absolutos)

ChemicaLogic SteamTab Companion

About | Saturated | Superheated/Subcooled | Constants

Independent Variable:
 Temperature
 Pressure Value, bar

Units:
 Metric/SI
 English

Phase:
 Vapor Liquid Two-phase

Property	Value	Unit
Temperature	143.608	°C
Pressure	4	bar
Steam quality	0	%
Volume	0.00108355	m³/kg
Density	922.891	kg/m³
Compressibility factor	0.00225339	dimensionless
Enthalpy	604.655	kJ/kg
Entropy	1.77646	kJ/(kg.°C)
Helmoltz free energy	-136.132	kJ/kg
Internal energy	604.221	kJ/kg
Gibbs free energy	-135.698	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	3.55253	kJ/(kg.°C)

ChemicaLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Woburn, MA 01801 Tel: 781-938-1151
 Copyright © 1999 ChemicaLogic Corporation. All rights reserved.

Propiedades del vapor saturado a 10bar abs.

ChemicaLogic SteamTab Companion

About | **Saturated** | Superheated/Subcooled | Constants

Independent Variable:
 Temperature
 Pressure Value, bar

Units:
 Metric/SI
 English

Phase:
 Vapor Liquid Two-phase

Property	Value	Unit
Temperature	179.878	°C
Pressure	10	bar
Steam quality	100	%
Volume	0.194362	m³/kg
Density	5.14504	kg/m³
Compressibility factor	0.929603	dimensionless
Enthalpy	2777.11	kJ/kg
Entropy	6.58502	kJ/(kg.°C)
Helmoltz free energy	-400.45	kJ/kg
Internal energy	2582.75	kJ/kg
Gibbs free energy	-206.088	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	1.92713	kJ/(kg.°C)
Heat capacity at constant pressure	2.71120	kJ/(kg.°C)

ChemicaLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Wobum, MA 01801 Tel: 781-938-1151
 Copyright © 1999 ChemicaLogic Corporation. All rights reserved.

ChemicaLogic SteamTab Companion

About | **Saturated** | Superheated/Subcooled | Constants

Independent Variable:
 Temperature
 Pressure Value, bar

Units:
 Metric/SI
 English

Phase:
 Vapor Liquid Two-phase

Property	Value	Unit
Coefficient of thermal expansion	0.00311495	1/°C
Isothermal compressibility	0.10894	1/bar
dPdT: Partial derivative of P with T at constant V	0.0285933	bar/°C
dVdT: Partial derivative of V with T at constant P	0.000605427	m³/(kg.°C)
dVdP: Partial derivative of V with P at constant T	-0.0211737	m³/(kg.bar)
Viscosity (dynamic)	15.0213	µPa.s
Thermal conductivity	0.0364274	W/(m.°C)
Surface tension	0.0422174	N/m
Prandtl number	1.11807	dimensionless
Static dielectric constant	1.04296	dimensionless
Isothermal Joule-Thomson coefficient	-0.00799136	kJ/(kg.bar)
Joule-Thomson coefficient	2.94735	°C/bar

ChemicaLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Wobum, MA 01801 Tel: 781-938-1151
 Copyright © 1999 ChemicaLogic Corporation. All rights reserved.

Propiedades del aire de combustión

Propiedades del aire a la presión de 1 atm							
Temp., T, °C	Densidad, ρ , kg/m ³	Calor específico, c_p , J/kg · K	Conductividad térmica, k, W/m · K	Difusividad térmica, α , m ² /s ²	Viscosidad dinámica, μ , kg/m · s	Viscosidad cinemática, ν , m ² /s	Número de Prandtl, Pr
-150	2.866	983	0.01171	4.158×10^{-6}	8.636×10^{-6}	3.013×10^{-6}	0.7246
-100	2.038	966	0.01582	8.036×10^{-6}	1.189×10^{-5}	5.837×10^{-6}	0.7263
-50	1.582	999	0.01979	1.252×10^{-5}	1.474×10^{-5}	9.319×10^{-6}	0.7440
-40	1.514	1 002	0.02057	1.356×10^{-5}	1.527×10^{-5}	1.008×10^{-5}	0.7436
-30	1.451	1 004	0.02134	1.465×10^{-5}	1.579×10^{-5}	1.087×10^{-5}	0.7425
-20	1.394	1 005	0.02211	1.578×10^{-5}	1.630×10^{-5}	1.169×10^{-5}	0.7408
-10	1.341	1 006	0.02288	1.696×10^{-5}	1.680×10^{-5}	1.252×10^{-5}	0.7387
0	1.292	1 006	0.02364	1.818×10^{-5}	1.729×10^{-5}	1.338×10^{-5}	0.7362
5	1.269	1 006	0.02401	1.880×10^{-5}	1.754×10^{-5}	1.382×10^{-5}	0.7350
10	1.246	1 006	0.02439	1.944×10^{-5}	1.778×10^{-5}	1.426×10^{-5}	0.7336
15	1.225	1 007	0.02476	2.009×10^{-5}	1.802×10^{-5}	1.470×10^{-5}	0.7323
20	1.204	1 007	0.02514	2.074×10^{-5}	1.825×10^{-5}	1.516×10^{-5}	0.7309
25	1.184	1 007	0.02551	2.141×10^{-5}	1.849×10^{-5}	1.562×10^{-5}	0.7296
30	1.164	1 007	0.02588	2.208×10^{-5}	1.872×10^{-5}	1.608×10^{-5}	0.7282
35	1.145	1 007	0.02625	2.277×10^{-5}	1.895×10^{-5}	1.655×10^{-5}	0.7268
40	1.127	1 007	0.02662	2.346×10^{-5}	1.918×10^{-5}	1.702×10^{-5}	0.7255
45	1.109	1 007	0.02699	2.416×10^{-5}	1.941×10^{-5}	1.750×10^{-5}	0.7241
50	1.092	1 007	0.02735	2.487×10^{-5}	1.963×10^{-5}	1.798×10^{-5}	0.7228
60	1.059	1 007	0.02808	2.632×10^{-5}	2.008×10^{-5}	1.896×10^{-5}	0.7202
70	1.028	1 007	0.02881	2.780×10^{-5}	2.052×10^{-5}	1.995×10^{-5}	0.7177
80	0.9994	1 008	0.02953	2.931×10^{-5}	2.096×10^{-5}	2.097×10^{-5}	0.7154
90	0.9718	1 008	0.03024	3.086×10^{-5}	2.139×10^{-5}	2.201×10^{-5}	0.7132
100	0.9458	1 009	0.03095	3.243×10^{-5}	2.181×10^{-5}	2.306×10^{-5}	0.7111
120	0.8977	1 011	0.03235	3.565×10^{-5}	2.264×10^{-5}	2.522×10^{-5}	0.7073
140	0.8542	1 013	0.03374	3.898×10^{-5}	2.345×10^{-5}	2.745×10^{-5}	0.7041
160	0.8148	1 016	0.03511	4.241×10^{-5}	2.420×10^{-5}	2.975×10^{-5}	0.7014
180	0.7788	1 019	0.03646	4.593×10^{-5}	2.504×10^{-5}	3.212×10^{-5}	0.6992
200	0.7459	1 023	0.03779	4.954×10^{-5}	2.577×10^{-5}	3.455×10^{-5}	0.6974
250	0.6746	1 033	0.04104	5.890×10^{-5}	2.760×10^{-5}	4.091×10^{-5}	0.6946
300	0.6158	1 044	0.04418	6.871×10^{-5}	2.934×10^{-5}	4.765×10^{-5}	0.6935
350	0.5664	1 056	0.04721	7.892×10^{-5}	3.101×10^{-5}	5.475×10^{-5}	0.6937
400	0.5243	1 069	0.05015	8.951×10^{-5}	3.261×10^{-5}	6.219×10^{-5}	0.6948
450	0.4880	1 081	0.05298	1.004×10^{-4}	3.415×10^{-5}	6.997×10^{-5}	0.6965
500	0.4565	1 093	0.05572	1.117×10^{-4}	3.563×10^{-5}	7.806×10^{-5}	0.6986
600	0.4042	1 115	0.06093	1.352×10^{-4}	3.846×10^{-5}	9.515×10^{-5}	0.7037
700	0.3627	1 135	0.06581	1.598×10^{-4}	4.111×10^{-5}	1.133×10^{-4}	0.7092
800	0.3289	1 153	0.07037	1.855×10^{-4}	4.362×10^{-5}	1.326×10^{-4}	0.7149
900	0.3008	1 169	0.07465	2.122×10^{-4}	4.600×10^{-5}	1.529×10^{-4}	0.7206
1 000	0.2772	1 184	0.07868	2.398×10^{-4}	4.826×10^{-5}	1.741×10^{-4}	0.7260
1 500	0.1990	1 234	0.09599	3.908×10^{-4}	5.817×10^{-5}	2.922×10^{-4}	0.7478
2 000	0.1553	1 264	0.11113	5.664×10^{-4}	6.630×10^{-5}	4.270×10^{-4}	0.7539

Nota: Para los gases ideales, las propiedades c_p , k , μ y Pr son independientes de la presión. Las propiedades ρ , ν y α a una presión P (en atm) diferente de 1 atm se determinan al multiplicar los valores de ρ , ν y α a la temperatura dada, por P y al dividir ν y α entre P.

Fuente: Datos generados basándose en el software EES desarrollado por S. A. Klein y F. L. Alvarado. Fuentes originales: Keenan, Chao, Keyes, Gas Tables, Wiley, 198, y Thermophysical Properties of Matter, Vol. 3: Thermal Conductivity, Y. S. Touloukian, P. E. Liley, S. C. Saxena, Vol. 11: Viscosity, Y. S. Touloukian, S. C. Saxena y P. Hestermans, IFI/Plenum, NY, ISBN 0-30607020-8.

Propiedades de gases de combustión o gases residuales.

T[°C]	ρ [$\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$]	Cp [$\frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}$]	$\lambda * 10^2$ [$\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$]	$a * 10^2$ [$\frac{\text{m}^2}{\text{h}}$]	$\mu * 10^6$ [$\frac{\text{N.s}}{\text{m}^2}$]	$\nu * 10^6$ [$\frac{\text{m}^2}{\text{seg}}$]	Pr –
0	1,295	0.8916	2,2794	6,08	15,7842	12,2	0,72
100	0,95	0.9011	3,1284	11,10	20,3949	21,54	0,69
200	0,748	0,9387	4,0123	17,60	24,4955	32,80	0,67
300	0,617	1,1221	4,8380	25,16	28,2331	45,81	0,65
400	0,525	1,1514	5,6987	35,04	31,6863	60,38	0,64
500	0,457	1,1849	6,5593	43,61	43,8549	76,30	0,63
600	0,405	1,2142	7,4199	54,32	37,8666	93,61	0,62
700	0,363	1,2393	8,2689	66,17	40,6918	112,10	0,61
800	0,329	1,2644	9,1528	79,09	43,3798	131,80	0,60
900	0,301	1,2895	10,0134	92,87	45,9108	152,50	0,59
1000	0,275	1,3063	10,8973	109,21	48,3633	174,30	0,58
1110	0,257	1,3230	11,7463	124,37	50,7078	197,10	0,57
1200	0,24	1,3398	12,6185	141,27	52,9936	221,0	0,56

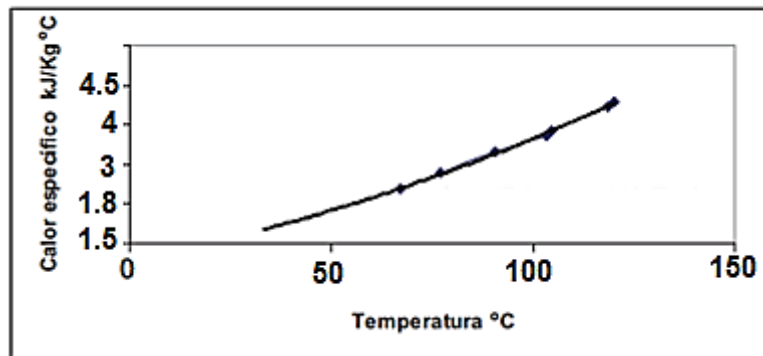
Propiedades termodinámicas del agua

AGUA

Temperatur °C	Densidad ρ (Kg/m ³)	Calor especifico c_p J/Kg°C	Conductiv. témica "k" W/m°C	Dif. térmica $\alpha \cdot 10^6$ (m ² /seg)	Visc. dinám. $\eta \cdot 10^6$ N.seg/m ²	Visc. cinem. $\nu \cdot 10^6$ (m ² /seg)	Nº de Prandt Pr	$\frac{g \beta}{\nu^2} \cdot 10^{-9}$
0	999,9	4226	0,558	0,131	1794	1,789	13,7	
20	998,2	4182	0,597	0,143	1004	1,006	7,02	2,035
40	992,3	4178	0,633	0,151	653,0	0,658	4,34	8,833
60	983,2	4181	0,658	0,155	470,0	0,478	3,02	22,75
80	971,8	4194	0,673	0,165	353,7	0,364	2,22	46,68
100	958,4	4211	0,682	0,169	281,0	0,294	1,75	85,09
120	943,1	4245	0,685	0,171	233,0	0,247	1,45	
140	926,1	4279	0,687	0,172	198,2	0,214	1,24	
160	907,6	4338	0,682	0,173	171,5	0,189	1,10	
180	887,0	4413	0,678	0,172	153,5	0,173	1,00	
200	864,8	4501	0,665	0,170	129,0	0,160	0,94	517,2
220	840,5	4606	0,656	0,168	126,0	0,150	0,89	
240	812,2	4752	0,639	0,164	116,0	0,143	0,87	
260	784,0	4944	0,614	0,157	107,5	0,137	0,87	
280	750,8	5204	0,583	0,150	101,4	0,135	0,92	
300	712,5	6594	0,543	0,132	94,1	0,132	1,02	1766

Calor específico del petróleo industrial N°6

Diagrama estadístico del calor específico para petróleos



Fatigas admisibles en tuberías de normalización americana según la temperatura:

Material	Especificació	Fatigas admisibles en Kg/cm2 , hasta las siguientes								
		65°	232°	316°	399°	427o	482°	538°	566°	593
<u>Acero sin costura:</u>										
Grado A, al Si	A-106	840	840	840	749	630	350			
Grado B, al Si	A-106	1050	1050	1050	905	760	350			
Grado A, al Si	A-53	840	840	840	749	630	350			
Grado B, al Si	A-53	1050	1050	1050	905	760	350			
<u>Acero soldado por fusión eléctrica</u>										
Grado A, al Si	A-155	-----	-----	-----	530	480	353	126		
Grado B, al Si	A-155	-----	-----	-----	567	522	353	126		
Grado C, al Si	A-155	-----	-----	-----	600	557	353	126		
<u>Acero soldado por resistencia eléctrica:</u>										
Grado A	A-135	715	627	585	400					
Grado B	A-135	890	785	735	592					
Hierro forjado con soldadura a	A-72	560	495	460	385					
Hierro forjado con soldadura al tope	A-72	420	368	343	290					
Acero con soldadura a recubrimiento	A-53	660	570	530	437					
Acero con soldadura al tope.	A-53	472	417	390	330					
Acero al cromo (1 a 1,5) molibdeno (0,5)	A-158 Grado P-II					1050	920	545	385	280
Acero al cromo (2 a 2,5) molibdeno (1) sin costura	A-213 Grado T-22					1050	920	545	407	295

Números de Cédula normalizados

Nr. Ced: 10	Nr. Ced: 20	Nr. Ced: 30	Nr. Ced: 40	Nr. Ced: 60	Nr. Ced: 80
Dn (Pulg.)	Dn (Pulg.)	Dn (Pulg.)	Dn (Pulg.)	Dn (Pulg.)	Dn (Pulg.)
14	8	8	1/8	8	1/8
16	10	10	1/4	10	1/4
18	12	12	3/8	12	3/8
20	14	14	1/2	14	1/2
24	16	16	3/4	16	3/4
30	18	18	1	18	1
	20	20	1 ¼	20	1 ¼
	24	24	1 ½	24	1 ½
	30	30	2		2
			2 ½		2 ½
			3		3
			3 ½		3 ½
			4		4
			5		5
			6		6
			8		8
			10		10
			12		12
			14		14
			16		16
			18		18
			20		20
			24		24

Tuberías normalizadas, ASTM A-53.

Diámetro Nominal Dn		Schedule		Diámetro Exterior - dext - (mm)	Espesor de Pared - t - (mm)	Diámetro Interior - dint - (mm)	Inside Area (cm ²)	Pipe Weight (kg/m)	Water Weight (kg/m)
(pulg)	(mm)								
3	80	5S		88.9	2.108	84.684	56.324	4.5	5.632
		10S			3.048	82.804	53.851	6.436	5.385
		Std	40		5.486	77.928	47.696	11.255	4.770
		XS	80		7.62	73.66	42.614	15.233	4.261
			160		11.1	66.7	34.942	21.240	3.494
		XXS			15.24	58.42	26.805	27.610	2.680
3 1/2	90	5S		101.6	2.108	97.384	74.485	5.158	7.448
		10S	40		3.048	95.504	71.636	7.388	7.164
		Std	80		5.74	90.12	63.787	13.533	6.379
		XS			8.077	85.446	57.342	18.579	5.734
		XXS			16.154	69.292	37.710	33.949	3.771
4	100	5S		114.3	2.108	110.084	95.179	5.817	9.518
		10S			3.048	108.204	91.955	8.340	9.196
		Std	40		6.02	102.26	82.130	16.033	8.213
		XS	80		8.56	97.18	74.173	22.262	7.417
			120		11.1	92.1	66.621	28.175	6.662
			160		13.487	87.326	59.893	33.442	5.989
		XXS			17.12	80.06	50.341	40.920	5.034
5	125	5S		141.3	2.769	135.762	144.76	9.435	14.476
		10S			3.404	134.492	142.06	11.545	14.206
		Std	40		6.553	128.194	129.07	21.718	12.907
		XS	80		9.525	122.25	117.38	30.871	11.738
			120		12.7	115.9	105.50	40.170	10.550
			160		15.875	109.55	94.254	48.973	9.426
		XXS			19.05	103.2	83.647	57.280	8.365
6	150	5S		168.275	2.769	162.737	208.00	11.272	20.800
		10S			3.404	161.467	204.77	13.804	20.477
		Std	40		7.112	154.051	186.39	28.191	18.639
		XS	80		10.973	146.329	168.17	42.454	16.817
			120		14.275	139.725	153.33	54.070	15.333
			160		18.237	131.801	136.44	67.300	13.644
		XXS			21.946	124.383	121.51	78.985	12.151
8	200	5S		219.075	2.769	213.537	358.13	14.732	35.813
		10S			3.759	211.557	351.52	19.907	35.152
			20		6.35	206.375	334.51	33.224	33.451
			30		7.036	205.003	330.07	36.694	33.007
		Std	40		8.179	202.717	322.75	42.425	32.275
			60		10.312	198.451	309.31	52.949	30.931
		XS	80		12.7	193.675	294.60	64.464	29.460
			100		15.062	188.951	280.41	75.578	28.041
			120		18.237	182.601	261.88	90.086	26.188
			140		20.625	177.825	248.36	100.671	24.836
			160		23.012	173.051	235.20	110.970	23.520

Conductividades Térmicas de los materiales.

Propiedades de metales sólidos											
Composición	Punto de fusión, K	Propiedades a 300 K				Propiedades a varias temperaturas (K), k(W/m · K)/c _p (J/kg · K)					
		ρ kg/m ³	c_p J/kg · K	k W/m · K	$\alpha \times 10^6$ m ² /s	100	200	400	600	800	1 000
Aluminio:											
Puro	933	2 702	903	237	97.1	302	237	240	231	218	
						482	798	949	1 033	1 146	
Aleación 2024-T6 (4.5% Cu, 1.5% Mg, 0.6% Mn)	775	2 770	875	177	73.0	65	163	186	186		
Aleación 195, fundido (4.5% Cu)		2 790	883	168	68.2	473	787	925	1 042		
								174	185		
Berilio	1 550	1 850	1 825	200	59.2	990	301	161	126	106	90.8
						203	1 114	2 191	2 604	2 823	3 018
Bismuto	545	9 780	122	7.86	6.59	16.5	9.69	7.04			
						112	120	127			
Boro	2 573	2 500	1 107	27.0	9.76	190	55.5	16.8	10.6	9.60	9.85
						128	600	1 463	1 892	2 160	2 338
Germanio	1 211	5 360	322	59.9	34.7	232	96.8	43.2	27.3	19.8	17.4
						190	290	337	348	357	375
Oro	1 336	19 300	129	317	127	327	323	311	298	284	270
						109	124	131	135	140	145
Iodio	2 720	22 500	130	147	50.3	172	153	144	138	132	126
						90	122	133	138	144	153
Hierro:											
Puro	1 810	7 870	447	80.2	23.1	134	94.0	69.5	54.7	43.3	32.8
						216	384	490	574	680	975
Amco (99.75% puro)		7 870	447	72.7	20.7	95.6	80.6	65.7	53.1	42.2	32.3
						215	384	490	574	680	975
Aceros al carbono:											
Simple al carbono (Mn \leq 1%, Si \leq 0.1%)		7 854	434	60.5	17.7			56.7	48.0	39.2	30.0
								487	559	685	1 169
AlSi 1010		7 832	434	63.9	18.8			58.7	48.8	39.2	31.3
								487	559	685	1 168
Al carbono-silicio (Mn \leq 1%, 0.1% < Si \leq 0.6%)		7 817	446	51.9	14.9			49.8	44.0	37.4	29.3
								501	582	699	971



TÉRMICO

AISLAMIENTO INDUSTRIAL

LANA AW

Aislamiento Térmico para servicio en caliente

DESCRIPCIÓN:

La Lana AW de FiberGlass es un aislamiento térmico hecho con lana de fibras de vidrio inorgánicas y elásticas, aglomeradas con resina termo-resistente, presentada en rollos.

USOS:

La Lana AW está diseñada para ser empleada en aplicaciones como aislamiento térmico de equipos y electrodomésticos que trabajan a temperaturas hasta de 540°C (1000°F) con el espesor recomendado. Este aislamiento es ampliamente utilizado en sistemas de paneles, recubrimientos flexibles, hornos industriales o superficies irregulares.

BENEFICIOS:

- **Excelente Funcionamiento Térmico**
La eficiencia térmica de la Lana AW contribuye a reducir las pérdidas de calor y el consumo de combustibles.
- **Peso Liviano**
El bajo peso de la fibra de vidrio facilita la instalación y manipulación del aislamiento, incluso cuando se trabaja con grandes cantidades.
- **Elasticidad**
Su elasticidad garantiza llenar completamente todos los espacios con el aislamiento asegurándose alta eficiencia en el funcionamiento de los artefactos.
- **Rápido y Fácil de Instalar**
Su presentación en rollos permite cubrir grandes áreas rápidamente, eliminando el trabajo tedioso de colocar lámina por lámina.

"Líderes en ahorro y conservación de energía".



- Incombustible
- Resiste la vibración sin deformarse
- Inorgánico
- No genera ni acelera la corrosión sobre acero, hierro, cobre o aluminio.
- No absorbe humedad ambiental.

ESPECIFICACIONES TECNICAS

- Conductividad Térmica: 0.039 w/°C.m² Valor típico (0.27 BTU.in/hr.°F.ft²).
- Características de Quemado Superficial: ASTM E84 Propagación de llama 25.
- Temperatura de aplicación: Máx 540°C (1000°F).
- Empaque: Bolsas de polietileno
- Unidad: Rollos

DIMENSIONES:

	LONGITUD	ANCHO	ESPESOR
600" X 48" X 1"	15.24m	1219 mm	25.4 mm
300" X 48" X 1"	7.62 m	1219 mm	25.4 mm
600" X 48" X 1½"	15.24 m	1219 mm	50.8 mm

ESPEORES RECOMENDADOS

Espeor	Ts Tq	1000°F (538°C)	850°F (454°C)	700°F (371°C)	550°F (288°C)	400°F (288°C)	250°F (121°C)
1"	Ts	250	228	204	180	154	125
	Q	203	168	134	100	67	34
2"	Ts	187	173	159	144	128	110
	Q	110	91	73	55	37	19
3"	Ts	161	151	140	129	117	104
	Q	76	63	50	38	25	13
4"	Ts	146	138	129	120	111	-
	Q	58	48	39	29	20	-
5"	Ts	137	130	122	-	-	-
	Q	47	39	31	-	-	-
6"	Ts	130	124	-	-	-	-
	Q	139	33	-	-	-	-

Cálculos realizados para: Velocidad de viento = 0
 Emisividad Exterior = 0.2
 Temperatura ambiente = 86°F (30°C)

TS = Temperatura Superficial en °F
 Q = Pérdidas de Calor en BTU/h.ft²

Unidad de Servicios Técnicos: llame gratis al 01 800 09 197 97
 Bogotá al 235 6297 internet: www.fiberglasscolombia.com
 E-mail: contacto@fiberglasscolombia.com.co

"La información en este documento está sujeta a cambio sin previo aviso".

"Para obtener información detallada sobre las especificaciones técnicas de este producto, solicite y consulte la EDC (Especificación del Cliente).



Fecha: Octubre de 2003

Dimensiones de Tubos de acero: ASTM A-53, Cédula 40

Diámetro Nominal (in)	Diámetros (in)		Área Transversal (in ²)	
	Exterior	Interior	Exterior	Interior
1/8	0.41	0.27	0.13	0.06
¼	0.54	0.36	0.23	0.10
3/8	0.68	0.49	0.36	0.19
½	0.84	0.62	0.55	0.30
¾	1.05	0.82	0.87	0.53
1	1.32	1.05	1.36	0.86
1 ¼	1.66	1.38	2.16	1.50
1 ½	1.90	1.61	2.84	2.04
2	2.38	2.07	4.43	3.36
2 ½	2.88	2.47	6.49	4.79
3	3.50	3.07	9.62	7.39
3 ½	4.00	3.55	12.56	9.89
4	4.50	4.03	15.90	12.73
5	5.56	5.05	24.30	20.00
6	6.63	6.07	34.47	28.89
8	8.63	7.98	58.42	50.02
10	10.75	10.02	90.76	78.85
12	12.75	11.94	127.64	111.90
14	14.00	13.13	153.94	135.30
16	16.00	15.00	201.05	176.70
18	18.00	16.88	254.85	224.00
20	20.00	18.81	314.15	278.00
24	24.00	22.63	452.40	402.10

Propiedades del vapor saturado a 3.5bar abs.

ChemicaLogic SteamTab Companion

About | **Saturated** | Superheated/Subcooled | Constants

Independent Variable:
 Temperature
 Pressure Value, bar

Units:
 Metric/SI
 English

Phase:
 Vapor Liquid Two-phase

Property	Value	Unit
Temperature	138.857	°C
Pressure	3.5	bar
Steam quality	100	%
Volume	0.524179	m ³ /kg
Density	1.90774	kg/m ³
Compressibility factor	0.964838	dimensionless
Enthalpy	2731.96	kJ/kg
Entropy	6.94014	kJ/(kg.°C)
Helmoltz free energy	-310.891	kJ/kg
Internal energy	2548.5	kJ/kg
Gibbs free energy	-127.428	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	1.69491	kJ/(kg.°C)

ChemicaLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Wobum, MA 01801 Tel: 781-938-1151
 Copyright © 1999 ChemicaLogic Corporation. All rights reserved.

ChemicaLogic SteamTab Companion

About | **Saturated** | Superheated/Subcooled | Constants

Independent Variable:
 Temperature
 Pressure Value, bar

Units:
 Metric/SI
 English

Phase:
 Vapor Liquid Two-phase

Property	Value	Unit
Coefficient of thermal expansion	0.00289111	1/°C
Isothermal compressibility	0.297267	1/bar
dPdT: Partial derivative of P with T at constant V	0.00972564	bar/°C
dVdT: Partial derivative of V with T at constant P	0.00151546	m ³ /(kg.°C)
dVdP: Partial derivative of V with P at constant T	-0.155821	m ³ /(kg.bar)
Viscosity (dynamic)	13.6072	μPa.s
Thermal conductivity	0.0299792	W/(m.°C)
Surface tension	0.0510951	N/m
Prandtl number	1.04492	dimensionless
Static dielectric constant	1.01721	dimensionless
Isothermal Joule-Thomson coefficient	-0.01002	kJ/(kg.bar)
Joule-Thomson coefficient	4.35245	°C/bar

ChemicaLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Wobum, MA 01801 Tel: 781-938-1151
 Copyright © 1999 ChemicaLogic Corporation. All rights reserved.

Longitudes equivalentes para accesorios

TIPO	LONGITUD EQUIVALENTE L / D
Válvula de globo----- Completamente abierta	340
Válvula de ángulo---- Completamente abierta	150
Válvula de compuerta ----Completamente abierta	8
---- $\frac{3}{4}$ abierta	35
---- $\frac{1}{2}$ abierta	160
----- $\frac{1}{4}$ abierta	900
Válvula de verificación-----tipo giratorio	100
Válvula de verificación-----tipo de bola	150
Válvula de mariposa-----completamente abierta	45
Codo estándar de 90°	30
Codo de radio largo de 90°	20
Codo de calle de 90°	50
Codo estándar de 45°	16
Codo de calle de 45°	26
Codo de devolución cerrada	50
Te estándar-----con flujo a través de un tramo	20
Te estándar-----con flujo a través de una rama	60



An experienced company
with a *new* philosophy

Español

CRANE
brands you trust.

➤ **PRODUCT OVERVIEW**





BRONCE (Gama alta o estándar)

Válvulas de Compuerta, Globo y Retención

- Clase 125, 150, 200 y 300
- **Tamaño:** 1/4" a 3"
- Compuerta de cuña sólida con husillo ascendente y no ascendente
- Válvulas de Globo y globo angular con disco en PTFE (estándar, cónico o tipo aguja)
- Válvulas de retención pistón y a clapeta con disco en Bronce, Buna-N, Viton® o PTFE
- Union bonnet, con disco y asientos en Acero inoxidable para una mayor duración
- Extremos roscados, bridados o Socket weld

HIERRO FUNDIDO

Válvulas de Compuerta, Globo y Retención

- Clase 125 y 250
- **Tamaño:**
 - Compuerta desde 2" hasta 36"
 - Globo y Globo angular desde 2" hasta 10"
 - Retención a clapeta desde 2" hasta 24"
 - Retención wafer desde 2" hasta 36"
- Compuerta de cuña sólida con husillo ascendente y no ascendente
- Globo y Globo angular con disco en Bronce
- Retención a clapeta con disco en Bronce, Hierro o goma sintética. Extremos bridados.





spirax sarco

Purgador de boya cerrada para vapor en acero inoxidable FTS14

TI-P145-01
ST Issue 2

Descripción

El FTS14 es un purgador de boya cerrada en acero inoxidable austenítico con eliminador termostático de aire. Proporciona un drenaje de condensado eficiente, con una eliminación rápida del aire para asegurar que los equipos de proceso trabajen al máximo de su potencial. El FTS14 estándar tiene conexiones horizontales con el flujo de derecha a izquierda (R-L). Pero su diseño único permite que sencillamente girando la tapa cambie la configuración a izquierda a derecha (L-R) y vertical hacia arriba o vertical hacia abajo.

Normativas

Este producto cumple totalmente con la Directiva Europea de Equipos a Presión 97/23/EC.

Certificados

Este producto está disponible con certificado EN 10204 3.1 B.

Nota: Todos los certificados / requisitos de inspección deben especificarse al hacer pedido.

Tamaños y conexiones

N", N" y 1"	Rosca BSP (BS 21 y DIN 2999) o NPT (ANSI B 1.20.1).
N", N" y 1"	Preparado para soldar SW según ANSI B 16.11, BS 3799 Clase 3000 y DIN 3239
DN15, 20 y 25	Bridas ANSI B 16.5 Clase 150 y 300 o EN 1092-1 PN16/25
N", N" y 1"	Conexiones Higiénicas/Sanitarias

Nota: Para otras conexiones consultar con Spirax Sarco.

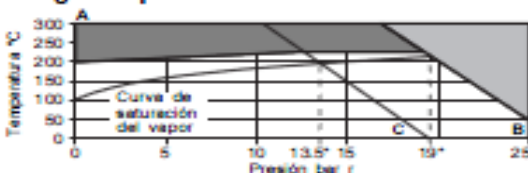
Opciones bajo pedido

Tamiz interno (FTS14X). Se puede añadir una válvula de agua ajustable para usar como dispositivo anti-bloqueo por vapor (FTS14-C). La tapa puede tener un orificio N" BSP para instalar un sensor de temperatura. Nota: Todas las opciones disponibles con coste adicional.

Condiciones límite (ISO 6562)

Condiciones máximas de diseño del cuerpo	PN25
PMA - Presión máxima admisible	25 bar r
TMA - Temperatura máxima admisible	300°C
TMO - Temperatura máxima de trabajo	225°C
Temperatura mínima de trabajo	-20°C
Nota: Para temperaturas de trabajo menores consultar con Spirax Sarco.	
Prueba hidráulica	37.5 bar r

Rango de operación



- El purgador no puede trabajar en esta zona.
- El purgador no puede trabajar en esta zona ya que se podrían dañar el mecanismo interno.

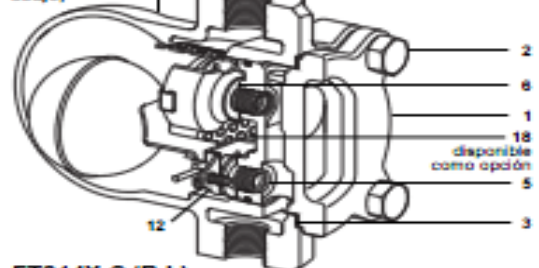
*PMO Presión máxima recomendada para vapor saturado.
A - B Bridas PN16/25, ANSI 300, rosca y SW (socket weld).
A - C Bridas ANSI 150.

Nota: Para conexiones higiénicas/sanitarias la presión y/o temperaturas máximas pueden estar limitadas por la junta o la mordaza.

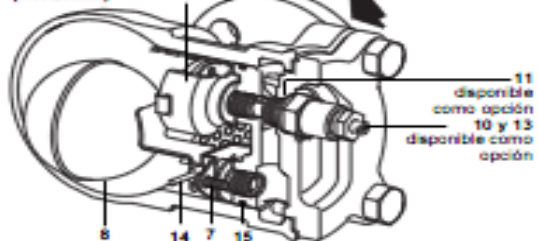
APMX - Presiones diferenciales máximas

FTS14 - 4.5	FTS14 - 10	FTS14 - 14
4.5 bar	10 bar	14 bar

FTS14X
(Vertical hacia abajo)



FTS14X-C (R-L)
(Horizontal)



Materiales

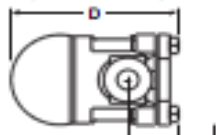
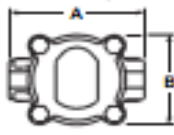
No. Parte	Material
1 Cuerpo	Acero inoxidable Austenítico (316) EN 10213-4 (1.4408) ASTM A351 CF8M
2 Tornillos tapa	Acero inoxidable BS EN 3506 A2-70
3 Junta tapa	Grafito laminado reforzado
4 Tapa	Acero inoxidable Austenítico (316) EN 10213-4 (1.4408) ASTM A351 CF8M
5 Asiento	Acero inoxidable BS 970 431 S29
6 Junta asiento/eliminador de aire	Acero inoxidable
7 Tornillos conjunto válvula principal	Acero inoxidable
8 Flotador y palanca	Acero inoxidable BS 1449 304 S18
9 Eliminador de aire	Acero inoxidable
10 Conjunto SLR	Acero inoxidable
11 Junta SLR	Acero inoxidable
12 Armazón pivote	Acero inoxidable
13 Sello SLR	Grafito
14 Pivote	Acero inoxidable
15 O ring	Viton Oils que cumple con la FDA CFR Título 21, Parte 177, Sección 2600
16 Resorte (solo T)	Acero inoxidable
17 Tapón	Acero inoxidable (disponible como opción)
18 Tamiz	Acero inoxidable (disponible como opción)

Nota: Ítems 16 y 17 no se muestran.

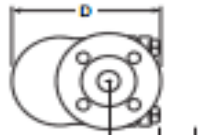
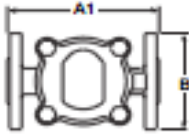
Dimensiones/peso (aproximados) en mm y kg

Tamaño	Rosca/SW	A	Mordaza	PN16/25	A1 ANSI 150	ANSI 300	B	C	D	E	F	Peso	
										Dist. para retirar	FTS14-C	Rosca/SW	Bridas
W"	135	180	-	-	-	-	97	48	162	135	22	3,75	-
W"	135	180	-	-	-	-	97	48	162	135	22	3,75	-
1"	139	200	-	-	-	-	113	51	179	145	22	4,25	-
DN15	-	-	150	147	194	97	77	162	135	22	-	-	5,00
DN20	-	-	150	147	194	102	77	162	135	22	-	-	5,00
DN25	-	-	180	180	204	113	82	179	145	22	-	-	6,25

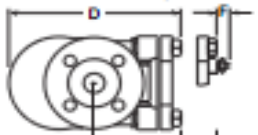
Rosca, SW y mordazas (todos tamaños)



Bridas DN25

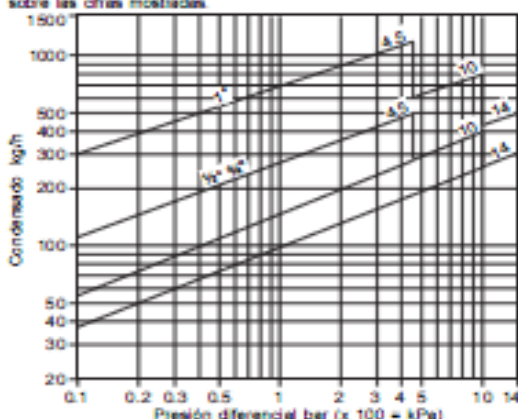


Bridas DN15, 20 y FTS14-C



Capacidades

Nota: Las capacidades se basan en la descarga a temperatura de saturación. Cuando descarga condensado subenfriado el eliminador de aire proporciona una capacidad extra. En condiciones de puesta en marcha el eliminador de aire termostático abre y proporciona a la válvula principal una capacidad de condensado extra. Esto proporcionará un aumento mínimo del 50% de la capacidad sobre las cifras mostradas de condensado caliente en las unidades de 4,5 bar. En las de 10 y 14 bar el aumento mínimo será del 100% de la capacidad sobre las cifras mostradas.



Seguridad, instalación y mantenimiento

Ver Instrucciones de Instalación y Mantenimiento (M-P146-01) que acompañan al producto.

Recambios

Las piezas de recambio disponibles se indican con líneas de trazo continuo. Las piezas indicadas con líneas de trazos, no se suministran como recambio.

Recambios disponibles

Kit mantenimiento 3, 5, 6 (2u), 7 (2 u), 8, 9, 12, 14, 15, 16 (solo 1"), 18
 Juego juntas (pequeño de 3) 3, 15

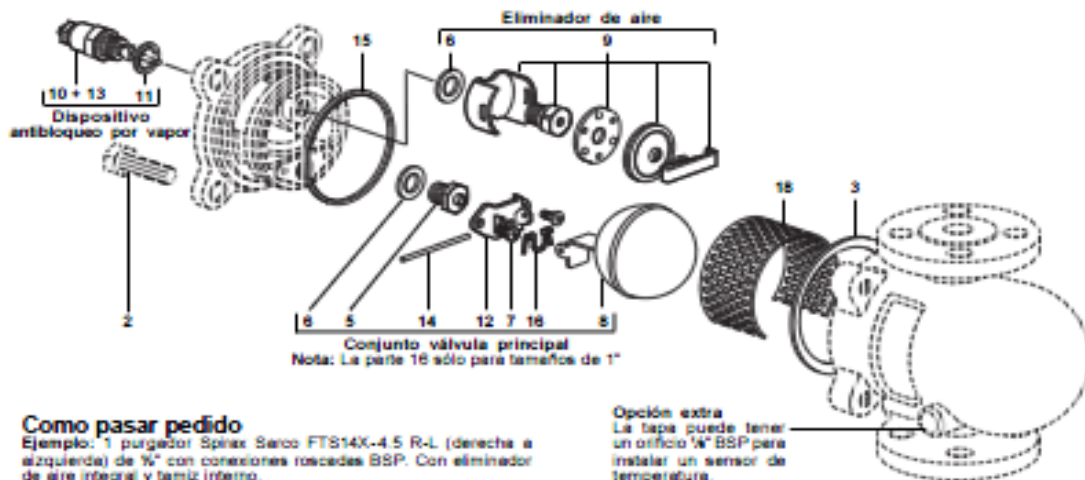
Como pasar pedido de recambios

A la pasar pedido debe usarse la nomenclatura señalada en el cuadro anterior indicando el tamaño, tipo y rango de presión (4,5, 10 o 14 bar) del purgador.

Ejemplo : 1 - Kit de mantenimiento para un purgador Spirax Sarco FTS14-4.5 de W".

Pares de apriete recomendados

Item	mm	N m
2	M10 x 30	20 - 25
5	17 E/C	50 - 55
7	M4 x 8	2,5 - 3,0
9	17 E/C	50 - 55
10	19 E/C	35 - 40
17 Tapón de sensor	11 E/C	15 - 20



Como pasar pedido

Ejemplo: 1 purgador Spirax Sarco FTS14X-4.5 R-L (derecha a izquierda) de W" con conexiones roscadas BSP. Con eliminador de aire integral y tamiz interno.



JUNTAS DE EXPANSION Y AMORTIGUADORES DE VIBRACION



METALICAS



CAUCHO



TEFLON

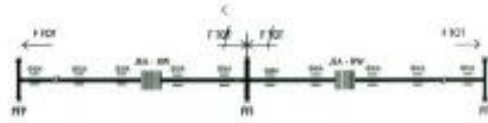
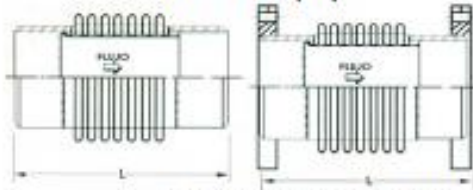


TUBERIAS FLEXIBLES

JUNTAS METALICAS: APLICACIONES

Bombas, Compresoras, Calderos, Turbinas, Líneas de Vapor, Instalaciones de Aceites Térmicos, Reactores, sistemas de Escape de Gases, Hornos, Torres de Cracking, Intercambiadores de calor.

AXIAL SIMPLE (JEA)



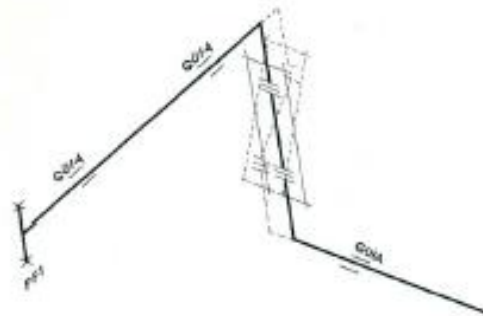
Diámetro Nominal		JUNTAS DE EXPANSION AXIAL PARA ABSORVER DILATACIÓN EN mm					
		Longitud L con bridas			Longitud L con PPS		
Pulg.	mm	25	38	50	25	38	50
1/2"	15	185	235	380	175	225	370
3/4"	20	190	240	385	180	230	375
1"	25	200	250	395	185	235	380
1 1/4	32	205	255	400	190	240	385
1 1/2	40	210	260	405	195	245	390
2	50	220	270	410	205	255	395
2 1/2	65	230	285	415	215	270	400
3	80	235	285	415	215	270	400
4	100	250	305	435	230	285	415
5	125	280	340	460	255	315	435
6	150	285	350	475	265	325	450
8	200	265	305	335	240	280	310
10	250	265	305	335	240	280	310
12	300	265	305	345	240	280	320
14	350	275	315	355	250	290	330
16	400	285	325	365	260	310	340
18	450	285	335	365	260	310	340
20	500	285	325	355	260	300	330



AXIAL SIMPLE ANTIPANDEO



UNIVERSAL SIMPLE (JEUS)

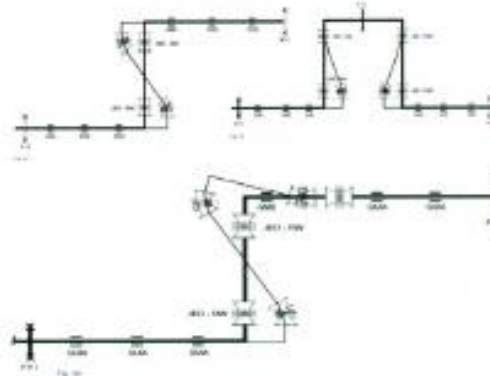


Parque Industrial "El Asesor" Mz. N Lt.12 Ate - Lima - Central Telefónica: (51-1) 3519403 3519402
 Nextel: 832*6575 Fax: 351-9402 RPM: #947696 <http://www.roval.com.pe> e-mail: ventas@roval.com.pe

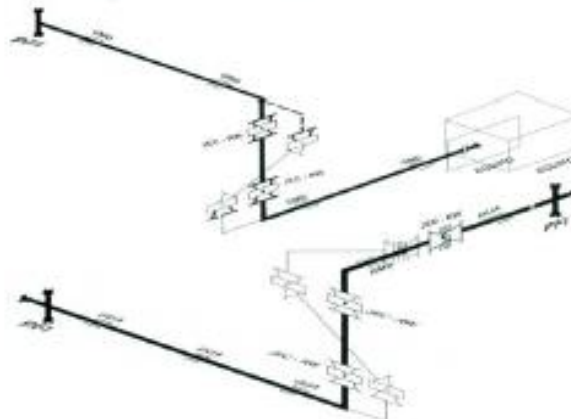
MATERIALES DE FABRICACION
Fuente: Acero Inoxidable AISI 304
Tubo Guía: Acero Inoxidable AISI 304

TEMPERATURA DE SERVICIO
-200 °C a + 600 °C

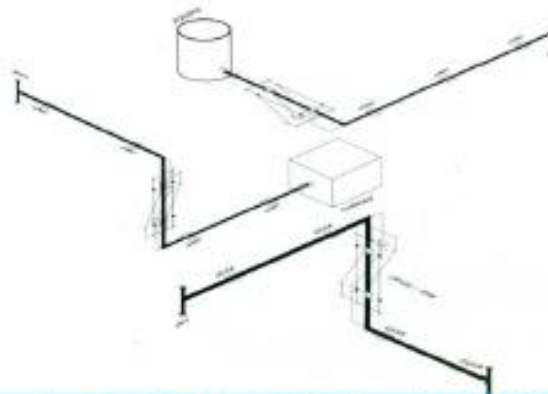
BISAGRA



CARDANICA (JEC)



UNIVERSAL CARDANICA (JEC)



***Sobre aplicaciones y dimensiones, consultar con nuestro Departamento de Ingeniería.**

Parque Industrial "El Asesor" Mz. N Lt.12 Ate - Lima - Central Telefónica: (51-1) 3519403 3519402
Nextel: 832*6575 Fax: 351-9402 RPM: #947696 <http://www.roval.com.pe> e-mail: ventas@roval.com.pe

Propiedades del vapor a la salida de la V.R.P.

ChemicalLogic SteamTab Companion

About | Saturated | Superheated/Subcooled | Constants

Input: Pressure 3.5 Enthalpy 2777.11

Units: Metric/SI English

Close Calculate

Property	Value	Unit
Temperature	159.157	°C
Pressure	3.5	bar
Steam quality	Superheated	%
Volume	0.554247	m³/kg
Density	1.80425	kg/m³
Compressibility factor	0.972278	dimensionless
Enthalpy	2777.11	kJ/kg
Entropy	7.04714	kJ/(kg.°C)
Helmoltz free energy	-463.406	kJ/kg
Internal energy	2583.12	kJ/kg
Gibbs free energy	-269.419	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	1.60846	kJ/(kg.°C)
Heat capacity at constant pressure	2.16936	kJ/(kg.°C)
Speed of sound	503.903	m/s
Coefficient of thermal expansion	0.00262518	1/°C
Isothermal compressibility	0.294396	1/bar

ChemicalLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Woburn, MA 01801 Tel: 781-938-1151
Copyright © 1999 ChemicalLogic Corporation. All rights reserved.

Propiedades del agua a temperatura ambiental

ChemicalLogic SteamTab Companion

About | Saturated | Superheated/Subcooled | Constants

Independent Variable: Temperature Value, °C 20 Pressure

Units: Metric/SI English

Close Calculate

Phase: Vapor Liquid Two-phase

Property	Value	Unit
Temperature	20	°C
Pressure	0.0233932	bar
Steam quality	0	%
Volume	0.00100184	m³/kg
Density	998.162	kg/m³
Compressibility factor	1.73225E-005	dimensionless
Enthalpy	83.9141	kJ/kg
Entropy	0.296483	kJ/(kg.°C)
Helmoltz free energy	-3.00229	kJ/kg
Internal energy	83.9118	kJ/kg
Gibbs free energy	-2.99995	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	4.15704	kJ/(kg.°C)
Heat capacity at constant pressure	4.18436	kJ/(kg.°C)

ChemicalLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Woburn, MA 01801 Tel: 781-938-1151
Copyright © 1999 ChemicalLogic Corporation. All rights reserved.

Propiedades del líquido saturado a 3.5 bar absolutos.

ChemicaLogic SteamTab Companion

About
 Saturated
 Superheated/Subcooled
 Constants

Independent Variable:

 Temperature

 Pressure

 Value, bar:

Units:

 Metric/SI

 English

Phase:




 Vapor

 Liquid

 Two-phase


Property	Value	Unit
Temperature	138.857	°C
Pressure	3.5	bar
Steam quality	0	%
Volume	0.00107857	m ³ /kg
Density	927.15	kg/m ³
Compressibility factor	0.00198529	dimensionless
Enthalpy	584.261	kJ/kg
Entropy	1.72737	kJ/(kg. °C)
Helmoltz free energy	-127.806	kJ/kg
Internal energy	583.884	kJ/kg
Gibbs free energy	-127.428	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	3.57472	kJ/(kg. °C)
Heat capacity at constant pressure	4.28	kJ/(kg. °C)

ChemicaLogic Corporation, 8 Cedar St. Ste 56, Woburn, MA 01801 Tel: 781-938-1151
 Copyright © 1999 ChemicaLogic Corporation. All rights reserved.



ET GROUP BV
Postbus 1087
6160 BB Geleen
The Netherlands
+31 (0)45 4041617

Handelsweg 5
6163 AJ Geleen
(by appointment only)
✉ CONTACT & ROUTE



WELCOME | ABOUT US | **STEAM TURBINES** | GAS TURBINES | SPECIALTIES | TECHNICAL DATA | EXTRA

Home: » Steam turbines

STEAM TURBINES


 A A A

Product Range

The ETGroup has a complete range of turbines, starting from 40 kW up to units of 3 MW electrical power output. Various steam turbine types like back pressure, extraction back pressure and condensing or fully condensing, are available.

Our specialty lays in making versatile turbines to suit exact customers requirement.

ETGroup also offers turbo gas expanders for other gaseous working fluids.
More information you will find under [Specialties](#).



MK 7

ECT system

Energy Conservation Turbine (ECT)

Steam turbine MK 3

Rated power (kW) 40-200 kW

Steam turbine MK 7

Rated power (kW) 100 - 800 kW

Steam turbine MK 4

Rated power (kW) 800 - 2500 kW

STEAM TURBINE MK 4

A A A

The MK 4 Steam turbine is the most powerful turbine in our range.

Turbine Module with integral reduction gear-box.

Equipped with:

Four hardened stainless steel turbine wheel blades (integrally bladed discs), designed for superheated or saturated steam.

Precision rolling element bearing.

Precision made gears for low noise & high efficiency.

Pressurized oil circulation system.

Flexible coupling for easy alignment of turbine and generator.

Siemens/ Crompton (or equivalent) make 2-pole induction motor / generator.

4-pole alternator, specially treated for generator application.

Mounting skid with anti-vibration mounts.

Simple floor installation, no foundation required.

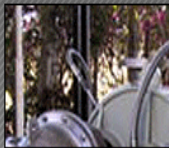
PLC based Control panel with suitable metering devices for power & energy measurements.

Built-in safety interlocks, annunciation panel and "Fail-safe" actuator.

Certified pressure control valve for back pressure control & Quick Shut-off.



MK 4



ET GROUP BV
Postbus 1087
6160 BB Geleen
The Netherlands
+31 (0)45 4041617

Handelsweg 5
6163 AJ Geleen
(by appointment only)
 CONTACT & ROUTE

Other Important Aspects:

- Ø Simple to operate, a fit & forget system.
- Ø Operating costs practically Nil.
- Ø Low maintenance costs.
- Ø Mean time between overhauls: 25000 Hrs.
- Ø Low payback period, 9 months to one year.
- Ø Qualifies for 80% depreciation in first year.

Pressure range:

Inlet Pressure Bara (psia): 2 – 30 (29 – 435)

Back Pressure Bara (psia): 0,1 – 15 (1.45 – 218)

No. of stages / modules: 4

Turbine speed (rpm): 12000 - 14400

Output (rpm) : 1500 / 1800

Frequency: 50 / 60 Hz

Voltage: 380v / 415v

type of generator: Induction Generator/

Alternator

Configuration: Extraction & back pressure, extraction and condensing.

Full (100%) condensing

Power pack set weight (kg) 15.000 kg.

Tags: **steam turbines, turbines, steam, power, steam turbine, pressure, condensing.**

[« back](#) | [SiteMap](#)

 **ETGROUP, AN 1 YEAR
PAYBACK TIME ON YOUR INVESTMENT**

Copyright © 2014 (ETgroup) All rights reserved - Quick.Cms

Ficha Técnica



Transformador Trifásico

Función

Permite elevar o reducir la tensión en un sistema o circuito eléctrico de corriente alterna; la energía eléctrica alterna de un cierto nivel tensión es transformada en energía alterna de otro nivel de tensión por medio de interacción electromagnética.

Aplicación

Zonas urbanas, industrias, minería, explotaciones petroleras, grandes centros comerciales y toda actividad que requiera la utilización intensiva de energía eléctrica.

1.- Características Técnicas

Potencia	5 KVA hasta 5000 KVA
Lado de Media Tensión	
Tensión nominal	4,16,7,62,10,13,2,22,9,33 kV
Tensión máxima de servicio	12,17,5,24,36 kV
Bil exterior	95,125,170,200 kV
Tensión de prueba a 60 Hzx1 minuto	34,38,50,70
Número de terminales	3, 4
Conexión	Delta / Estrella
Lado de Baja Tensión	
Tensión nominal	230,398,400,460,480,600V
Tensión máxima de diseño	1.1 kV
Tensión de prueba a 60 Hzx1 minuto	3 kV
Número de terminales	3, 4, 6, 7
Conexión	Delta / Estrella
Grupos de conexión	Dyn5,Dd6,Dd0,Yyn6,Yyn0

Frecuencia	50, 60 Hz
Tipo de aislador	Porcelana, Polimérico
Tipo de montaje	Exterior, Interior
Rango de altura de operación	1000, 5000 msnm
Línea de fuga	25 mm/kV, 31 mm/kV
Normas de Referencia:	
Diseño, fabricación y pruebas	IEC-60076, NTP 370.002
Capacidad de sobrecarga y condiciones térmicas	IEC-354
Norma para aceite aislante	IEC-296

*Normas Nacionales e Internacionales NTP-ITINTEC, IEC, ANSI, así como especificaciones técnicas particulares del cliente.

2.- Características Constructivas

2.1 Núcleo

Fabricado con láminas de acero silicoso de grano orientado de alta permeabilidad magnética con recubrimiento aislante (**Carlyte**). Utilizamos dos tipos de núcleos:

- Núcleo del tipo Columna, conformada por chapas cortadas a 45° y apiladas formando escalones para obtener la sección circular más optimizada.
- Núcleo del tipo Enrollado, conformada por chapas cortadas a 90° y dobladas en "C" formando una sección sólida cuadrangular, esta particular solución favorece el flujo magnético obteniéndose características constructivas del transformador más compacta.

Los sistemas empleados en la construcción de los núcleos proporciona reducidos niveles de pérdidas, intensidad de vacío y ruido.



Núcleo Enrollado



Núcleo Columnas o Apilados

2.2 Bobinas

Los bobinados de M.T. y B.T. son fabricados con cobre electrolítico de alta conductividad y están provistos de canales de refrigeración. Las bobinas de M.T. están fabricadas con conductores eléctricos de sección circular recubiertas con doble capa de esmalte clase térmica 180°C, y las bobinas de B.T. son fabricadas con platina de Cu de sección rectangular forradas con papel Kraft.

Los aislamientos usados son de clase térmica 120 °C consistentes en papel kraft, cartón y papel presspahn y papel crepé, estos se destacan por sus excelentes propiedades mecánicas y dieléctricas a los esfuerzos electrodinámicos y sobre tensiones transitorias que se presentan en la línea.



Alambre de cobre electrolítico esmaltado

Potencia de la carga (VA)/ BURDEN

Se define como la potencia consumida por la carga a conectar en el secundario del transformador, incluyendo los dos (2) conductores de conexión.

La tabla A, refleja los valores calculados de la potencia disipada en dos (2) conductores, que unen los instrumentos con el transformador. La longitud de la conexión considerada es de 10 mts., material cobre (coeficiente de conductibilidad= 57) y el factor de potencia de la carga es: 0,8 inductivo.

Tabla A

Conductores Normalizados	Potencia (VA)	
	Isn= 5A	Isn= 1A
2 x 1,5 mm ²	7,25	0,29
2 x 2,5 mm ²	4,5	0,18
2 x 4 mm ²	2,75	0,11
2 x 6 mm ²	1,88	0,08
2 x 10 mm ²	1,13	0,05

Valores típicos de potencia consumida

Tabla B

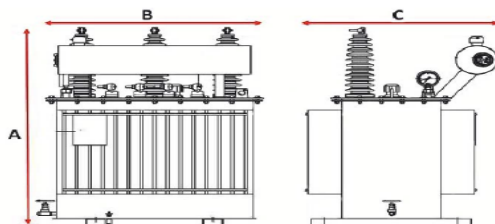
Instrumentos	Consumo (VA)
AMPERÍMETROS	
Electromagnéticos	0,5 a 1,5
Electrodinámicos	2 a 3
Hierro móvil con rectificador	0,3 a 0,5
Bimetálicos	2 a 3
VATÍMETROS	
Electrodinámicos	1,5 a 3
Ferrodinámico de inducción	2 a 4
MEDIDORES DE ENERGÍA	
Por cada sistema	1 a 5
FASÍMETROS	
Inducción	2 a 3,5
Electrónico	1

7.- Mantenimiento

COMPROBAR Y CONTROLAR	PERIODO
Temperatura del transformador	Periódicamente
El nivel de aceite	6 meses
Hermeticidad del tanque, sin fugas de aceite	6 meses
El deshumecedor y su agente higroscópico	6 meses
Alisadores limpios	6 meses
Las conexiones en MT y BT, ajuste de sus pernos	12 meses
Funcionamiento de los equipos de protección	12 meses
Rigidez dieléctrica del aceite y su análisis físico químico	12 meses
Valor de la resistencia de puesta a tierra de los puntos neutros y el tanque del transformador	12 meses
Análisis cromatográfico del aceite	24 meses



8.- Dimensiones y peso



POTENCIA KVA	A (mm)	B (mm)	C (mm)	PESO (Kg)
15	970	620	330	220
25	980	650	340	260
37,5	1000	750	480	300
50	1010	820	590	340
75	1070	820	610	420
100	1120	850	630	490
125	1130	900	650	550
160	1170	1000	750	610
200	1200	1050	790	750
250	1260	1100	820	890
315	1280	1120	850	985
400	1320	1180	870	1400
500	1370	1360	910	1640
630	1410	1420	940	1760
800	1460	1490	970	2250
1000	1820	1866	1050	2800

A.2. BALANCE DE MASA Y ENERGÍA DE LA PLANTA PESQUERA DE HARINA Y CONSERVAS LILA DE LA COMPAÑÍA CENTINELA S.A

Análisis del balance de masa y energía para la determinación del consumo de vapor en cada proceso.

A continuación, se presenta la deducción de la formulación del balance de masa y energía que se aplicará a cada uno de los intercambiadores (secadores, evaporadores, prensas y cocinadores), para la obtención del consumo real de vapor saturado.

$$\sum \dot{m}_i * h_i = \sum \dot{m}_s * h_s$$

Los flujos másicos y entalpías de ingreso serian:

\dot{m}_p : Flujo másico de pescado en el proceso

\dot{m}_{vp} : Flujo másico de vapor consumido por el proceso

h_{pi} : Entalpia de ingreso del pescado en el proceso, el cual se determina: $h_p = c_p * T_i$

Cabe indicar que la capacidad calorífica de entrada del pescado que transforma la planta en todos los procesos es 0.94 Kcal/Kg°C equivalente a 4 KJ/Kg°C, el cual fue extraído como dato de la planta de procesos (secadores, evaporadores, prensas y cocinadores).

h_{vi} : Entalpia del vapor de ingreso al proceso

Los flujos másicos y entalpías de salida serian:

\dot{m}_p : Flujo másico de pescado en el proceso

\dot{m}_{vp} : Flujo másico de vapor consumido por el proceso

h_{ps} : Entalpia de salida del pescado en el proceso, el cual se determina: $h_p = c_p * T_s$

Cabe indicar que la capacidad calorífica de salida del pescado promedio del pescado en todos los procesos es 0.81 Kcal/Kg°C equivalente a 3.40 KJ/Kg°C, el cual fue extraído como dato de la planta de procesos.

h_{vs} : Entalpia del vapor de salida del proceso

Sustituyendo todas las variables en la ecuación de la energía, tenemos:

$$\dot{m}_p * h_{pi} + \dot{m}_{vp} * h_{vi} = \dot{m}_p * h_{ps} + \dot{m}_{vp} * h_{vs}$$

$$\dot{m}_{vp} * (h_{vi} - h_{vs}) = \dot{m}_p * (h_{ps} - h_{pi})$$

$$\dot{m}_{vp} = \frac{\dot{m}_p * (h_{ps} - h_{pi})}{(h_{vi} - h_{vs})}$$

BALANCE DE MASA Y ENERGÍA PLANTA DE PROCESOS – MES: JULIO
PLANTA DE PROCESOS – MES: JULIO

SECADORES

$$\dot{m}_v(\text{secadores}) = \frac{497004.5 * (312.80 - 268)}{(2738.05 - 604.655)}$$

$$\dot{m}_v(\text{secadores}) = 10436.793 \text{ Kg/h}$$

EVAPORADORES

$$\dot{m}_v(\text{evaporadores}) = \frac{124251.125 * (275.40 - 168)}{(2738.05 - 604.655)}$$

$$\dot{m}_v(\text{evaporadores}) = 6255.087 \text{ Kg/h}$$

PRENSAS

$$\dot{m}_v(\text{prensas}) = \frac{285777.6 * (319.60 - 280)}{(2738.05 - 604.655)}$$

$$\dot{m}_v(\text{prensas}) = 5304.593 \text{ Kg/h}$$

COCINADORES

$$\dot{m}_v(\text{cocinadores}) = \frac{335478.05 * (272.00 - 112)}{(2738.05 - 604.655)}$$

$$\dot{m}_v(\text{cocinadores}) = 25160.126 \text{ Kg/h}$$

Total, consumido de vapor en el mes de julio, por la planta de procesos de harina y pescado:

$$\dot{m}_v(\text{TOTAL-JULIO}) = \dot{m}_v(\text{secadores}) + \dot{m}_v(\text{evaporadores}) + \dot{m}_v(\text{prensas}) + \dot{m}_v(\text{cocinadores})$$

$$\dot{m}_v(\text{TOTAL-JULIO}) = 47156.599 \text{ Kg/h}$$

PLANTA DE PROCESO – MES: AGOSTO

SECADORES

$$\dot{m}_v(\text{secadores}) = \frac{476549.4 * (312.80 - 268)}{(2738.05 - 604.655)}$$

$$\dot{m}_v (\text{secadores}) = 10007.248 \text{ Kg/h}$$

EVAPORADORES

$$\dot{m}_v (\text{evaporadores}) = \frac{119137.35 * (275.40 - 168)}{(2738.05 - 604.655)}$$

$$\dot{m}_v (\text{evaporadores}) = 5997.648 \text{ Kg/h}$$

PRENSAS

$$\dot{m}_v (\text{prensas}) = \frac{274015.9 * (319.60 - 280)}{(2738.05 - 604.655)}$$

$$\dot{m}_v (\text{prensas}) = 5086.273 \text{ Kg/h}$$

COCINADORES

$$\dot{m}_v (\text{cocinadores}) = \frac{321670.85 * (272.00 - 112)}{(2738.05 - 604.655)}$$

$$\dot{m}_v (\text{cocinadores}) = 24124.616 \text{ Kg/h}$$

Total, consumido de vapor en el mes de agosto, por la planta de procesos de harina y pescado:

$$\begin{aligned} & \dot{m}_v (\text{TOTAL-AGOSTO}) \\ & = \dot{m}_v (\text{secadores}) + \dot{m}_v (\text{evaporadores}) + \dot{m}_v (\text{prensas}) + \dot{m}_v (\text{cocinadores}) \end{aligned}$$

$$\dot{m}_v (\text{TOTAL-AGOSTO}) = 45215.785 \text{ Kg/h}$$

PLANTA DE PROCESOS – MES: SEPTIEMBRE

SECADORES

$$\dot{m}_v (\text{secadores}) = \frac{510005.5 * (312.80 - 268)}{(2738.05 - 604.655)}$$

$$\dot{m}_v (\text{secadores}) = 10709.806 \text{ Kg/h}$$

EVAPORADORES

$$\dot{m}_v (\text{evaporadores}) = \frac{127501.38 * (275.40 - 168)}{(2738.05 - 604.655)}$$

$$\dot{m}_v(\text{evaporadores}) = 6418.712 \text{ Kg/h}$$

PRENSAS

$$\dot{m}_v(\text{prensas}) = \frac{293253.18 * (319.60 - 280)}{(2738.05 - 604.655)}$$

$$\dot{m}_v(\text{prensas}) = 5443.355 \text{ Kg/h}$$

COCINADORES

$$\dot{m}_v(\text{cocinadores}) = \frac{344253.73 * (272.00 - 112)}{(2738.05 - 604.655)}$$

$$\dot{m}_v(\text{cocinadores}) = 25818.283 \text{ Kg/h}$$

Total, consumido de vapor en el mes de septiembre, por la planta de procesos de harina y pescado:

$$\begin{aligned} & \dot{m}_v(\text{TOTAL-SEPTIEMBRE}) \\ &= \dot{m}_v(\text{secadores}) + \dot{m}_v(\text{evaporadores}) + \dot{m}_v(\text{prensas}) + \dot{m}_v(\text{cocinadores}) \end{aligned}$$

$$\dot{m}_v(\text{TOTAL-SEPTIEMBRE}) = 48390.156 \text{ Kg/h}$$

BALANCE DE MASA Y ENERGIA AL CALDERO

BALANCE DE MASA Y ENERGÍA DEL CALDERO PIROTUBULAR DE 1200 BHP

Balance en el quemador:

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \dot{Q}_{\text{aire}} + \dot{Q}_{\text{cble}}$$

Balance general:

$$\dot{Q}_{\text{total}} = \dot{Q}_{\text{util}} + \dot{Q}_{\text{GR}}$$

Igualando ambas expresiones:

$$\dot{Q}_{\text{util}} + \dot{Q}_{\text{GR}} = \dot{Q}_{\text{aire}} + \dot{Q}_{\text{cble}}$$

Dónde:

$$\dot{Q}_{\text{aire}} = \dot{m}_{\text{aire}} * h_a$$

$$\dot{Q}_{\text{cble}} = \dot{m}_{\text{cble}} * (\text{PCI} + h_c)$$

$$\dot{Q}_{GR} = \dot{m}_{GR} * h_{GR}$$

$$\dot{Q}_{util} = \dot{m}_v * (h_v - h_{agua})$$

$$\dot{m}_{aire} = R_{aire} * \dot{m}_{cble}$$

$$\dot{m}_{GR} = \left(1 + R_{aire}\right) * \dot{m}_{cble}$$

Reemplazando:

$$\dot{m}_v * (h_v - h_{agua}) + \dot{m}_{GR} * h_{GR} = (\dot{m}_{aire} * h_a) + (\dot{m}_{cble} * (PCI + h_c))$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_v * (h_v - h_{agua}) + \left(1 + R_{aire}\right) * \dot{m}_{cble} * h_{GR} \\ = R_{aire} * \dot{m}_{cble} * h_a + \dot{m}_{cble} * (PCI + h_c) \end{aligned}$$

Despejando la relación aire/combustible, tenemos:

$$R_{aire} = \frac{\dot{m}_{cble} * (PCI + h_c - h_{GR}) - \dot{m}_v * (h_v - h_{agua})}{\dot{m}_{cble} * (h_{GR} - h_a)}$$

Dónde:

h_c : Es la entalpia del combustible (petróleo industrial N°6), $h_c = 120$ KJ/kg

h_{GR} : Entalpia de gases residuales, $h_{GR} = 280.23$ KJ/Kg

h_v : Entalpia del vapor saturado producido por el caldero, $h_v = 2738.05$ KJ/Kg

h_a : Entalpia del aire de combustión, $h_a = 25.14$ KJ/Kg

h_{agua} : Entalpia del agua de alimentación a la caldera, $h_{agua} = 167.20$ KJ/Kg

\dot{m}_{cble} : Flujo másico de combustible, $\dot{m}_{cble} = 0.386$ Kg/s

\dot{m}_v : Flujo másico de vapor saturado, $\dot{m}_v = 5.22 \frac{Kg}{s}$

PCI: Poder calorífico inferior del combustible

Primero determinamos el poder calorífico superior:

$$PCS = 18320 + 40 * (^{\circ}API - 10) \left[\frac{BTU}{Lb} \right]$$

$$PCS = Pcs - 1030 \left[\frac{BTU}{LB} \right]$$

Remplazando:

$$PCS = 18320 + 40 * (11.5 - 10) = 18380 \frac{BTU}{lb}$$

$$PCI = 18320 - 1030 = 17350 \frac{BTU}{lb}$$

Convirtiendo a KJ/kg:

$$PCI = 17350 \frac{BTU}{lb} * \frac{1.055kJ}{1BTU} * \frac{1lb}{0.4536Kg}$$

$$PCI = 40353.28 \text{ KJ/Kg}$$

A.3. ANÁLISIS CON GAS NATURAL:

Composición del gas natural en Perú.

El gas natural del Perú, está compuesto en mayor composición de metano. El Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería (Osinergmin), establece la siguiente composición para el gas natural.

Composición del gas natural en el Perú

Componente	Nomenclatura	Composición másica (%)
Metano	CH ₄	95.08
Etano	C ₂ H ₆	2.14
Propano	C ₃ H ₈	0.29
Butano	C ₄ H ₁₀	0.11
Pentano	C ₅ H ₁₂	0.04
Hexano	C ₆ H ₁₄	0.01
Nitrógeno	N ₂	1.94
Gas carbónico	CO ₂	0.39

Fuente: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2017

Poder calorífico inferior del gas natural.

El poder calorífico inferior a través de la ecuación de Dulong para combustibles gaseosos, depende de la masa molar de cada hidrocarburo, participación másica y poder caloríficos inferiores del carbono e hidrogeno.

En la tabla, se evalúan los PCI de cada componente (Hidrocarburo, HC) para determinar el PCI del gas natural.

PCI del gas natural

HC	M_{C_n} (Kg/Kmol)	M_{H_m} (Kg/Kmol)	$M_{C_nH_m}$ (Kg/mol)	$PCI_{C_nH_m}$ (KJ/Kg)	g_i	$PCI_{G.N}$ (KJ/Kg)
CH ₄	12	4	16	54495.558	0.9508	51814.376
C ₂ H ₆	24	6	30	50139.386	0.0214	1072.983
C ₃ H ₈	36	8	44	48555.324	0.0029	140.810
C ₄ H ₁₀	48	10	58	47735.981	0.0011	52.510
C ₅ H ₁₂	60	12	72	47235.272	0.0004	18.894
C ₆ H ₁₄	72	14	86	46897.584	0.0001	4.690
N ₂	-	-	-	-	0.0194	-
CO ₂	12	-	12	32714.7	0.0039	127.587
						53231.85

Para el análisis, se consideró: $PCI_C = 32714.7 \frac{KJ}{Kg}$; $PCI_H = 119838.13 \frac{KJ}{Kg}$

Fuente: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2017

Por lo consiguiente, queda establecido que el PCI del gas natural de los yacimientos del Perú, es 53231.85 KJ/Kg.

Análisis de combustión con gas natural.

El objetivo es determinar la relación aire-combustible real con gas natural a la cual operara cada caldero pirotubular. Para lo cual se debe determinar el número de Kmol de cada hidrocarburo en base a 100 Kg de combustible.

Evaluación del número de Kmol de cada hidrocarburo

HC	$M_{C_nH_m}$ (Kg/Kmol)	$g_i = m$ (Kg)	$n = \frac{m}{M_{C_nH_m}}$ (Kmol)
CH ₄	16	95.08	5.9425
C ₂ H ₆	30	2.14	0.0713
C ₃ H ₈	44	0.29	0.0066
C ₄ H ₁₀	58	0.11	0.0019
C ₅ H ₁₂	72	0.04	0.0006
C ₆ H ₁₄	86	0.01	0.0001
N ₂	28	1.94	0.0693
CO ₂	44	0.39	0.0089
		100	

Combustión completa.

Para análisis de combustión es necesario, definir la masa de gas natural, aire y gases residuales en función de sus números de moles y peso molecular.

$$m_{\text{Gas Natural}} = 5.9425\text{CH}_4 + 0.0713\text{C}_2\text{H}_6 + 0.0066\text{C}_3\text{H}_8 + 0.0019\text{C}_4\text{H}_{10} \\ + 0.0006\text{C}_5\text{H}_{12} + 0.0001\text{C}_6\text{H}_{14} + 0.0693\text{N}_2 + 0.0089\text{CO}_2$$

$$m_{\text{aire}} = \alpha * (\text{O}_2 + 3.76 \text{N}_2)$$

$$m_{\text{gases evacuados}} = \beta\text{CO}_2 + \gamma\text{H}_2\text{O} + \varphi\text{N}_2$$

Sustituyendo en la ecuación del balance de masas:

$$5.9425\text{CH}_4 + 0.0713\text{C}_2\text{H}_6 + 0.0066\text{C}_3\text{H}_8 + 0.0019\text{C}_4\text{H}_{10} + 0.0006\text{C}_5\text{H}_{12} \\ + 0.0001\text{C}_6\text{H}_{14} + 0.0693\text{N}_2 + 0.0089\text{CO}_2 + \alpha * (\text{O}_2 + 3.76 \text{N}_2) \\ = \beta\text{CO}_2 + \gamma\text{H}_2\text{O} + \varphi\text{N}_2$$

Determinación del número de Kmol, del carbono (Balance de carbonos):

$$5.9425 + 2 * 0.0713 + 3 * 0.0066 + 4 * 0.0019 + 5 * 0.0006 + 6 * 0.0001 + 0.0089 \\ = \beta$$

$$\beta = 6.125 \text{Kmol}$$

Determinación del número de mol, del hidrogeno (Balance de hidrógenos):

$$5.9425 * 4 + 6 * 0.0713 + 8 * 0.0066 + 10 * 0.0019 + 12 * 0.0006 + 14 * \\ 0.0001 = 2\gamma$$

$$\gamma = 12.14 \text{Kmol}$$

Determinación del número de mol, del oxígeno (Balance de oxígenos):

$$2 * 0.0089 + 2\alpha = 2\beta + \gamma$$

$$\alpha = \frac{2\beta + \gamma - 2 * 0.0089}{2} = \frac{2 * 6.125 + 12.14 - 2 * 0.0089}{2} = 12.2 \text{Kmol}$$

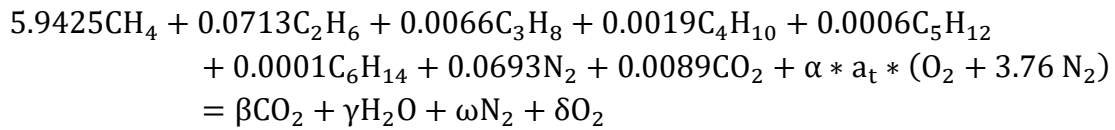
Determinación del número de mol, del nitrógeno (Balance de nitrógenos):

$$2 * 0.0693 + 2 * 3.76\alpha = 2\varphi$$

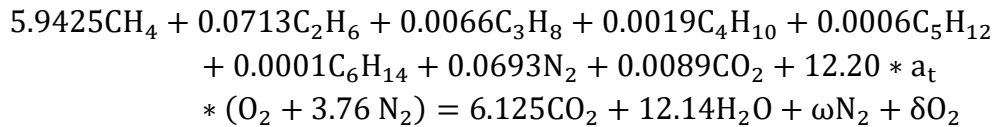
$$2 * 0.0693 + 2 * 3.76 * 12.2 = 2\varphi$$

$$\varphi = 46 \text{Kmol}$$

Combustión real e incompleta.

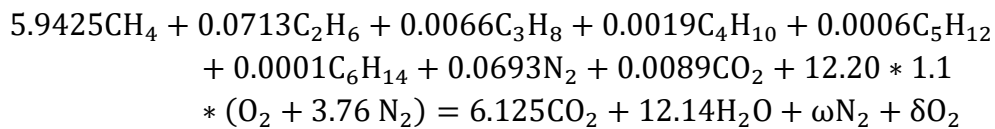


Donde, $\alpha, \beta \wedge \gamma$, se mantienen constantes



Para el gas natural, el exceso de aire varía entre un mínimo de 10% y un máximo de 40%, necesitamos evaluar el consumo de gas natural máximo que consumiría el caldero pirotubular, por lo tanto se considerara el 10%, es decir el porcentaje de aire teórico (a_t), es 110%.

Tenemos:



Balance de oxígenos:

$$2 * 0.0089 + 2 * 12.20 * 1.1 = 2 * 6.125 + 12.14 + 2\delta$$

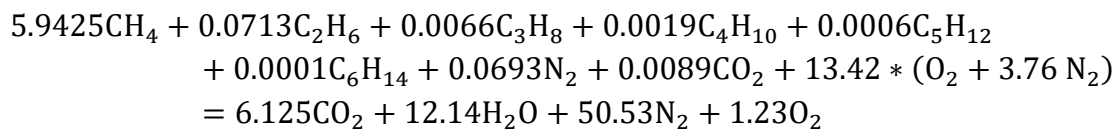
$$\delta = 1.23 \text{Kmol}$$

Balance de Nitrógenos:

$$2 * 0.0693 + 2 * 3.76 * 1.1 * 12.20 = 2\omega$$

$$\omega = 50.53 \text{Kmol}$$

Finalmente, la ecuación real de combustión, sería:



Masas reales de la combustión.

De la ecuación real de combustión tenemos;

Masa de combustible:

$$m_{\text{Gas Natural}} = 5.9425\text{CH}_4 + 0.0713\text{C}_2\text{H}_6 + 0.0066\text{C}_3\text{H}_8 + 0.0019\text{C}_4\text{H}_{10} \\ + 0.0006\text{C}_5\text{H}_{12} + 0.0001\text{C}_6\text{H}_{14} + 0.0693\text{N}_2 + 0.0089\text{CO}_2$$

$$m_{\text{Gas Natural}} = 5.9425 * 16 + 0.0713 * 30 + 0.0066 * 44 + 0.0019 * 58 + 0.0006 * 72 + 0.0001 * 86 + 0.0693 * 28 + 0.0089 * 44$$

$$m_{\text{Gas Natural}} = 100 \text{ Kg}$$

Masa de aire:

$$m_{\text{aire}} = 13.42 * (O_2 + 3.76 N_2)$$

$$m_{\text{aire}} = 13.42 * (32 + 3.76 * 28)$$

$$m_{\text{aire}} = 1842.30 \text{ Kg}$$

Masa de gases residuales:

$$m_{\text{GR}} = 6.125CO_2 + 12.14H_2O + 50.53N_2 + 1.23O_2$$

$$m_{\text{GR}} = 6.125 * 44 + 12.14 * 18 + 50.53 * 28 + 1.23 * 32$$

$$m_{\text{GR}} = 1942.22 \text{ Kg}$$

Ratio de combustión.

Determinamos la ratio de combustión o relación aire combustible:

$$r_{(a/c)} = \frac{m_{\text{aire}}}{m_{\text{Gas Natural}}}$$

$$r_{(a/c)} = \frac{1842.30 \text{ Kg aire}}{100 \text{ Kg GN}}$$

$$r_{(a/c)} = 18.42 \frac{\text{Kg aire}}{\text{Kg comb.}}$$

Diseño del tanque de almacenamiento de gas natural y accesorios de seguridad.

El diseño del tanque de almacenamiento de gas natural, se basada en la metodología de cálculo del Código ASME Sección VIII Div. 1; mediante el siguiente procedimiento:

Determinación de la masa de gas natural.

Es la masa contenida en el tanque cilíndrico horizontal, para almacenar gas natural en fase líquida, es decir GNL (Gas Natural Licuado).

El tanque de gas natural, se diseñará para un servicio de 3 días (66 horas), por lo tanto, la masa contenida en el recipiente, sería:

$$m_{\text{GN}} = 718.12 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} * 66 \frac{\text{h}}{\text{día}} = 52676 \frac{\text{Kg}}{\text{día}}$$

Densidad del gas natural licuado.

Densidad del GNL

Fase	HC	Densidad unitaria, ρ_i [$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$]	Participación másica, g_i	Densidad del GNL, ρ_{GNL} Ecuación (70)
Líquido	C ₁ H ₄	422.36	0.9508	401.58
Líquido	C ₂ H ₆	543.83	0.0214	11.64
Líquido	C ₃ H ₈	580.88	0.0029	1.68
Líquido	C ₄ H ₁₀	601.26	0.0011	0.661
Líquido	C ₅ H ₁₂	630	0.0004	0.252
Líquido	C ₆ H ₁₄	654.8	0.0001	0.0655
Líquido	N ₂	806.11	0.0194	15.64
Líquido	CO ₂	1256.74	0.0039	4.901
				436.42

Fuente: Organismo Supervisor de la Inversión en Energía y Minería, 2017

Volumen de gas natural contenido en el tanque cilíndrico.

La masa del gas natural en estado líquido (GNL) y en estado gaseoso (GNC) es la misma. Por lo tanto:

De la ecuación:

$$V_{\text{GN}} = \frac{52676 \frac{\text{Kg}}{\text{día}}}{436.42 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 120.7 \frac{\text{m}^3}{\text{día}}$$

Volumen máximo.

Los tanques de almacenamiento de gas natural, por lo general se diseñan con un 20% adicional a su capacidad máxima.

$$(V_{\text{GNL}})_{\text{máx}} = 120.7 \text{ m}^3 * 1.2 = 144.84 \text{ m}^3 = 5115 \text{ pie}^3$$

Condiciones de operación del tanque cilíndrico horizontal.

Las condiciones de operación del tanque cilindro horizontal a GNL, se regirá según lo expuesto en la Sección VIII – División 1 del código ASME:

Presión y Temperatura de almacenamiento: Norma Técnica peruana: NTP-111.013

Presión = 14.5 psi (1 bar abs.)

Temperatura = - 162° C (- 259.6 °F)

Margen de corrosión: 0.125 pulg (3.175mm)

Velocidad de corrosión: 5 milésimas de pulg/año

Vida operativa del recipiente a gas natural, ecuación (73):

$$\text{Vida operativa} = \frac{0.125 \text{ pulg}}{0.005 \frac{\text{pulg}}{\text{año}}} = 25 \text{ años}$$

Material del tanque: Acero al carbón SA-285 Grado C (Material recomendado para tanques a gas natural-ASME), con un esfuerzo admisible de 13.8Kpsi

Eficiencia de soldadura: Los tipos de uniones, serán soldados a tope unida con soldadura por ambos lados, con una eficiencia del 85%

Presión de diseño.

Basada en la presión de operación $P_o = 14.5$ psi:

$$P = 14.5 + 30 = 44.5 \text{ psi}$$

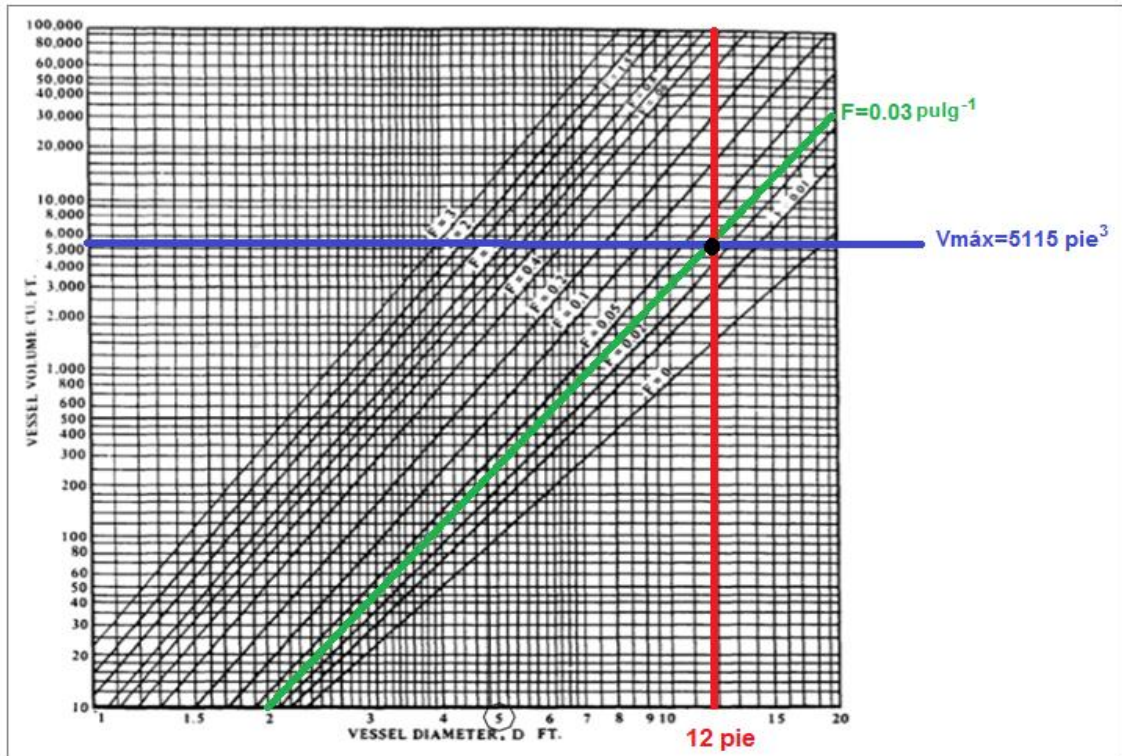
Dimensionamiento óptimo del recipiente.

Para determinar el diámetro óptimo, primero se determina el factor "F" de medidas adecuadas en el recipiente a presión:

$$F = \frac{P}{C * S * E}$$
$$F = \frac{44.5}{0.125 * 13.8 * 10^3 * 0.85} = 0.030 \text{ pulg}^{-1}$$

De la figura 5, intersectamos el valor de 0.030 pulg^{-1} y 5115 pie^3 , obteniendo el diámetro interior del tanque:

$$D_{\text{int}} = 12 \text{ pies} = 144 \text{ pulg} = 3.6576 \text{ m}$$



Medidas óptimas del diámetro interior del recipiente

Longitud del tanque.

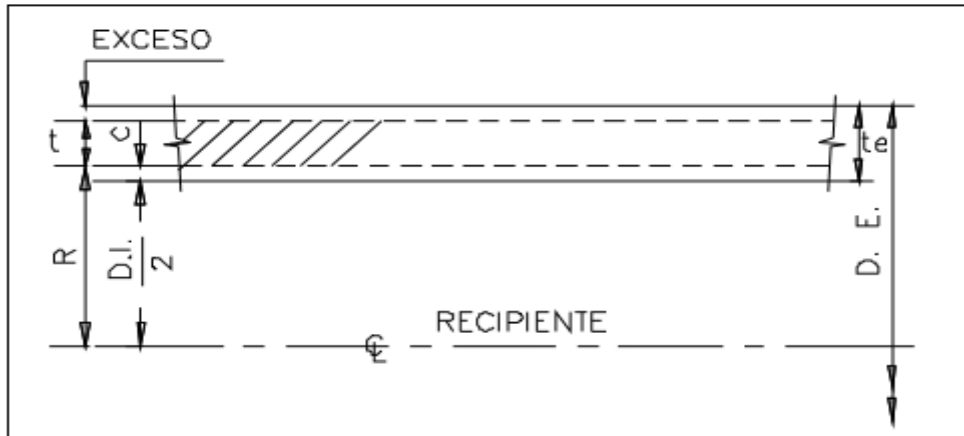
Ya obtenido el diámetro interno óptimo, se procede a determinar el valor de la longitud del recipiente:

$$L = \frac{4 * 5115 \text{ pie}^3}{\pi * (12 \text{ pie})^2} - \frac{12 \text{ pie}}{3}$$

$$L = 41.23 \text{ pie} = 494.76 \text{ pulg} = 12.57 \text{ m}$$

Cálculo del espesor del cuerpo y tapas por presión interna.

Para un recipiente cilíndrico horizontal por presión interna, es necesario realizar independientemente el cálculo del espesor del cuerpo y las tapas.



Espesor de pared del cuerpo.

$$t = \frac{P * R_{int}}{S * E - 0.6 P}$$

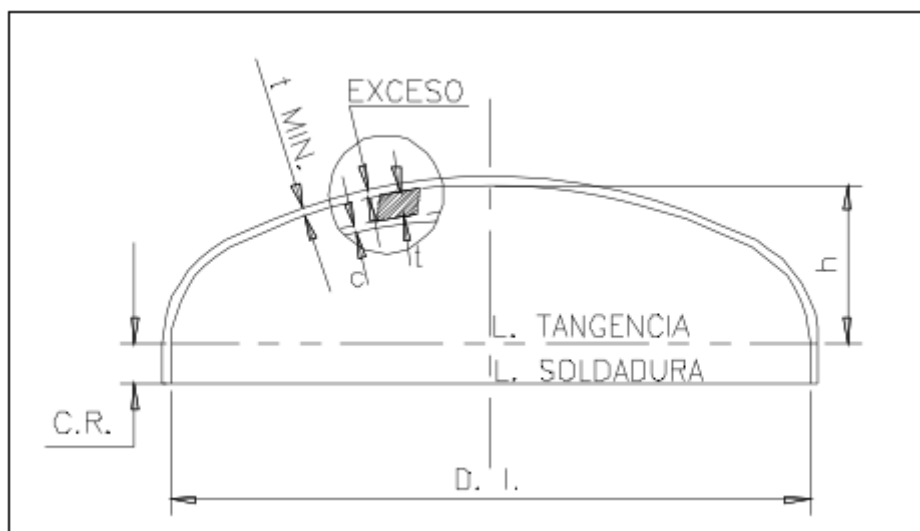
Reemplazando:

$$t = \frac{0.0445 * 72}{13.8 * 0.85 - 0.6 * 0.0445} = 0.274 \text{ pulg}$$

El valor obtenido, se le suma el margen de corrosión y el valor obtenido se aproxima a valores comerciales, es decir:

$$t_e = 0.274 + 2 * 0.125 = 0.524 \text{ pulg} \approx \frac{5}{8} \text{ pulg}$$

Cálculo del espesor de pared de las tapas semielípticas.



Cabezales del recipiente a GNL

Tenemos:

$$t = \frac{0.0445 * 72}{(13.8 * 0.85 - 0.1 * 0.0445)} = 0.273 \text{ pulg}$$

El valor obtenido, se le suma el margen de corrosión y el valor obtenido se aproxima a valores comerciales, es decir:

$$t_e = 0.273 + 2 * 0.125 = 0.523 \text{ pulg} \approx \frac{5}{8} \text{ pulg}$$

Calculamos las alturas.

$$h_{\text{int}} = \frac{144 \text{ pulg}}{4} = 36 \text{ pulg}$$

$$h_{\text{ext}} = 36 + \frac{5}{8} = 36.625 \text{ pulg}$$

Diámetro exterior del tanque de GNL.

$$D_{\text{ext}} = D_{\text{int}} + 2 * t_e = 144 + 2 * \frac{5}{8} = 145.25 \text{ pulg}$$

A.4. DIMENSIONAMIENTO DE TUBERÍAS

a) Dimensionamiento de las tuberías de vapor saturado y aislamiento térmico: C → D, E → F y G → H a 10bar abs.

Se dimensionara la red de tuberías de vapor saturado desde las 2 calderas pirotubulares de 800BHP hasta el manifold actual, por tener parámetros de operación iguales tales como: presión de vapor, flujo de vapor y material de tubería.

- Dimensionamiento de las tuberías C → D, E → F y G → H:

Flujo másico de vapor en la tubería:

$$\dot{m}_v = 800\text{BHP} * \frac{15.66}{1\text{BHP}} = 6264 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 1.74 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Velocidad promedio del vapor saturado: $U_v = 25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Dimensionamiento de la tubería de vapor:

$$\dot{m}_v = \rho_v * U_v * S$$

Remplazando los valores conocidos y determinando la superficie transversal de la tubería de vapor, tenemos:

$$1.74 \frac{\text{Kg}}{\text{S}} = 5.14504 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 25 \frac{\text{m}}{\text{S}} * S$$

$$S = 0.0135\text{m}^2$$

Dónde:

$$S = \frac{\pi * d_{\text{int}}^2}{4} \rightarrow d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0.0135)}{\pi}} = 0.131 \text{ m} = 131 \text{ mm}$$

La tubería de vapor saturado es de material, ASTM A-53 sin costura Grado A, al Si, con un esfuerzo admisible a la temperatura de saturación de 179.878°C (10bar abs) de:

$$\sigma_{\text{adm}} = 840 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 824.04 \text{ bar}$$

El número de célula seria:

$$N^{\circ}\text{cedula} = 1000 * \frac{P_v}{\sigma_{\text{adm}}} * f. s$$

Y el factor de seguridad en el diseño de tuberías de vapor varía entre 1.2 a 2, tomaremos un factor de seguridad promedio de 1.6.

El número de cedula seria:

$$N^{\circ}\text{cedula} = 1000 * \frac{10 \text{ bar}}{824.04 \text{ bar}} * 1.6 = 19.42 \cong 40$$

Aproximaremos el número de cedula de 19.42 a 40, valor normalizado

De las dimensiones de tubos de acero ASTM A – 53, Sch 40 Std

Tenemos:

$$D_n = 5 \text{ pulg} \left\{ \begin{array}{l} d_{\text{int}} = 128.194 \text{ mm} \\ d_{\text{ext}} = 141.3 \text{ mm} \\ e_{\text{tubo}} = 6.553 \text{ mm} \end{array} \right.$$

- Recalculando la velocidad del vapor saturado seco:

$$U_v = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v * S}$$

$$U_v = \frac{1.74 \text{ Kg/s}}{\left(5.14504 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) * \left(\frac{\pi * (128.194 * 10^{-3})^2}{4}\right) \text{m}^2}$$

$$U_v = 26.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Aislamiento térmico de las tuberías C → D, E → F y G → H:

Con tubería desnuda:

En la figura 7, se muestran los parámetros de operación de las tuberías de vapor C → D, E → F y G → H, desde la caldera de 1200 BHP hasta el manifold nuevo.

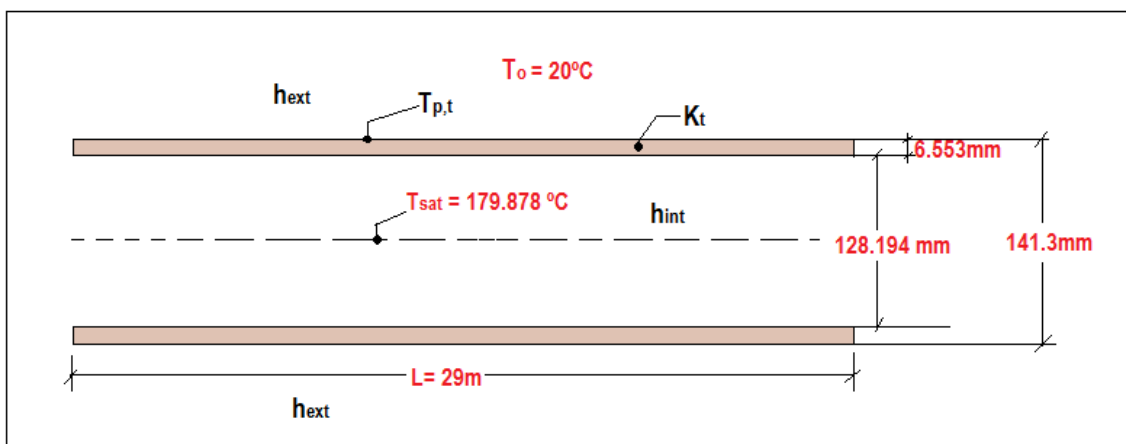


Figura 7. Parámetros de operación de las tuberías C → D, E → F y G → H desnuda.

Número de Reynolds:

$$Re_v = \frac{\rho_v * U_v * d_{int}}{\mu_v}$$

$$Re_v = \frac{\left(5.14504 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) * \left(26.2 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) * (128.194 * 10^{-3} \text{m})}{15.0213 * 10^{-6}}$$

$$Re_v = 1.15 * 10^6$$

Número de Nusselt:

De la ecuación de Dittus – Boelter:

$$Nu = 0.023 * Re_v^{0.8} * Pr_v^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 * (1.15 * 10^6)^{0.8} * (1.11807)^{0.4}$$

$$Nu = 1697$$

Coefficiente de convección interno:

$$h_{int} = \frac{Nu * K_v}{d_{int}}$$

$$h_{int} = \frac{(1697) * (0.03643 \text{ W/m}^\circ\text{C})}{128.194 * 10^{-3} \text{ m}}$$

$$h_{int} = 482.25 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$$

El coeficiente de convección de pared-medio ambiente (externo) es:

$$h_{ext} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{U_{aire}}$$

Dónde:

$$U_{aire} = 5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ (Velocidad del aire promedio en Trujillo– para lugares abiertos)}$$

Tenemos:

$$h_{ext} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{5}$$

$$h_{ext} = 27.16 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$$

Conductividad térmica:

La conductividad térmica para el material, ASTM A-53 sin costura Grado A, al

Si, a la temperatura de 179.878°C (452.878 °K) es: $K_t = 54.4 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$

Potencia térmica perdida en tubería desnuda:

Tenemos:

$$\dot{Q}_{P_{desnuda}} = \frac{T_{sat} - T_0}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right) + \frac{1}{r_{int} * h_{int}} + \frac{1}{r_{ext} * h_{ext}} \right]}$$

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{179.878 - 20}{\frac{1}{2\pi * 29} \left[\frac{1}{54.4} * \ln\left(\frac{0.07065}{0.064097}\right) + \frac{1}{0.064097 * 482.25} + \frac{1}{0.07065 * 27.16} \right]}$$

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = 52462.71 \text{ W}$$

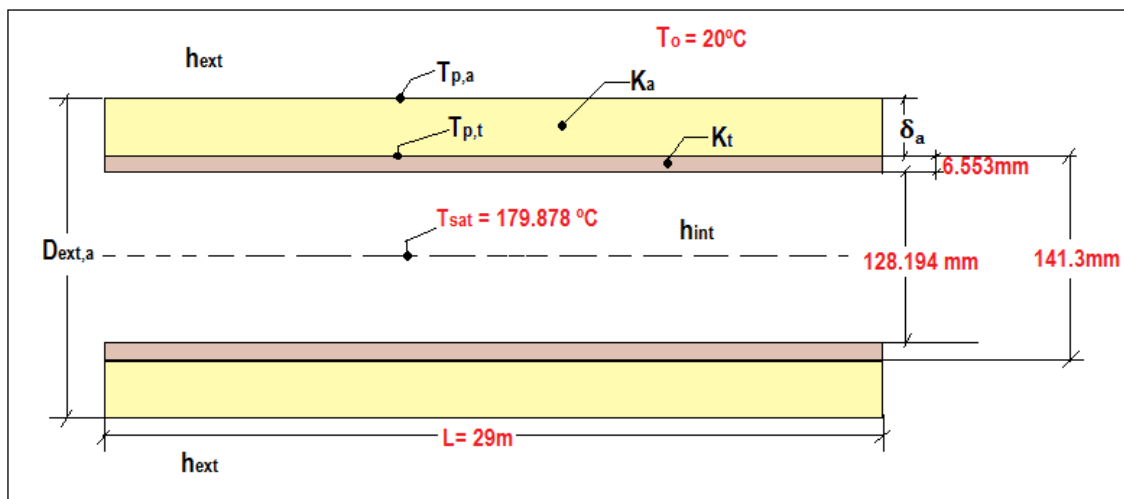
Temperatura de la superficie exterior de la tubería:

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{T_{\text{sat}} - T_{p,t}}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln\left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}}\right) + \frac{1}{r_{\text{int}} * h_{\text{int}}} \right]}$$

$$52462.71 \text{ W} = \frac{179.878 - T_{p,t}}{\frac{1}{2\pi * 29} \left[\frac{1}{54.4} * \ln\left(\frac{0.07065}{0.064097}\right) + \frac{1}{0.064097 * 482.25} \right]}$$

$$T_{p,t} = 170.05 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con tubería aislada:



Parámetros de operación de las tuberías C → D, E → F y G → H aislada.

Rendimiento promedio: $\eta_{\text{aisl}} = 95\%$

Pérdida de potencia con aislante:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - \eta_{\text{aislada}}) * Q_{P_{\text{desnuda}}}$$

Remplazando:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - 0.95) * 52462.71 \text{ W}$$

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = 2623.14 \text{ W}$$

Conductibilidad térmica del aislamiento:

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * T_m$$

Donde la temperatura media:

$$T_m = \frac{T_{p,t} + T_{p,a}}{2}$$

Y considerando, una temperatura exterior para el aislante de 35°C

$$T_m = \frac{170.05 \text{ °C} + 35 \text{ °C}}{2}$$

$$T_m = 102.525 \text{ °C}$$

La conductividad térmica:

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * (102.525)$$

$$K_a = 0.0655 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Transferencia de calor por conducción en el aislante:

$$\dot{Q}_{P_{\text{aislante}}} = \frac{(T_{p,t} - T_{p,a})}{\left(\frac{1}{2\pi * K_a * L}\right) * \ln\left(\frac{D_{\text{ext},a}}{d_{\text{ext}}}\right)}$$

Despejando el diámetro exterior del aislante, tenemos:

$$\ln\left(\frac{D_{\text{ext},a}}{d_{\text{ext}}}\right) = \frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}$$

$$D_{\text{ext},a} = d_{\text{ext}} * e^{\frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}}$$

Reemplazamos:

$$D_{\text{ext},a} = 0.1413 * e^{\frac{2\pi * 0.0655 * 29 * (170.05 - 35)}{2623.14}}$$

$$D_{\text{ext},a} = 0.2612 \text{ m}$$

Finalmente; el espesor de la aislante seria:

$$\delta_a = \frac{D_{\text{ext},a} - d_{\text{ext}}}{2}$$

$$\delta_a = \frac{0.2612 \text{ m} - 0.1413 \text{ m}}{2}$$

$$\delta_a = 0.06 \text{ m} \approx 2 \frac{1}{2} \text{ pulg}$$

Número de fardos:

De las especificaciones técnicas, las dimensiones de un fardo son:

Longitud: 15.24 m

Ancho: 1219 mm

Espesor: 25.4 mm

El área transferencia de calor de un fardo, seria:

$$S_f = 15.24 \text{ m} * 1.219 \text{ m} = 18.58 \text{ m}^2$$

Superficie lateral de transferencia de calor de las tuberías de vapor:

$$S_L = \pi * d_{\text{ext}} * L$$

La longitud promedio de la red de tuberías desde las 3 calderas hasta el manifold es: 29 m.

$$S_L = \pi * 141.3 * 10^{-3} \text{ m} * 29 \text{ m}$$

$$S_L = 12.87 \text{ m}^2$$

Número de fardo unitario:

$$N_{f,u} = \frac{S_L}{S_f}$$

$$N_{f,u} = \frac{12.87 \text{ m}^2}{18.58 \text{ m}^2}$$

$$N_{f,u} = 0.7 \text{ fardos/pulg}$$

El número de fardos totales serian:

$$N_{f,t} = N_{f,u} * \delta_a$$

$$N_{f,t} = 0.7 \frac{\text{fardos}}{\text{pulg}} * 2 \frac{1}{2} \text{ pulg}$$

$$N_{f,t} = 1.75 \approx 1 \frac{3}{4} \text{ fardos}$$

REINGENIERÍA DEL MANIFOLD ACTUAL:

a) Dimensionamiento y aislamiento térmico del manifold actual:

- Dimensionamiento del manifold actual a 10bar abs.

Flujo másico de vapor en el manifold:

$$\dot{m}_v = (800 + 800 + 900 + 1200) \text{BHP} * \frac{15.66}{1 \text{BHP}} = 23490 \frac{\text{Kg}}{\text{h}} = 6.525 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$$

Velocidad promedio del vapor saturado: $U_v = 25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Dimensionamiento del manifold de vapor:

$$\dot{m}_v = \rho_v * U_v * S$$

Remplazando los valores conocidos y determinando la superficie transversal del manifold de vapor, tenemos:

$$6.525 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 5.14504 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 25 \frac{\text{m}}{\text{s}} * S$$

$$S = 0.0507 \text{m}^2$$

Dónde:

$$S = \frac{\pi * d_{\text{int}}^2}{4} \rightarrow d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0.0507)}{\pi}} = 0.254 \text{ m} = 10 \text{ pulg}$$

La tubería de vapor saturado es de material, ASTM A-53 sin costura Grado A, al Si, con un esfuerzo admisible a la temperatura de saturación de 179.878°C (10bar abs) de: $\sigma_{adm} = 840 \frac{Kgf}{cm^2} = 824.04 \text{ bar}$

El número de célula seria:

$$N^{\circ}cedula = 1000 * \frac{Pv}{\sigma_{adm}} * f.s$$

Y el factor de seguridad en el diseño de tuberías de vapor varía entre 1.2 a 2, tomaremos un factor de seguridad promedio de 1.6.

El número de cedula seria:

$$N^{\circ}cedula = 1000 * \frac{10 \text{ bar}}{824.04 \text{ bar}} * 1.6 = 19.42 \cong 40$$

Aproximaremos el número de cedula de 19.42 a 40, valor normalizado

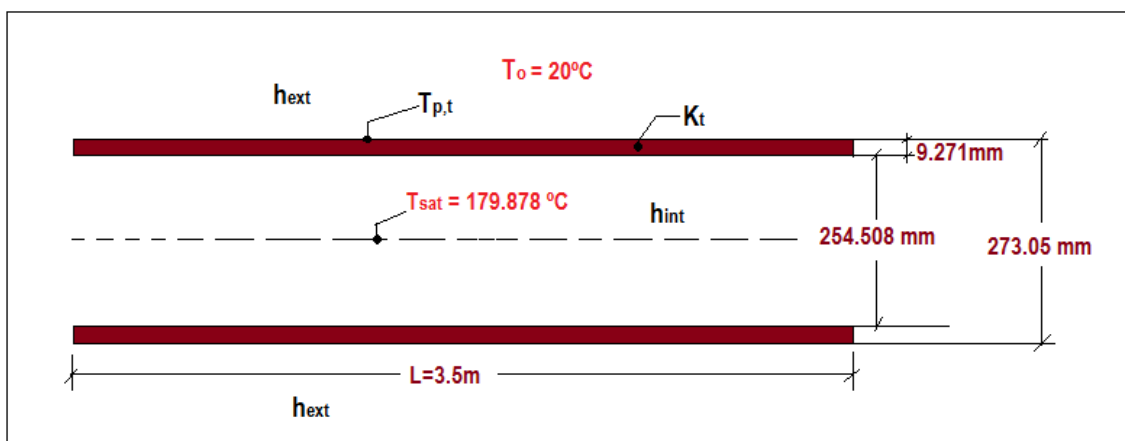
De las dimensiones de tubos de acero ASTM A – 53, Sch 40 Std

Tenemos:

$$D_n = 10 \text{ pulg} \left\{ \begin{array}{l} d_{int} = 10.02 \text{ pulg} = 254.508 \text{ mm} \\ d_{ext} = 10.75 \text{ pulg} = 273.05 \text{ mm} \\ e_{tubo} = 0.365 \text{ pulg} = 9.271 \text{ mm} \end{array} \right.$$

- Aislamiento térmico del manifold actual:

Con tubería desnuda:



Parámetros de operación del manifold actual.

Número de Reynolds:

$$Re_v = \frac{\rho_v * U_v * d_{int}}{\mu_v}$$

$$Re_v = \frac{\left(5.14504 \frac{kg}{m^3}\right) * \left(25 \frac{m}{s}\right) * (254.508 * 10^{-3} m)}{15.0213 * 10^{-6}}$$

$$Re_v = 2.18 * 10^6$$

Número de Nusselt:

De la ecuación de Dittus – Boelter:

$$Nu = 0.023 * Re_v^{0.8} * Pr_v^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 * (2.18 * 10^6)^{0.8} * (1.11807)^{0.4}$$

$$Nu = 2830.6$$

Coefficiente de convección interno:

$$h_{int} = \frac{Nu * K_v}{d_{int}}$$

$$h_{int} = \frac{(2830.6) * (0.03643 W/m^{\circ}C)}{254.508 * 10^{-3} m}$$

$$h_{int} = 405.17 \frac{W}{m^2 \circ C}$$

El coeficiente de convección de pared-medio ambiente (externo) es:

$$h_{ext} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{U_{aire}}$$

Dónde:

$$U_{aire} = 5 \frac{m}{s} \text{ (Velocidad del aire promedio en Trujillo– para lugares abiertos)}$$

Tenemos:

$$h_{ext} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{5}$$

$$h_{ext} = 27.16 \frac{W}{m^2 \circ C}$$

Conductividad térmica:

La conductividad térmica para el material, ASTM A-53 sin costura Grado A, al Si, a la temperatura de 179.878°C (452.878 °K) es: $K_t = 54.4 \frac{W}{m \cdot K}$

Potencia térmica perdida en tubería desnuda:

Tenemos:

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{T_{\text{sat}} - T_0}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln \left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}} \right) + \frac{1}{r_{\text{int}} * h_{\text{int}}} + \frac{1}{r_{\text{ext}} * h_{\text{ext}}} \right]}$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} &= \frac{179.878 - 20}{\frac{1}{2\pi * 3.5} \left[\frac{1}{54.4} * \ln \left(\frac{0.136525}{0.127254} \right) + \frac{1}{0.127254 * 405.17} + \frac{1}{0.136525 * 27.16} \right]} \end{aligned}$$

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = 12108.2 \text{ W}$$

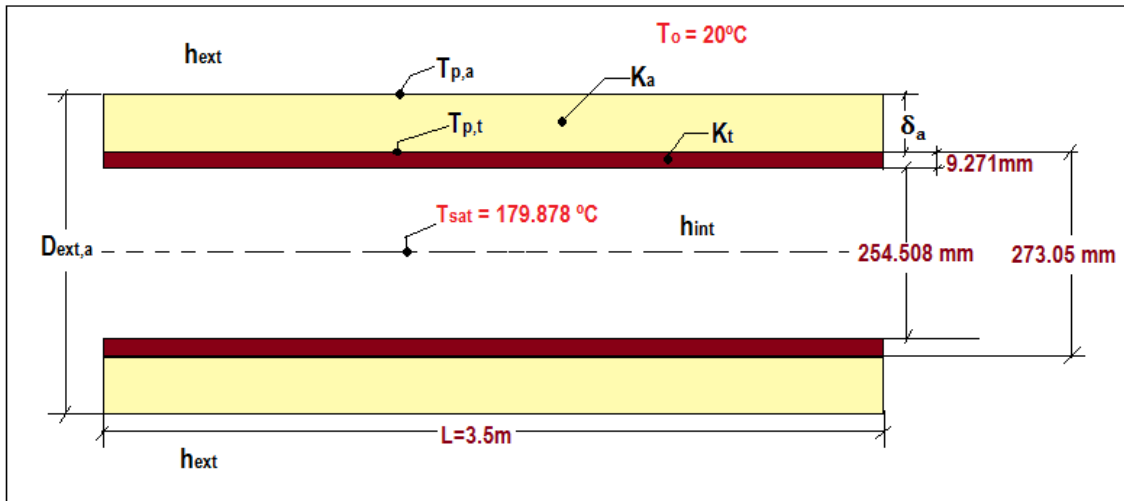
Temperatura de la superficie exterior de la tubería:

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{T_{\text{sat}} - T_{p,t}}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln \left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}} \right) + \frac{1}{r_{\text{int}} * h_{\text{int}}} \right]}$$

$$12108.2 \text{ W} = \frac{179.878 - T_{p,t}}{\frac{1}{2\pi * 3.5} \left[\frac{1}{54.4} * \ln \left(\frac{0.136525}{0.127254} \right) + \frac{1}{0.127254 * 405.17} \right]}$$

$$T_{p,t} = 168.5 \text{ °C}$$

Con tubería aislada:



Parámetros de operación del manifold actual aislado.

Rendimiento promedio: $\eta_{\text{aisl}} = 95\%$

Pérdida de potencia con aislante:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - \eta_{\text{aislada}}) * Q_{P_{\text{desnuda}}}$$

Remplazando:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - 0.95) * 12108.2 \text{ W}$$

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = 605.41 \text{ W}$$

Conductibilidad térmica del aislamiento:

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * T_m$$

Donde la temperatura media:

$$T_m = \frac{T_{p,t} + T_{p,a}}{2}$$

Y considerando, una temperatura exterior para el aislante de 35°C

$$T_m = \frac{168.5 \text{ °C} + 35\text{°C}}{2}$$

$$T_m = 101.75 \text{ °C}$$

La conductividad térmica:

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * (101.75)$$

$$K_a = 0.0654 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$$

Transferencia de calor por conducción en el aislante:

$$\dot{Q}_{P_{\text{aislante}}} = \frac{(T_{p,t} - T_{p,a})}{\left(\frac{1}{2\pi * K_a * L}\right) * \ln\left(\frac{D_{\text{ext,a}}}{d_{\text{ext}}}\right)}$$

Despejando el diámetro exterior del aislante, tenemos:

$$\ln\left(\frac{D_{\text{ext,a}}}{d_{\text{ext}}}\right) = \frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}$$

$$D_{\text{ext,a}} = d_{\text{ext}} * e^{\frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}}$$

Reemplazamos:

$$D_{\text{ext,a}} = 0.27305 * e^{\frac{2\pi * 0.0654 * 3.5 * (168.5 - 35)}{605.41}}$$

$$D_{\text{ext,a}} = 0.375 \text{ m}$$

Finalmente; el espesor de la aislante seria:

$$\delta_a = \frac{D_{\text{ext,a}} - d_{\text{ext}}}{2}$$

$$\delta_a = \frac{0.375\text{m} - 0.27305\text{m}}{2}$$

$$\delta_a = 0.051 \text{ m} \approx 2 \text{ pulg}$$

Número de fardos:

De las especificaciones técnicas, las dimensiones de un fardo son:

Longitud: 15.24 m

Ancho: 1219 mm

Espesor: 25.4 mm

El área transferencia de calor de un fardo, seria:

$$S_f = 15.24\text{m} * 1.219\text{m} = 18.58 \text{ m}^2$$

Superficie lateral de transferencia de calor del manifold:

$$S_L = \pi * d_{ext} * L$$

La longitud del manifold es: 3.5 m.

$$S_L = \pi * 273.05 * 10^{-3} \text{m} * 3.5 \text{ m}$$

$$S_L = 3 \text{ m}^2$$

Número de fardo unitario:

$$N_{f,u} = \frac{S_L}{S_f}$$

$$N_{f,u} = \frac{3 \text{ m}^2}{18.58 \text{ m}^2}$$

$$N_{f,u} = 0.16 \text{ fardos/pulg}$$

El número de fardos totales serian:

$$N_{f,t} = N_{f,u} * \delta_a$$

$$N_{f,t} = 0.16 \frac{\text{fardos}}{\text{pulg}} * 2 \text{ pulg}$$

$$N_{f,t} = 0.32 \approx 1/2 \text{ fardos}$$

REINGENIERÍA DE LA RED DE TUBERÍAS DE VAPOR I → J, K → L, M → N, O → P, Q → R, S → T Y U → V DESDE EL MANIFOLD NUEVO HASTA LOS PROCESOS DE INTERCAMBIO DE CALOR DE LA PLANTA TÉRMICA A 3.5 BAR ABS.

Parámetros físicos promedios del vapor saturado.

Parámetro físico	Densidad	Viscosidad dinámica	Conductividad térmica	Numero de Prandtl
Valor	1.90774	$13.6072 * 10^{-6}$	0.03	1.045
Unidad	$\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$	Pa. s	$\frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{C}}$	Adimensional
Símbolo	ρ_v	μ_v	K_v	Pr_v

Dimensionamiento de la tubería de vapor saturado y aislamiento térmico: I → J, a 3.5 bar abs.

- Dimensionamiento de la tubería I → J:

Remplazando los valores conocidos y determinando la superficie transversal de la tubería de vapor, tenemos:

$$\dot{m}_v = \rho_v * U_v * S$$

$$2.4 \frac{\text{Kg}}{\text{S}} = 1.90774 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 25 \frac{\text{m}}{\text{S}} * S$$

$$S = 0.05032 \text{m}^2$$

Dónde:

$$S = \frac{\pi * d_{\text{int}}^2}{4} \rightarrow d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0.05032)}{\pi}} = 0.2531 \text{ m} = 9.96 \text{ pulg}$$

La tubería de vapor saturado es de material, ASTM A-53 sin costura Grado A, al Sí, con un esfuerzo admisible a la temperatura de saturación de 138.857°C (3.5bar abs) de: $\sigma_{\text{adm}} = 840 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 824.04 \text{ bar}$

El número de célula seria:

$$N^{\circ}\text{cedula} = 1000 * \frac{P_v}{\sigma_{\text{adm}}} * f. s$$

Y el factor de seguridad en el diseño de tuberías de vapor varía entre 1.2 a 2, tomaremos un factor de seguridad promedio de 1.6.

El número de cedula seria:

$$N^{\circ}\text{cedula} = 1000 * \frac{3.5 \text{ bar}}{824.04 \text{ bar}} * 1.6 = 6.8 \cong 40$$

Aproximaremos el número de cedula de 6.8 a 40, valor normalizado

De las dimensiones de tubos de acero ASTM A – 53, Sch 40 Std

Tenemos:

$$D_n = 10 \text{ pulg} \left\{ \begin{array}{l} d_{\text{int}} = 10.02 \text{ pulg} = 254.508 \text{ mm} \\ d_{\text{ext}} = 10.75 \text{ pulg} = 273.05 \text{ mm} \\ e_{\text{tubo}} = 0.365 \text{ pulg} = 9.271 \text{ mm} \end{array} \right.$$

- Recalculando la velocidad del vapor saturado seco:

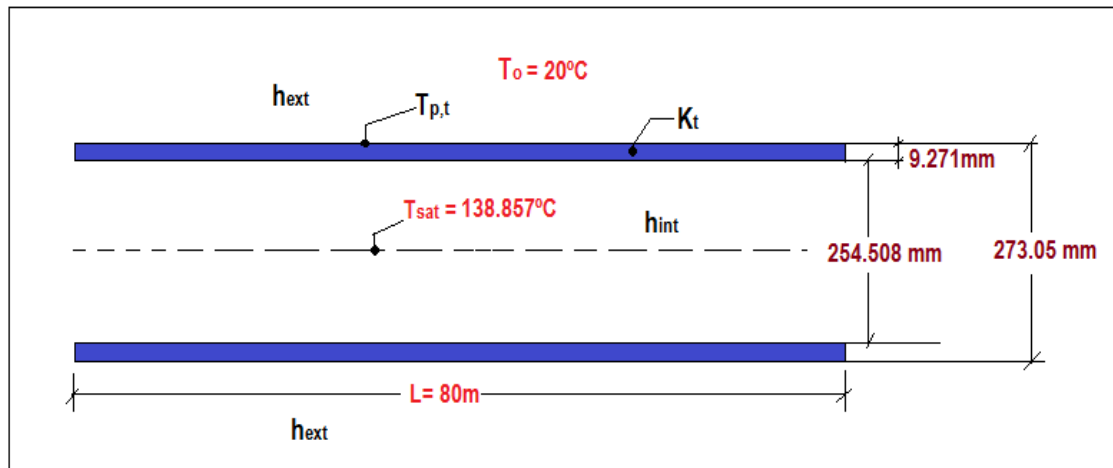
$$U_v = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v * S}$$

$$U_v = \frac{2.4 \text{ Kg/s}}{\left(1.90774 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) * \left(\frac{\pi * (254.508 * 10^{-3})^2}{4}\right) \text{m}^2}$$

$$U_v = 24.73 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Aislamiento térmico de la tubería I → J:

Con tubería desnuda:



Parámetros de operación en tubería I → J desnuda.

Número de Reynolds:

$$Re_v = \frac{\rho_v * U_v * d_{\text{int}}}{\mu_v}$$

$$Re_v = \frac{\left(1.90774 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) * \left(24.73 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) * (254.508 * 10^{-3}\text{m})}{13.6072 * 10^{-6}}$$

$$Re_v = 0.88 * 10^6$$

Número de Nusselt:

De la ecuación de Dittus – Boelter:

$$Nu = 0.023 * Re_v^{0.8} * Pr_v^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 * (0.88 * 10^6)^{0.8} * (1.045)^{0.4}$$

$$Nu = 1333.4$$

Coefficiente de convección interno:

$$h_{int} = \frac{Nu * K_v}{d_{int}}$$

$$h_{int} = \frac{(1333.4) * (0.03 \text{ W/m}^\circ\text{C})}{254.508 * 10^{-3} \text{ m}}$$

$$h_{int} = 157.17 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

El coeficiente de convección de pared-medio ambiente (externo) es:

$$h_{ext} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{U_{aire}}$$

Dónde:

$U_{aire} = 5 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ (Velocidad del aire promedio en Trujillo– para lugares abiertos)

Tenemos:

$$h_{ext} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{5}$$

$$h_{ext} = 27.16 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

Conductividad térmica:

La conductividad térmica para el material, ASTM A-53 sin costura Grado A, al Si, a la temperatura de 138.857°C (411.857 °K) es: $K_t = 56.18 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$

Potencia térmica perdida en tubería desnuda:

Tenemos:

$$\dot{Q}_{P_{desnuda}} = \frac{T_{sat} - T_0}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right) + \frac{1}{r_{int} * h_{int}} + \frac{1}{r_{ext} * h_{ext}} \right]}$$

$$= \frac{138.857 - 20}{\frac{1}{2\pi * 80} \left[\frac{1}{56.18} * \ln\left(\frac{0.136525}{0.127254}\right) + \frac{1}{0.127254 * 157.17} + \frac{1}{0.136525 * 27.16} \right]}$$

$$\dot{Q}_{P_{desnuda}} = 186155.5 \text{ W}$$

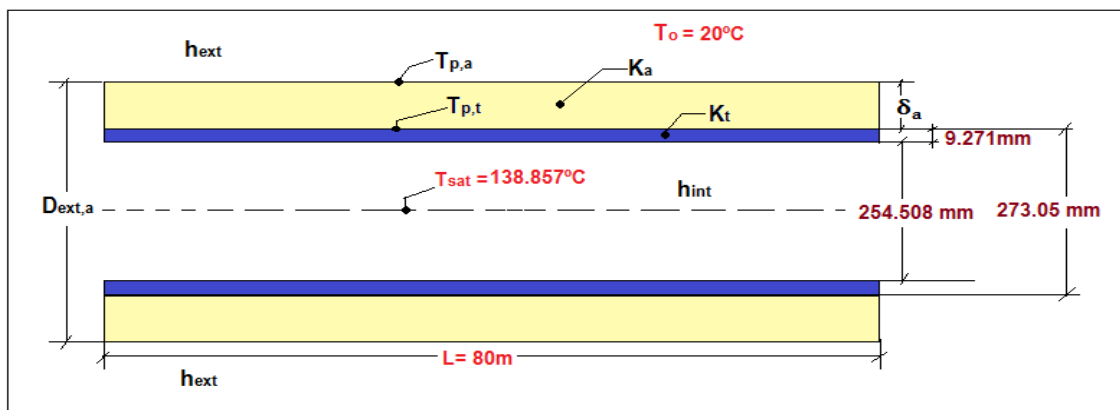
Temperatura de la superficie exterior de la tubería:

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{T_{\text{sat}} - T_{p,t}}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln\left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}}\right) + \frac{1}{r_{\text{int}} * h_{\text{int}}}\right]}$$

$$186155.5 \text{ W} = \frac{138.857 - T_{p,t}}{\frac{1}{2\pi * 80} \left[\frac{1}{56.18} * \ln\left(\frac{0.136525}{0.127254}\right) + \frac{1}{0.127254 * 157.17}\right]}$$

$$T_{p,t} = 119.88 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con tubería aislada:



Parámetros de operación en tubería I → J aislada.

Rendimiento promedio: $\eta_{\text{aisl}} = 95\%$

Pérdida de potencia con aislante:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - \eta_{\text{aislada}}) * Q_{P_{\text{desnuda}}}$$

Remplazando:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - 0.95) * 186155.5 \text{ W}$$

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = 9307.775 \text{ W}$$

Conductibilidad térmica del aislamiento:

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * T_m$$

Donde la temperatura media:

$$T_m = \frac{T_{p,t} + T_{p,a}}{2}$$

Y considerando, una temperatura exterior para el aislante de 35°C

$$T_m = \frac{119.88 \text{ °C} + 35 \text{ °C}}{2}$$
$$T_m = 77.44 \text{ °C}$$

La conductividad térmica:

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * (77.44)$$

$$K_a = 0.06 \frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}$$

Transferencia de calor por conducción en el aislante:

$$\dot{Q}_{P_{\text{aislante}}} = \frac{(T_{p,t} - T_{p,a})}{\left(\frac{1}{2\pi * K_a * L}\right) * \ln\left(\frac{D_{\text{ext},a}}{d_{\text{ext}}}\right)}$$

Despejando el diámetro exterior del aislante, tenemos:

$$\ln\left(\frac{D_{\text{ext},a}}{d_{\text{ext}}}\right) = \frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}$$

$$D_{\text{ext},a} = d_{\text{ext}} * e^{\frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}}$$

Reemplazamos:

$$D_{\text{ext},a} = 0.27305 * e^{\frac{2\pi * 0.06 * 80 * (119.88 - 35)}{9307.775}}$$

$$D_{\text{ext},a} = 0.36 \text{ m}$$

Finalmente; el espesor de la aislante seria:

$$\delta_a = \frac{D_{\text{ext},a} - d_{\text{ext}}}{2}$$

$$\delta_a = \frac{0.36 \text{ m} - 0.27305 \text{ m}}{2}$$

$$\delta_a = 0.043 \text{ m} \approx 1 \frac{3}{4} \text{ pulg}$$

Número de fardos:

De las especificaciones técnicas, las dimensiones de un fardo son:

Longitud: 15.24 m

Ancho: 1219 mm

Espesor: 25.4 mm

El área transferencia de calor de un fardo, sería:

$$S_f = 15.24\text{m} * 1.219\text{m} = 18.58 \text{ m}^2$$

Superficie lateral de transferencia de calor de la tubería de vapor:

$$S_L = \pi * d_{\text{ext}} * L$$

La longitud de la tubería I → J es: 80 m.

$$S_L = \pi * 273.05 * 10^{-3}\text{m} * 80 \text{ m}$$

$$S_L = 69.63 \text{ m}^2$$

Número de fardo unitario:

$$N_{f,u} = \frac{S_L}{S_f}$$

$$N_{f,u} = \frac{68.62 \text{ m}^2}{18.58 \text{ m}^2}$$

$$N_{f,u} = 3.7 \text{ fardos/pulg}$$

El número de fardos totales serian:

$$N_{f,t} = N_{f,u} * \delta_a$$

$$N_{f,t} = 3.7 \frac{\text{fardos}}{\text{pulg}} * 1.75 \text{ pulg}$$

$$N_{f,t} = 6.5 \approx 6 \frac{1}{2} \text{ fardos}$$

b) Dimensionamiento de la tubería de vapor saturado y aislamiento térmico: K → L, a 3.5 bar abs.

- Dimensionamiento de la tubería K → L:

Remplazando los valores conocidos y determinando la superficie transversal de la tubería de vapor, tenemos:

$$\dot{m}_v = \rho_v * U_v * S$$

$$0.17 \frac{\text{Kg}}{\text{S}} = 1.90774 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 25 \frac{\text{m}}{\text{S}} * S$$

$$S = 3.564 * 10^{-3} \text{m}^2$$

Dónde:

$$S = \frac{\pi * d_{\text{int}}^2}{4} \rightarrow d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(3.564 * 10^{-3})}{\pi}} = 0.0674 \text{ m} = 2.65 \text{ pulg}$$

La tubería de vapor saturado es de material, ASTM A-53 sin costura Grado A, al Si, con un esfuerzo admisible a la temperatura de saturación de 138.857°C (3.5bar abs) de: $\sigma_{\text{adm}} = 840 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 824.04 \text{ bar}$

El número de célula seria:

$$N^{\circ}\text{cedula} = 1000 * \frac{P_v}{\sigma_{\text{adm}}} * f. s$$

Y el factor de seguridad en el diseño de tuberías de vapor varía entre 1.2 a 2, tomaremos un factor de seguridad promedio de 1.6.

El número de cedula seria:

$$N^{\circ}\text{cedula} = 1000 * \frac{3.5 \text{ bar}}{824.04 \text{ bar}} * 1.6 = 6.8 \cong 40$$

Aproximaremos el número de cedula de 6.8 a 40, valor normalizado

De las dimensiones de tubos de acero ASTM A – 53, Sch 40 Std

Tenemos:

$$D_n = 2 \frac{1}{2} \text{ pulg} \left\{ \begin{array}{l} d_{\text{int}} = 2.47 \text{ pulg} = 62.738 \text{ mm} \\ d_{\text{ext}} = 2.88 \text{ pulg} = 73.152 \text{ mm} \\ e_{\text{tubo}} = 0.205 \text{ pulg} = 5.207 \text{ mm} \end{array} \right.$$

- Recalculando la velocidad del vapor saturado seco:

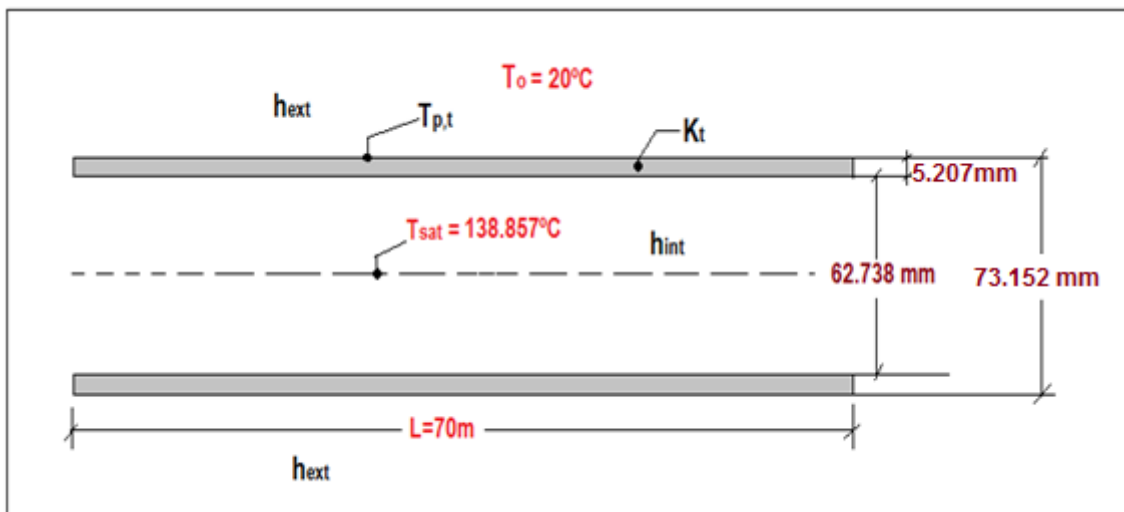
$$U_v = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v * S}$$

$$U_v = \frac{0.17 \text{ Kg/s}}{\left(1.90774 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) * \left(\frac{\pi * (62.738 * 10^{-3})^2}{4}\right) \text{m}^2}$$

$$U_v = 28.83 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Aislamiento térmico de la tubería K → L:

a). Con tubería desnuda:



Parámetros de operación en tubería K → L desnuda.

Número de Reynolds:

$$Re_v = \frac{\rho_v * U_v * d_{\text{int}}}{\mu_v}$$

$$Re_v = \frac{\left(1.90774 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) * \left(28.83 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) * (62.738 * 10^{-3}\text{m})}{13.6072 * 10^{-6}}$$

$$Re_v = 0.25 * 10^6$$

Número de Nusselt:

De la ecuación de Dittus – Boelter:

$$Nu = 0.023 * Re_v^{0.8} * Pr_v^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 * (0.25 * 10^6)^{0.8} * (1.045)^{0.4}$$

$$Nu = 487.22$$

Coeficiente de convección interno:

$$h_{\text{int}} = \frac{\text{Nu} * K_v}{d_{\text{int}}}$$

$$h_{\text{int}} = \frac{(487.22) * (0.03 \text{ W/m}^\circ\text{C})}{62.738 * 10^{-3} \text{ m}}$$

$$h_{\text{int}} = 233 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$$

El coeficiente de convección de pared-medio ambiente (externo) es:

$$h_{\text{ext}} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{U_{\text{aire}}}$$

Dónde:

$$U_{\text{aire}} = 5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ (Velocidad del aire promedio en Trujillo– para lugares abiertos)}$$

Tenemos:

$$h_{\text{ext}} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{5}$$

$$h_{\text{ext}} = 27.16 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$$

Conductividad térmica:

La conductividad térmica para el material, ASTM A-53 sin costura Grado A, al Si, a la temperatura de 138.857°C (411.857 °K) es: $K_t = 56.18 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$

Potencia térmica perdida en tubería desnuda:

Tenemos:

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{T_{\text{sat}} - T_0}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln\left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}}\right) + \frac{1}{r_{\text{int}} * h_{\text{int}}} + \frac{1}{r_{\text{ext}} * h_{\text{ext}}} \right]}$$

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{138.857 - 20}{\frac{1}{2\pi * 70} \left[\frac{1}{56.18} * \ln\left(\frac{0.036576}{0.031369}\right) + \frac{1}{0.031369 * 233} + \frac{1}{0.036576 * 27.16} \right]}$$

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = 45608.48 \text{ W}$$

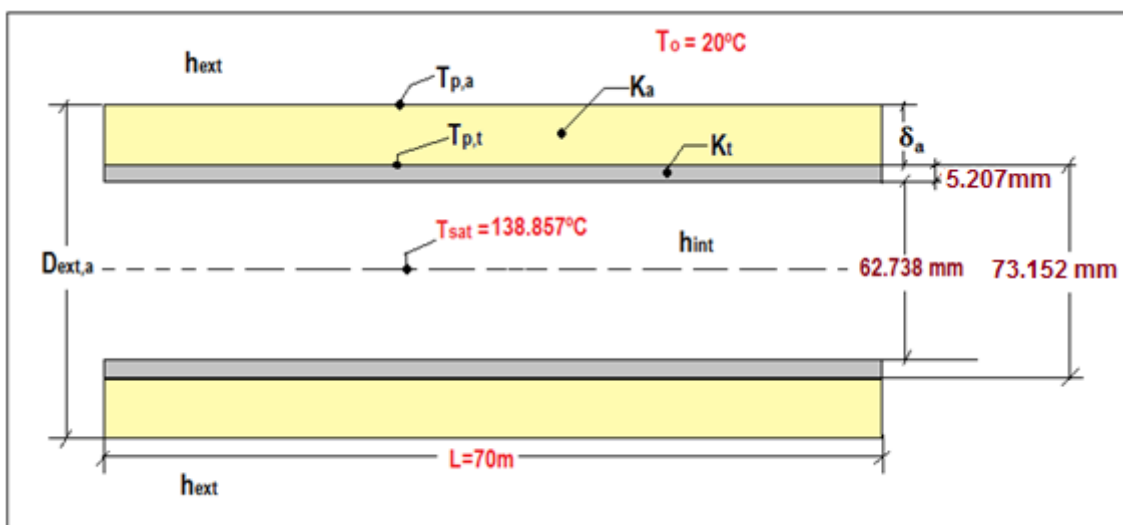
Temperatura de la superficie exterior de la tubería:

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{T_{\text{sat}} - T_{p,t}}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln\left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}}\right) + \frac{1}{r_{\text{int}} * h_{\text{int}}}\right]}$$

$$45608.48 = \frac{138.857 - T_{p,t}}{\frac{1}{2\pi * 70} \left[\frac{1}{56.18} * \ln\left(\frac{0.036576}{0.031369}\right) + \frac{1}{0.031369 * 233}\right]}$$

$$T_{p,t} = 124.4^{\circ}\text{C}$$

Con tubería aislada:



Parámetros de operación en tubería K → L aislada.

Rendimiento promedio: $\eta_{\text{aisl}} = 95\%$

Pérdida de potencia con aislante:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - \eta_{\text{aislada}}) * Q_{P_{\text{desnuda}}}$$

Reemplazando:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - 0.95) * 45608.48 \text{ W}$$

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = 2280.4 \text{ W}$$

Conductibilidad térmica del aislamiento:

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * T_m$$

Donde la temperatura media:

$$T_m = \frac{T_{p,t} + T_{p,a}}{2}$$

Y considerando, una temperatura exterior para el aislante de 35°C

$$T_m = \frac{124.4^\circ\text{C} + 35^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_m = 79.7^\circ\text{C}$$

La conductividad térmica:

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * (79.7)$$

$$K_a = 0.06 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$$

Transferencia de calor por conducción en el aislante:

$$\dot{Q}_{P_{\text{aislante}}} = \frac{(T_{p,t} - T_{p,a})}{\left(\frac{1}{2\pi * K_a * L}\right) * \ln\left(\frac{D_{\text{ext},a}}{d_{\text{ext}}}\right)}$$

Despejando el diámetro exterior del aislante, tenemos:

$$\ln\left(\frac{D_{\text{ext},a}}{d_{\text{ext}}}\right) = \frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}$$

$$D_{\text{ext},a} = d_{\text{ext}} * e^{\frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}}$$

Reemplazamos:

$$D_{\text{ext},a} = 0.073152 * e^{\frac{2\pi * 0.06 * 70 * (124.4 - 35)}{2280.4}}$$

$$D_{\text{ext},a} = 0.206\text{m}$$

Finalmente; el espesor de la aislante seria:

$$\delta_a = \frac{D_{\text{ext},a} - d_{\text{ext}}}{2}$$

$$\delta_a = \frac{0.206\text{m} - 0.073152\text{m}}{2}$$

$$\delta_a = 0.066\text{ m} \approx 2 \frac{1}{2} \text{ pulg}$$

Número de fardos:

De las especificaciones técnicas, las dimensiones de un fardo son:

Longitud: 15.24 m

Ancho: 1219 mm

Espesor: 25.4 mm

El área transferencia de calor de un fardo, sería:

$$S_f = 15.24\text{m} * 1.219\text{m} = 18.58 \text{ m}^2$$

Superficie lateral de transferencia de calor de las tuberías de vapor:

$$S_L = \pi * d_{\text{ext}} * L$$

La longitud de la tubería K → L es: 70 m.

$$S_L = \pi * 73.152 * 10^{-3}\text{m} * 70 \text{ m}$$

$$S_L = 16.1 \text{ m}^2$$

Número de fardo unitario:

$$N_{f,u} = \frac{S_L}{S_f}$$

$$N_{f,u} = \frac{16.1 \text{ m}^2}{18.58 \text{ m}^2}$$

$$N_{f,u} = 0.87 \text{ fardos/pulg}$$

El número de fardos totales serían:

$$N_{f,t} = N_{f,u} * \delta_a$$

$$N_{f,t} = 0.87 \frac{\text{fardos}}{\text{pulg}} * 2 \frac{1}{2} \text{ pulg}$$

$$N_{f,t} = 2.175 \approx 2 \frac{1}{5} \text{ fardos}$$

c) Dimensionamiento de las tuberías de vapor saturado y aislamiento térmico: M → N, O → P, Q → R, S → T y U → V a 4 bares abs.

- Dimensionamiento de las tuberías M → N, O → P, Q → R, S → T y U → V:

Remplazando los valores conocidos y determinando la superficie transversal de la tubería de vapor, tenemos:

$$\dot{m}_v = \rho_v * U_v * S$$

$$1.06 \frac{\text{Kg}}{\text{S}} = 1.90774 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 25 \frac{\text{m}}{\text{S}} * S$$

$$S = 0.0222 \text{m}^2$$

Dónde:

$$S = \frac{\pi * d_{\text{int}}^2}{4} \rightarrow d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0.0222)}{\pi}} = 0.1681 \text{ m} = 6.62 \text{ pulg}$$

La tubería de vapor saturado es de material, ASTM A-53 sin costura Grado A, al Si, con un esfuerzo admisible a la temperatura de saturación de 138.857°C (3.5bar abs) de: $\sigma_{\text{adm}} = 840 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 824.04 \text{ bar}$

El número de célula seria:

$$N^{\circ}\text{cedula} = 1000 * \frac{P_v}{\sigma_{\text{adm}}} * f. s$$

Y el factor de seguridad en el diseño de tuberías de vapor varía entre 1.2 a 2, tomaremos un factor de seguridad promedio de 1.6.

El número de cedula seria:

$$N^{\circ}\text{cedula} = 1000 * \frac{3.5 \text{ bar}}{824.04 \text{ bar}} * 1.6 = 6.8 \cong 40$$

Aproximaremos el número de cedula de 6.8 a 40, valor normalizado.

De las dimensiones de tubos de acero ASTM A – 53, Sch 40 Std

Tenemos:

$$D_n = 6 \text{ pulg} \begin{cases} d_{\text{int}} = 6.07 \text{ pulg} = 154.178 \text{ mm} \\ d_{\text{ext}} = 6.63 \text{ pulg} = 168.402 \text{ mm} \\ e_{\text{tubo}} = 0.28 \text{ pulg} = 7.112 \text{ mm} \end{cases}$$

- Recalculando la velocidad del vapor saturado seco:

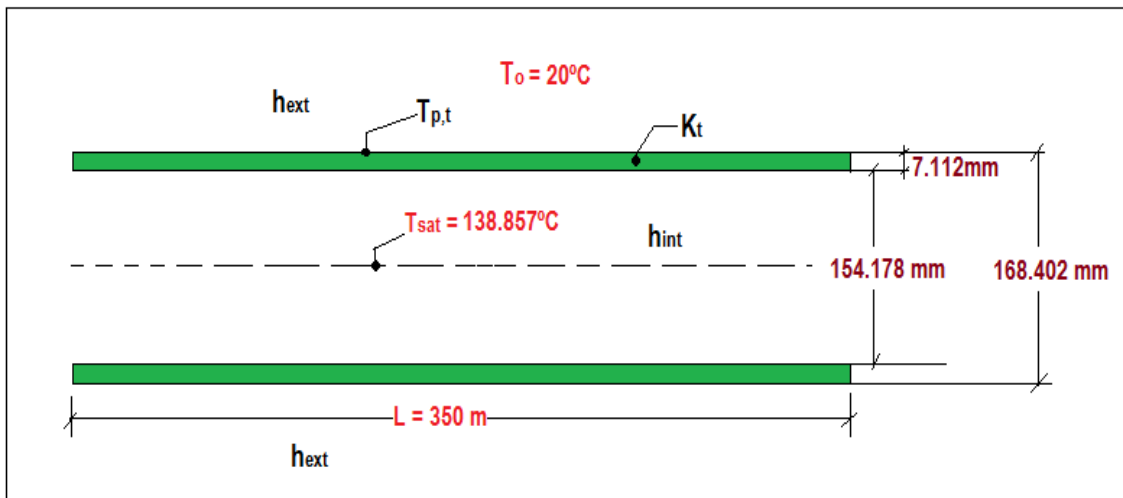
$$U_v = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v * S}$$

$$U_v = \frac{1.06 \text{ Kg/s}}{\left(1.90774 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) * \left(\frac{\pi * (154.178 * 10^{-3})^2}{4}\right) \text{m}^2}$$

$$U_v = 29.76 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Aislamiento térmico de las tuberías de vapor M → N, O → P, Q → R, S → T y U → V:

Con tubería desnuda:



Parámetros de operación en conjunto de las tuberías desnuda.

Número de Reynolds:

$$Re_v = \frac{\rho_v * U_v * d_{int}}{\mu_v}$$

$$Re_v = \frac{\left(1.90774 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) * \left(29.76 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) * (154.178 * 10^{-3} \text{m})}{13.6072 * 10^{-6}}$$

$$Re_v = 0.64 * 10^6$$

Número de Nusselt:

De la ecuación de Dittus – Boelter:

$$Nu = 0.023 * Re_v^{0.8} * Pr_v^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 * (0.64 * 10^6)^{0.8} * (1.045)^{0.4}$$

$$Nu = 1033.52$$

Coefficiente de convección interno:

$$h_{int} = \frac{Nu * K_v}{d_{int}}$$

$$h_{int} = \frac{(1033.52) * (0.03W/m^{\circ}C)}{154.178 * 10^{-3} m}$$

$$h_{int} = 201.1 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

El coeficiente de convección de pared-medio ambiente (externo) es:

$$h_{ext} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{U_{aire}}$$

Dónde:

$$U_{aire} = 5 \frac{m}{s} \text{ (Velocidad del aire promedio en Trujillo– para lugares abiertos)}$$

Tenemos:

$$h_{ext} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{5}$$

$$h_{ext} = 27.16 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

Conductividad térmica:

La conductividad térmica para el material, ASTM A-53 sin costura Grado A, al Si, a la temperatura de 138.857°C (411.857 °K) es: $K_t = 56.18 \frac{W}{m^{\circ}K}$

Potencia térmica perdida en tubería desnuda:

Tenemos:

$$\dot{Q}_{P_{desnuda}} = \frac{T_{sat} - T_0}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{int}}\right) + \frac{1}{r_{int} * h_{int}} + \frac{1}{r_{ext} * h_{ext}} \right]}$$

$$= \frac{138.857 - 20}{\frac{1}{2\pi * 350} \left[\frac{1}{56.18} * \ln\left(\frac{0.084201}{0.077089}\right) + \frac{1}{0.077089 * 201.1} + \frac{1}{0.084201 * 27.16} \right]}$$

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = 519281.8 \text{ W}$$

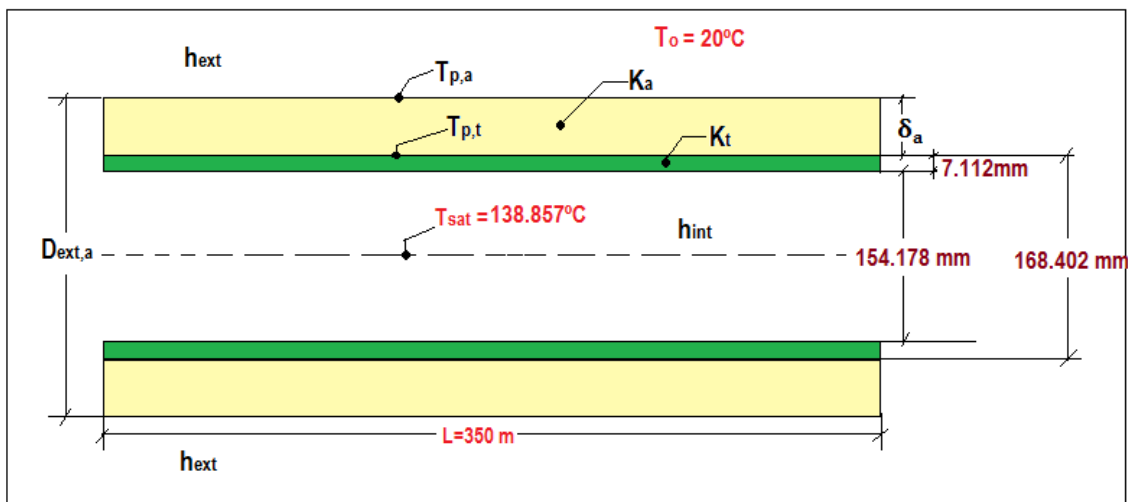
Temperatura de la superficie exterior de la tubería:

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{T_{\text{sat}} - T_{p,t}}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln\left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}}\right) + \frac{1}{r_{\text{int}} * h_{\text{int}}}\right]}$$

$$519281.8 \text{ W} = \frac{138.857 - T_{p,t}}{\frac{1}{2\pi * 350} \left[\frac{1}{56.18} * \ln\left(\frac{0.084201}{0.077089}\right) + \frac{1}{0.077089 * 201.1}\right]}$$

$$T_{p,t} = 123.25^\circ\text{C}$$

Con tubería aislada:



Parámetros de operación en conjunto de las tuberías aislada.

Rendimiento promedio: $\eta_{\text{aisl}} = 95\%$

Pérdida de potencia con aislante:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - \eta_{\text{aislada}}) * Q_{P_{\text{desnuda}}}$$

Remplazando:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - 0.95) * 519281.8 \text{ W}$$

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = 25964.1 \text{ W}$$

Conductibilidad térmica del aislamiento:

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * T_m$$

Donde la temperatura media:

$$T_m = \frac{T_{p,t} + T_{p,a}}{2}$$

Y considerando, una temperatura exterior para el aislante de 35°C

$$T_m = \frac{123.25^\circ\text{C} + 35^\circ\text{C}}{2}$$

$$T_m = 79.125^\circ\text{C}$$

La conductividad térmica:

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * (79.125)$$

$$K_a = 0.06 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$$

Transferencia de calor por conducción en el aislante:

$$\dot{Q}_{P_{\text{aislante}}} = \frac{(T_{p,t} - T_{p,a})}{\left(\frac{1}{2\pi * K_a * L}\right) * \ln\left(\frac{D_{\text{ext},a}}{d_{\text{ext}}}\right)}$$

Despejando el diámetro exterior del aislante, tenemos:

$$\ln\left(\frac{D_{\text{ext},a}}{d_{\text{ext}}}\right) = \frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}$$

$$D_{\text{ext},a} = d_{\text{ext}} * e^{\frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}}$$

Reemplazamos:

$$D_{\text{ext},a} = 0.154178 * e^{\frac{2\pi * 0.06 * 350 * (123.25 - 35)}{25964.1}}$$

$$D_{\text{ext},a} = 0.241\text{m}$$

Finalmente; el espesor de la aislante sería:

$$\delta_a = \frac{D_{\text{ext},a} - d_{\text{ext}}}{2}$$

$$\delta_a = \frac{0.241\text{m} - 0.154178\text{m}}{2}$$

$$\delta_a = 0.043 \text{ m} \approx 1 \frac{3}{4} \text{ pulg}$$

Número de fardos:

De las especificaciones técnicas, las dimensiones de un fardo son:

Longitud: 15.24 m

Ancho: 1219 mm

Espesor: 25.4 mm

El área transferencia de calor de un fardo, sería:

$$S_f = 15.24\text{m} * 1.219\text{m} = 18.58 \text{ m}^2$$

Superficie lateral de transferencia de calor de las tuberías de vapor:

$$S_L = \pi * d_{\text{ext}} * L$$

La longitud total del conjunto de tuberías M → N, O → P, Q → R, S → T y U → V es: 350m.

$$S_L = \pi * 154.178 * 10^{-3}\text{m} * 350 \text{ m}$$

$$S_L = 169.53 \text{ m}^2$$

Número de fardo unitario:

$$N_{f,u} = \frac{S_L}{S_f}$$

$$N_{f,u} = \frac{169.53 \text{ m}^2}{18.58 \text{ m}^2}$$

$$N_{f,u} = 9.12 \text{ fardos/pulg}$$

El número de fardos totales serían:

$$N_{f,t} = N_{f,u} * \delta_a$$

$$N_{f,t} = 9.12 \frac{\text{fardos}}{\text{pulg}} * 1.75 \text{ pulg}$$

$$N_{f,t} = 15.96 \approx 16 \text{ fardos}$$

DIMENSIONAMIENTO Y AISLAMIENTO TÉRMICO DE LA TUBERÍA W → X DE 10BAR ABS, DESDE EL MANIFOLD ACTUAL HASTA EL TURBOGENERADOR.

Se dimensionará la tubería de vapor saturado desde el manifold actual hasta el turbogenerador, para transportar vapor a 10bar abs, con un flujo de $6.525 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$

- Dimensionamiento de la tubería de vapor $W \rightarrow X$:

Velocidad promedio del vapor saturado: $U_v = 25 \frac{m}{s}$

Dimensionamiento de la tubería de vapor:

$$\dot{m}_v = \rho_v * U_v * S$$

Reemplazando los valores conocidos y determinando la superficie transversal de la tubería de vapor, tenemos:

$$6.525 \frac{Kg}{S} = 5.14504 \frac{Kg}{m^3} * 25 \frac{m}{S} * S$$

$$S = 0.0507 m^2$$

Dónde:

$$S = \frac{\pi * d_{int}^2}{4} \rightarrow d_{int} = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0.0507)}{\pi}} = 0.254 m = 10 \text{ pulg}$$

La tubería de vapor saturado es de material, ASTM A-53 sin costura Grado A, al Si, con un esfuerzo admisible a la temperatura de saturación de 179.878°C (10bar abs) de: $\sigma_{adm} = 840 \frac{Kgf}{cm^2} = 824.04 \text{ bar}$

El número de cédula sería:

$$N^{\circ}cedula = 1000 * \frac{P_v}{\sigma_{adm}} * f.s$$

Y el factor de seguridad en el diseño de tuberías de vapor varía entre 1.2 a 2, tomaremos un factor de seguridad promedio de 1.6.

El número de cédula sería:

$$N^{\circ}cedula = 1000 * \frac{10 \text{ bar}}{824.04 \text{ bar}} * 1.6 = 19.42 \cong 40$$

Aproximaremos el número de cédula de 19.42 a 40, valor normalizado

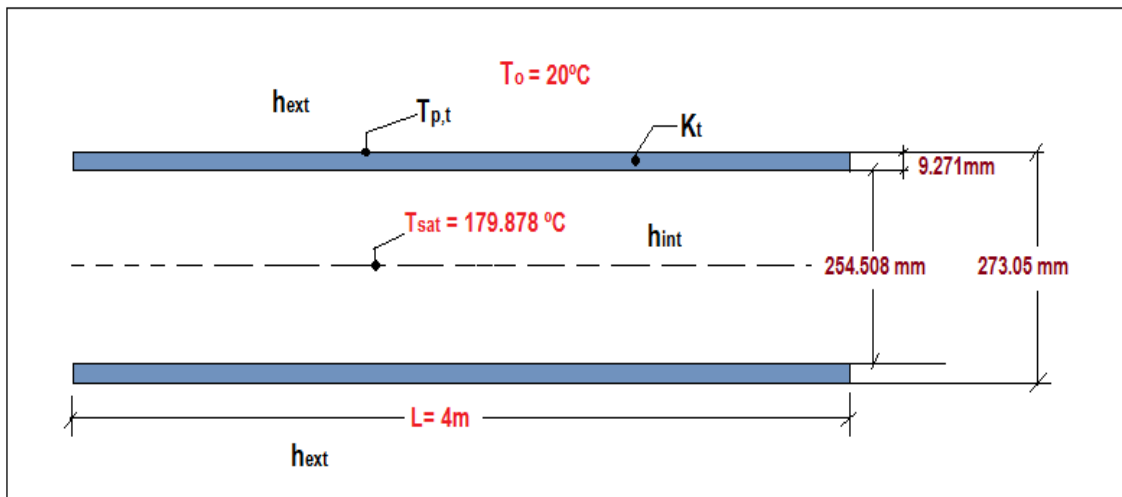
De las dimensiones de tubos de acero ASTM A – 53, Sch 40 Std

Tenemos:

$$D_n = 10 \text{ pulg} \left\{ \begin{array}{l} d_{\text{int}} = 10.02 \text{ pulg} = 254.508 \text{ mm} \\ d_{\text{ext}} = 10.75 \text{ pulg} = 273.05 \text{ mm} \\ e_{\text{tubo}} = 0.365 \text{ pulg} = 9.271 \text{ mm} \end{array} \right.$$

- Aislamiento térmico de la tubería W → X:

Con tubería desnuda:



Parámetros de operación en tubería W → X desnuda.

Número de Reynolds:

$$Re_v = \frac{\rho_v * U_v * d_{\text{int}}}{\mu_v}$$

$$Re_v = \frac{\left(5.14504 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) * \left(25 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) * (254.508 * 10^{-3} \text{m})}{15.0213 * 10^{-6}}$$

$$Re_v = 2.18 * 10^6$$

Número de Nusselt:

De la ecuación de Dittus – Boelter:

$$Nu = 0.023 * Re_v^{0.8} * Pr_v^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 * (2.18 * 10^6)^{0.8} * (1.11807)^{0.4}$$

$$Nu = 2830.6$$

Coeficiente de convección interno:

$$h_{\text{int}} = \frac{\text{Nu} * K_v}{d_{\text{int}}}$$

$$h_{\text{int}} = \frac{(2830.6) * (0.03643 \text{ W/m}^\circ\text{C})}{254.508 * 10^{-3} \text{ m}}$$

$$h_{\text{int}} = 405.17 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$$

El coeficiente de convección de pared-medio ambiente (externo) es:

$$h_{\text{ext}} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{U_{\text{aire}}}$$

Dónde:

$$U_{\text{aire}} = 5 \frac{\text{m}}{\text{s}} \text{ (Velocidad del aire promedio en Trujillo- para lugares abiertos)}$$

Tenemos:

$$h_{\text{ext}} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{5}$$

$$h_{\text{ext}} = 27.16 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{ }^\circ\text{C}}$$

Conductividad térmica:

La conductividad térmica para el material, ASTM A-53 sin costura Grado A, al Si, a la temperatura de 179.878°C (452.878 °K) es: $K_t = 54.4 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$

Potencia térmica perdida en tubería desnuda:

Tenemos:

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{T_{\text{sat}} - T_0}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln\left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}}\right) + \frac{1}{r_{\text{int}} * h_{\text{int}}} + \frac{1}{r_{\text{ext}} * h_{\text{ext}}} \right]}$$

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{179.878 - 20}{\frac{1}{2\pi * 4} \left[\frac{1}{54.4} * \ln\left(\frac{0.136525}{0.127254}\right) + \frac{1}{0.127254 * 405.17} + \frac{1}{0.136525 * 27.16} \right]}$$

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = 13838 \text{ W}$$

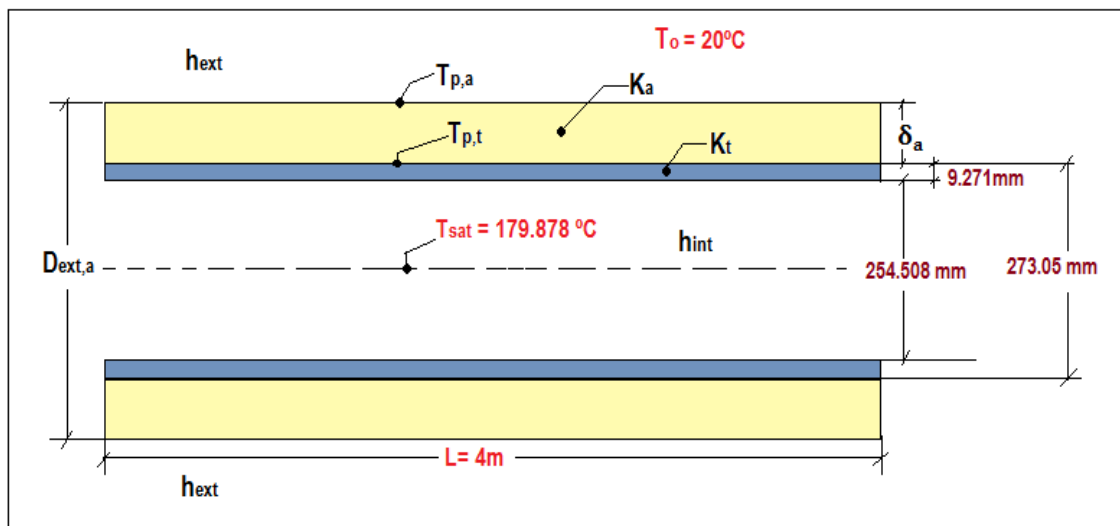
Temperatura de la superficie exterior de la tubería:

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{T_{\text{sat}} - T_{p,t}}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln\left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}}\right) + \frac{1}{r_{\text{int}} * h_{\text{int}}}\right]}$$

$$13838\text{W} = \frac{179.878 - T_{p,t}}{\frac{1}{2\pi * 4} \left[\frac{1}{54.4} * \ln\left(\frac{0.136525}{0.127254}\right) + \frac{1}{0.127254 * 405.17}\right]}$$

$$T_{p,t} = 168.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con tubería aislada:



Parámetros de operación de la tubería W → X aislada.

Rendimiento promedio: $\eta_{\text{aisl}} = 95\%$

Pérdida de potencia con aislante:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - \eta_{\text{aislada}}) * Q_{P_{\text{desnuda}}}$$

Remplazando:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - 0.95) * 13838 \text{ W}$$

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = 692 \text{ W}$$

Conductibilidad térmica del aislamiento:

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * T_m$$

Donde la temperatura media:

$$T_m = \frac{T_{p,t} + T_{p,a}}{2}$$

Y considerando, una temperatura exterior para el aislante de 35°C

$$T_m = \frac{168.5 \text{ °C} + 35\text{°C}}{2}$$
$$T_m = 101.75 \text{ °C}$$

La conductividad térmica:

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * (101.75)$$

$$K_a = 0.0654 \frac{W}{m \cdot K}$$

Transferencia de calor por conducción en el aislante:

$$\dot{Q}_{P_{\text{aislante}}} = \frac{(T_{p,t} - T_{p,a})}{\left(\frac{1}{2\pi * K_a * L}\right) * \ln\left(\frac{D_{\text{ext},a}}{d_{\text{ext}}}\right)}$$

Despejando el diámetro exterior del aislante, tenemos:

$$\ln\left(\frac{D_{\text{ext},a}}{d_{\text{ext}}}\right) = \frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}$$

$$D_{\text{ext},a} = d_{\text{ext}} * e^{\frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}}$$

Reemplazamos:

$$D_{\text{ext},a} = 0.27305 * e^{\frac{2\pi * 0.0654 * 4 * (168.5 - 35)}{692}}$$

$$D_{\text{ext},a} = 0.375 \text{ m}$$

Finalmente; el espesor de la aislante sería:

$$\delta_a = \frac{D_{\text{ext},a} - d_{\text{ext}}}{2}$$

$$\delta_a = \frac{0.375\text{m} - 0.27305\text{m}}{2}$$

$$\delta_a = 0.051 \text{ m} \approx 2 \text{ pulg}$$

Número de fardos:

De las especificaciones técnicas, las dimensiones de un fardo son:

Longitud: 15.24 m

Ancho: 1219 mm

Espesor: 25.4 mm

El área transferencia de calor de un fardo, sería:

$$S_f = 15.24\text{m} * 1.219\text{m} = 18.58 \text{ m}^2$$

Superficie lateral de transferencia de calor de la tubería de vapor:

$$S_L = \pi * d_{\text{ext}} * L$$

La longitud de la tubería W → X es: 4 m.

$$S_L = \pi * 273.05 * 10^{-3}\text{m} * 4 \text{ m}$$

$$S_L = 3.43 \text{ m}^2$$

Número de fardo unitario:

$$N_{f,u} = \frac{S_L}{S_f}$$

$$N_{f,u} = \frac{3.43 \text{ m}^2}{18.58 \text{ m}^2}$$

$$N_{f,u} = 0.185 \text{ fardos/pulg}$$

El número de fardos totales serían:

$$N_{f,t} = N_{f,u} * \delta_a$$

$$N_{f,t} = 0.185 \frac{\text{fardos}}{\text{pulg}} * 2 \text{ pulg}$$

$$N_{f,t} = 0.37 \approx 1/2 \text{ fardos}$$

DIMENSIONAMIENTO Y AISLAMIENTO TÉRMICO DE LA TUBERÍA Y → Z DE 3.5BAR ABS, DESDE EL TURBOGENERADOR AL NUEVO MANIFOLD.

Se dimensionará la tubería de vapor saturado desde el turbogenerador actual hasta el nuevo manifold, para transportar vapor a 4 bar abs, con un flujo de $6.525 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$

- Dimensionamiento de la tubería de vapor Y → Z:

Velocidad promedio del vapor saturado: $U_v = 25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Dimensionamiento de la tubería de vapor:

Remplazando los valores conocidos y determinando la superficie transversal de la tubería de vapor, tenemos:

$$\dot{m}_v = \rho_v * U_v * S$$

$$6.525 \frac{\text{Kg}}{\text{S}} = 1.90774 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 25 \frac{\text{m}}{\text{S}} * S$$

$$S = 0.1368 \text{m}^2$$

Dónde:

$$S = \frac{\pi * d_{\text{int}}^2}{4} \rightarrow d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0.1368)}{\pi}} = 0.4173 \text{ m} = 16.43 \text{ pulg}$$

La tubería de vapor saturado es de material, ASTM A-53 sin costura Grado A, al Si, con un esfuerzo admisible a la temperatura de saturación de 138.857°C (3.5bar abs) de: $\sigma_{\text{adm}} = 840 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 824.04 \text{ bar}$

El número de célula seria:

$$N^{\circ}\text{cedula} = 1000 * \frac{P_v}{\sigma_{\text{adm}}} * f.s$$

Y el factor de seguridad en el diseño de tuberías de vapor varía entre 1.2 a 2, tomaremos un factor de seguridad promedio de 1.6.

El número de cedula seria:

$$N^{\circ}\text{cedula} = 1000 * \frac{3.5 \text{ bar}}{824.04 \text{ bar}} * 1.6 = 6.8 \cong 40$$

Aproximaremos el número de cedula de 6.8 a 40, valor normalizado

De las dimensiones de tubos de acero ASTM A – 53, Sch 40 Std

Tenemos:

$$D_n = 18 \text{ pulg} \left\{ \begin{array}{l} d_{\text{int}} = 16.88 \text{ pulg} = 428.752 \text{ mm} \\ d_{\text{ext}} = 18 \text{ pulg} = 457.2 \text{ mm} \\ e_{\text{tubo}} = 0.56 \text{ pulg} = 14.224 \text{ mm} \end{array} \right.$$

Recalculando la velocidad del vapor saturado seco:

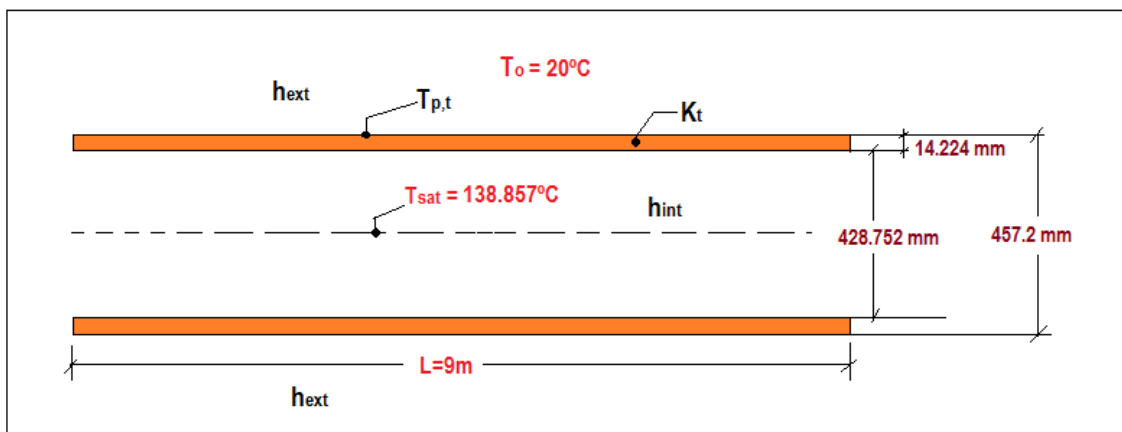
$$U_v = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v * S}$$

$$U_v = \frac{6.525 \text{ Kg/s}}{\left(1.90774 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) * \left(\frac{\pi * (428.752 * 10^{-3})^2}{4}\right) \text{m}^2}$$

$$U_v = 23.7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Aislamiento térmico de la tubería Y → Z:

Con tubería desnuda:



Parámetros de operación de la tubería Y → Z desnuda.

Número de Reynolds:

$$Re_v = \frac{\rho_v * U_v * d_{\text{int}}}{\mu_v}$$

$$Re_v = \frac{\left(1.90774 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) * \left(23.7 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) * (428.752 * 10^{-3} \text{m})}{13.6072 * 10^{-6}}$$

$$Re_v = 1.42 * 10^6$$

Número de Nusselt:

De la ecuación de Dittus – Boelter:

$$Nu = 0.023 * Re_v^{0.8} * Pr_v^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 * (1.42 * 10^6)^{0.8} * (1.045)^{0.4}$$

$$Nu = 1955.26$$

Coefficiente de convección interno:

$$h_{int} = \frac{Nu * K_v}{d_{int}}$$

$$h_{int} = \frac{(1955.26) * (0.03W/m^{\circ}C)}{428.752 * 10^{-3} m}$$

$$h_{int} = 136.81 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

El coeficiente de convección de pared-medio ambiente (externo) es:

$$h_{ext} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{U_{aire}}$$

Dónde:

$$U_{aire} = 5 \frac{m}{s} \text{ (Velocidad del aire promedio en Trujillo– para lugares abiertos)}$$

Tenemos:

$$h_{ext} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{5}$$

$$h_{ext} = 27.16 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

Conductividad térmica:

La conductividad térmica para el material, ASTM A-53 sin costura Grado A, al Si, a la temperatura de 138.857°C (411.857 °K) es: $K_t = 56.18 \frac{W}{m^{\circ}K}$

Potencia térmica perdida en tubería desnuda:

Tenemos:

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{T_{\text{sat}} - T_0}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln\left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}}\right) + \frac{1}{r_{\text{int}} * h_{\text{int}}} + \frac{1}{r_{\text{ext}} * h_{\text{ext}}}\right]}$$

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{138.857 - 20}{\frac{1}{2\pi * 9} \left[\frac{1}{56.18} * \ln\left(\frac{0.2286}{0.214376}\right) + \frac{1}{0.214376 * 136.81} + \frac{1}{0.2286 * 27.16}\right]}$$

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = 34239.1\text{W}$$

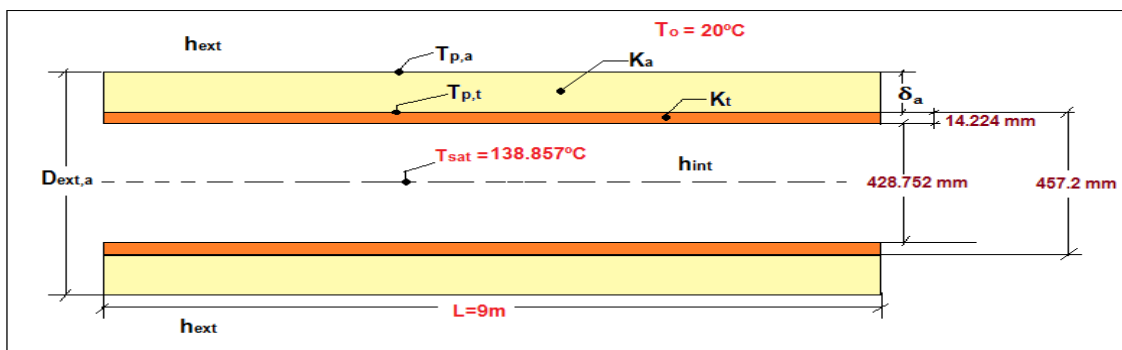
Temperatura de la superficie exterior de la tubería:

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{T_{\text{sat}} - T_{p,t}}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln\left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}}\right) + \frac{1}{r_{\text{int}} * h_{\text{int}}}\right]}$$

$$34239.1\text{W} = \frac{138.857 - T_{p,t}}{\frac{1}{2\pi * 9} \left[\frac{1}{56.18} * \ln\left(\frac{0.2286}{0.214376}\right) + \frac{1}{0.214376 * 136.81}\right]}$$

$$T_{p,t} = 117.5\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Con tubería aislada:



Parámetros de operación de la tubería Y → Z aislada.

Rendimiento promedio: $\eta_{\text{aisl}} = 95\%$

Pérdida de potencia con aislante:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - \eta_{\text{aislada}}) * Q_{P_{\text{desnuda}}}$$

Remplazando:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - 0.95) * 34239.1\text{W}$$

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = 1712\text{ W}$$

Conductibilidad térmica del aislamiento:

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * T_m$$

Donde la temperatura media:

$$T_m = \frac{T_{p,t} + T_{p,a}}{2}$$

Y considerando, una temperatura exterior para el aislante de 35°C

$$T_m = \frac{117.5 \text{ °C} + 35 \text{ °C}}{2}$$

$$T_m = 76.25 \text{ °C}$$

La conductividad térmica:

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * (76.25)$$

$$K_a = 0.059 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$$

Transferencia de calor por conducción en el aislante:

$$\dot{Q}_{P_{\text{aislante}}} = \frac{(T_{p,t} - T_{p,a})}{\left(\frac{1}{2\pi * K_a * L}\right) * \ln\left(\frac{D_{\text{ext},a}}{d_{\text{ext}}}\right)}$$

Despejando el diámetro exterior del aislante, tenemos:

$$\ln\left(\frac{D_{\text{ext},a}}{d_{\text{ext}}}\right) = \frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}$$

$$D_{\text{ext},a} = d_{\text{ext}} * e^{\frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{P_{\text{aislada}}}}}$$

Reemplazamos:

$$D_{\text{ext},a} = 0.4572 * e^{\frac{2\pi * 0.059 * 9 * (117.5 - 35)}{1712}}$$

$$D_{\text{ext},a} = 0.537 \text{ m}$$

Finalmente; el espesor de la aislante sería:

$$\delta_a = \frac{D_{\text{ext},a} - d_{\text{ext}}}{2}$$

$$\delta_a = \frac{0.537\text{m} - 0.4572\text{m}}{2}$$

$$\delta_a = 0.04 \text{ m} \approx 1 \frac{1}{2} \text{ pulg}$$

Número de fardos:

De las especificaciones técnicas, las dimensiones de un fardo son:

Longitud: 15.24 m

Ancho: 1219 mm

Espesor: 25.4 mm

El área transferencia de calor de un fardo, sería:

$$S_f = 15.24\text{m} * 1.219\text{m} = 18.58 \text{ m}^2$$

Superficie lateral de transferencia de calor de las tuberías de vapor:

$$S_L = \pi * d_{\text{ext}} * L$$

La longitud de la tubería Y → Z es: 9 m.

$$S_L = \pi * 457.2 * 10^{-3}\text{m} * 9 \text{ m}$$

$$S_L = 13 \text{ m}^2$$

Número de fardo unitario:

$$N_{f,u} = \frac{S_L}{S_f}$$

$$N_{f,u} = \frac{13 \text{ m}^2}{18.58 \text{ m}^2}$$

$$N_{f,u} = 0.7 \text{ fardos/pulg}$$

El número de fardos totales serian:

$$N_{f,t} = N_{f,u} * \delta_a$$

$$N_{f,t} = 0.7 \frac{\text{fardos}}{\text{pulg}} * 1.5 \text{ pulg}$$

$$N_{f,t} = 1.05 \approx 1 \text{ fardos}$$

DIMENSIONAMIENTO Y AISLAMIENTO TÉRMICO DEL NUEVO MANIFOLD DE 4 BAR ABS.

Se dimensionará el nuevo manifold de vapor saturado a 4 bar abs, con un flujo de $6.525 \frac{\text{Kg}}{\text{s}}$

- Dimensionamiento del nuevo manifold:

Velocidad promedio del vapor saturado: $U_v = 25 \frac{\text{m}}{\text{s}}$

Dimensionamiento de la tubería de vapor:

Remplazando los valores conocidos y determinando la superficie transversal de la tubería de vapor, tenemos:

$$\dot{m}_v = \rho_v * U_v * S$$

$$6.525 \frac{\text{Kg}}{\text{s}} = 1.90774 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} * 25 \frac{\text{m}}{\text{s}} * S$$

$$S = 0.1368 \text{m}^2$$

Dónde:

$$S = \frac{\pi * d_{\text{int}}^2}{4} \rightarrow d_{\text{int}} = \sqrt{\frac{4S}{\pi}} = \sqrt{\frac{4(0.1368)}{\pi}} = 0.4173 \text{ m} = 16.43 \text{ pulg}$$

La tubería de vapor saturado es de material, ASTM A-53 sin costura Grado A, al Si, con un esfuerzo admisible a la temperatura de saturación de 138.857°C (3.5bar abs) de: $\sigma_{\text{adm}} = 840 \frac{\text{Kgf}}{\text{cm}^2} = 824.04 \text{ bar}$

El número de célula seria:

$$N^{\circ}\text{cedula} = 1000 * \frac{P_v}{\sigma_{\text{adm}}} * f. s$$

Y el factor de seguridad en el diseño de tuberías de vapor varía entre 1.2 a 2, tomaremos un factor de seguridad promedio de 1.6.

El número de cedula seria:

$$N^{\circ}\text{cedula} = 1000 * \frac{3.5 \text{ bar}}{824.04 \text{ bar}} * 1.6 = 6.8 \cong 40$$

Aproximaremos el número de cedula de 6.8 a 40, valor normalizado

De las dimensiones de tubos de acero ASTM A – 53, Sch 40 Std

Tenemos:

$$D_n = 18 \text{ pulg} \begin{cases} d_{\text{int}} = 16.88 \text{ pulg} = 428.752 \text{ mm} \\ d_{\text{ext}} = 18 \text{ pulg} = 457.2 \text{ mm} \\ e_{\text{tubo}} = 0.56 \text{ pulg} = 14.224 \text{ mm} \end{cases}$$

- Recalculando la velocidad del vapor saturado seco:

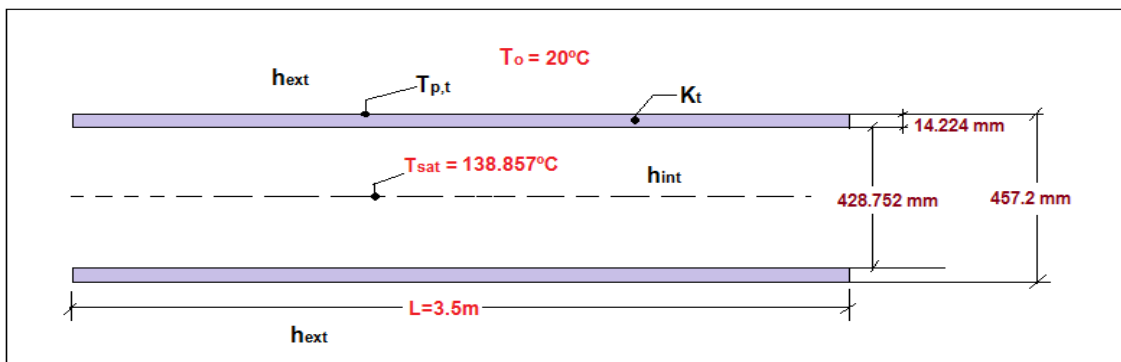
$$U_v = \frac{\dot{m}_v}{\rho_v * S}$$

$$U_v = \frac{6.525 \text{ Kg/s}}{\left(1.90774 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}\right) * \left(\frac{\pi * (428.752 * 10^{-3})^2}{4}\right) \text{m}^2}$$

$$U_v = 23.7 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

- Aislamiento térmico del nuevo manifold:

Con tubería desnuda:



Parámetros de operación del nuevo manifold

Número de Reynolds:

$$Re_v = \frac{\rho_v * U_v * d_{\text{int}}}{\mu_v}$$

$$Re_v = \frac{\left(1.90774 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) * \left(23.7 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right) * (428.752 * 10^{-3} \text{m})}{13.6072 * 10^{-6}}$$

$$Re_v = 1.42 * 10^6$$

Número de Nusselt:

De la ecuación de Dittus – Boelter:

$$Nu = 0.023 * Re_v^{0.8} * Pr_v^{0.4}$$

$$Nu = 0.023 * (1.42 * 10^6)^{0.8} * (1.045)^{0.4}$$

$$Nu = 1955.26$$

Coefficiente de convección interno:

$$h_{int} = \frac{Nu * K_v}{d_{int}}$$

$$h_{int} = \frac{(1955.26) * (0.03W/m^{\circ}C)}{428.752 * 10^{-3} m}$$

$$h_{int} = 136.81 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

El coeficiente de convección de pared-medio ambiente (externo) es:

$$h_{ext} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{U_{aire}}$$

Dónde:

$$U_{aire} = 5 \frac{m}{s} \text{ (Velocidad del aire promedio en Trujillo– para lugares abiertos)}$$

Tenemos:

$$h_{ext} = 11.6 + 6.96 * \sqrt{5}$$

$$h_{ext} = 27.16 \frac{W}{m^2^{\circ}C}$$

Conductividad térmica:

La conductividad térmica para el material, ASTM A-53 sin costura Grado A, al Si, a la temperatura de 138.857°C (411.857 °K) es: $K_t = 56.18 \frac{W}{m^{\circ}K}$

Potencia térmica perdida en tubería desnuda:

Tenemos:

$$\dot{Q}_{P_{desnuda}} = \frac{T_{sat} - T_0}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln \left(\frac{r_{ext}}{r_{int}} \right) + \frac{1}{r_{int} * h_{int}} + \frac{1}{r_{ext} * h_{ext}} \right]}$$

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{138.857 - 20}{\frac{1}{2\pi * 3.5} \left[\frac{1}{56.18} * \ln\left(\frac{0.2286}{0.214376}\right) + \frac{1}{0.214376 * 136.81} + \frac{1}{0.2286 * 27.16} \right]}$$

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = 13315.2W$$

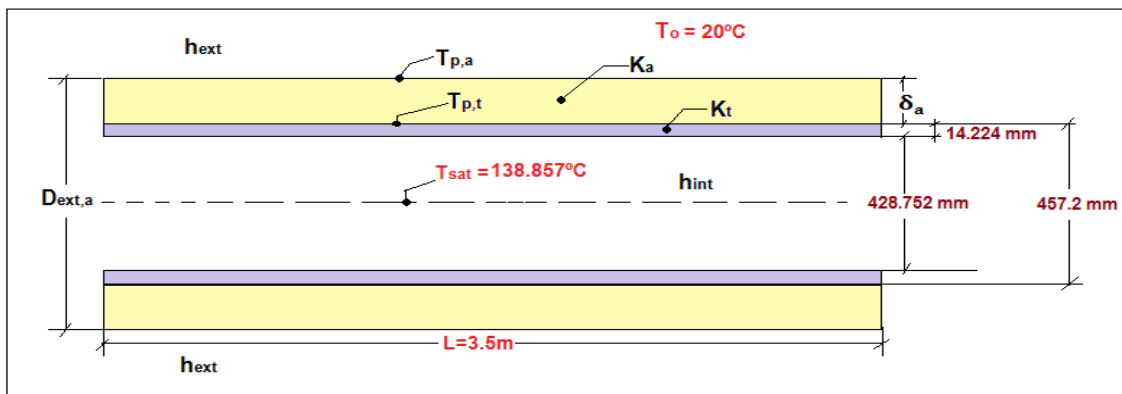
Temperatura de la superficie exterior de la tubería:

$$\dot{Q}_{P_{\text{desnuda}}} = \frac{T_{\text{sat}} - T_{p,t}}{\frac{1}{2\pi L} \left[\frac{1}{K_t} * \ln\left(\frac{r_{\text{ext}}}{r_{\text{int}}}\right) + \frac{1}{r_{\text{int}} * h_{\text{int}}} \right]}$$

$$13315.2W = \frac{138.857 - T_{p,t}}{\frac{1}{2\pi * 3.5} \left[\frac{1}{56.18} * \ln\left(\frac{0.2286}{0.214376}\right) + \frac{1}{0.214376 * 136.81} \right]}$$

$$T_{p,t} = 117.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Con tubería aislada:



Parámetros de operación del nuevo manifold aislado.

Rendimiento promedio: $\eta_{\text{aisl}} = 95\%$

Pérdida de potencia con aislante:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - \eta_{\text{aislada}}) * Q_{P_{\text{desnuda}}}$$

Remplazando:

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = (1 - 0.95) * 13315.2W$$

$$Q_{P_{\text{aislada}}} = 665.76 W$$

Conductibilidad térmica del aislamiento:

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * T_m$$

Donde la temperatura media:

$$T_m = \frac{T_{p,t} + T_{p,a}}{2}$$

Y considerando, una temperatura exterior para el aislante de 35°C

$$T_m = \frac{117.5 \text{ °C} + 35 \text{ °C}}{2}$$
$$T_m = 76.25 \text{ °C}$$

La conductividad térmica:

$$K_a = 0.04176 + 0.000232 * (76.25)$$

$$K_a = 0.059 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}$$

Transferencia de calor por conducción en el aislante:

$$\dot{Q}_{\text{P aislante}} = \frac{(T_{p,t} - T_{p,a})}{\left(\frac{1}{2\pi * K_a * L}\right) * \ln\left(\frac{D_{\text{ext,a}}}{d_{\text{ext}}}\right)}$$

Despejando el diámetro exterior del aislante, tenemos:

$$\ln\left(\frac{D_{\text{ext,a}}}{d_{\text{ext}}}\right) = \frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{\text{P aislada}}}$$

$$D_{\text{ext,a}} = d_{\text{ext}} * e^{\frac{2\pi * K_a * L * (T_{p,t} - T_{p,a})}{\dot{Q}_{\text{P aislada}}}}$$

Reemplazamos:

$$D_{\text{ext,a}} = 0.4572 * e^{\frac{2\pi * 0.059 * 3.5 * (117.5 - 35)}{665.76}}$$

$$D_{\text{ext,a}} = 0.537 \text{ m}$$

Finalmente; el espesor de la aislante sería:

$$\delta_a = \frac{D_{\text{ext,a}} - d_{\text{ext}}}{2}$$

$$\delta_a = \frac{0.537\text{m} - 0.4572\text{m}}{2}$$

$$\delta_a = 0.04 \text{ m} \approx 1 \frac{1}{2} \text{ pulg}$$

Número de fardos:

De las especificaciones técnicas, las dimensiones de un fardo son:

Longitud: 15.24 m

Ancho: 1219 mm

Espesor: 25.4 mm

El área transferencia de calor de un fardo, sería:

$$S_f = 15.24\text{m} * 1.219\text{m} = 18.58 \text{ m}^2$$

Superficie lateral de transferencia de calor de las tuberías de vapor:

$$S_L = \pi * d_{\text{ext}} * L$$

La longitud del nuevo manifold es: 3.5 m.

$$S_L = \pi * 457.2 * 10^{-3}\text{m} * 3.5 \text{ m}$$

$$S_L = 5.03 \text{ m}^2$$

Número de fardo unitario:

$$N_{f,u} = \frac{S_L}{S_f}$$

$$N_{f,u} = \frac{5.03 \text{ m}^2}{18.58 \text{ m}^2}$$

$$N_{f,u} = 0.27 \text{ fardos/pulg}$$

El número de fardos totales serían:

$$N_{f,t} = N_{f,u} * \delta_a$$

$$N_{f,t} = 0.27 \frac{\text{fardos}}{\text{pulg}} * 1.5 \text{ pulg}$$

$$N_{f,t} = 0.4 \approx \frac{1}{2} \text{ fardos}$$

DIMENSIONAMIENTO Y SELECCIÓN DE VÁLVULAS COMPUERTAS:

El procedimiento para dimensionar y seleccionar las válvulas compuertas es el siguiente:

Factor de fricción por tubería:

Para flujos turbulentos: $Re > 10000$

$$\xi = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{U_v}}$$

a) Tubería A → B:

$$\xi = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{30.88}} = 0.0161$$

b) Tubería C → D:

$$\xi = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{26.2}} = 0.01625$$

c) Tubería E → F:

$$\xi = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{26.2}} = 0.01625$$

d) Tubería G → H:

$$\xi = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{26.2}} = 0.01625$$

e) Tubería I → J:

$$\xi = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{24.73}} = 0.0163$$

f) Tubería K → L:

$$\xi = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{28.83}} = 0.01616$$

g) Tubería M → N:

$$\xi = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{29.76}} = 0.01614$$

h) Tubería O → P:

$$\xi = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{29.76}} = 0.01614$$

i) Tubería Q → R:

$$\xi = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{29.76}} = 0.01614$$

j) Tubería S → T:

$$\xi = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{29.76}} = 0.01614$$

k) Tubería U → V:

$$\xi = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{29.76}} = 0.01614$$

l) Tubería W → X:

$$\xi = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{25}} = 0.0163$$

m) Tubería Y → Z:

$$\xi = 0.0144 + \frac{0.00947}{\sqrt{23.7}} = 0.01635$$

Longitud equivalente por cada tubería:

a) Tubería A → B:

Longitud equivalente total

Accesorios	Cantidad	Longitud unitaria equivalente L/D	Diámetro exterior (m)	Longitud equivalente total (m)
Válvula compuerta	2	8	0.1143	1.83
Codo 90°	4	30	0.1143	13.72
Tubería	1			13
				28.55

b) Tubería C → D:

Longitud equivalente total

Accesorios	Cantidad	Longitud unitaria equivalente L/D	Diámetro exterior (m)	Longitud equivalente total (m)
Válvula compuerta	2	8	0.1413	2.26
Codo 90°	4	30	0.1413	17
Tubería	1			6
				25.26

c) Tubería E → F:

Longitud equivalente total

Accesorios	Cantidad	Longitud unitaria equivalente L/D	Diámetro exterior (m)	Longitud equivalente total (m)
Válvula compuerta	2	8	0.1413	2.26
Codo 90°	4	30	0.1413	17
Tubería	1			10
				29.26

d) Tubería G → H:

Longitud equivalente total

Accesorios	Cantidad	Longitud unitaria equivalente L/D	Diámetro exterior (m)	Longitud equivalente total (m)
Válvula compuerta	2	8	0.1413	2.26
Codo 90°	4	30	0.1413	17
Tubería	1			13
				32.26

e) Tubería I → J:

Longitud equivalente total

Accesorios	Cantidad	Longitud unitaria equivalente L/D	Diámetro exterior (m)	Longitud equivalente total (m)
Válvula compuerta	2	8	0.27305	4.37
Codo 90°	3	30	0.27305	24.57
Tubería	1			80
				108.94

f) Tubería K → L:

Longitud equivalente total

Accesorios	Cantidad	Longitud unitaria equivalente L/D	Diámetro exterior (m)	Longitud equivalente total (m)
Válvula compuerta	2	8	0.073152	1.17
Codo 90°	2	30	0.073152	4.4
Tubería	1			70
				75.57

g) Tubería M → N:

Longitud equivalente total

Accesorios	Cantidad	Longitud unitaria equivalente L/D	Diámetro exterior (m)	Longitud equivalente total (m)
Válvula compuerta	2	8	0.168402	2.7
Codo 90°	2	30	0.168402	10.1
Tubería	1			65
				77.8

h) Tubería O → P:

Longitud equivalente total

Accesorios	Cantidad	Longitud unitaria equivalente L/D	Diámetro exterior (m)	Longitud equivalente total (m)
Válvula compuerta	2	8	0.168402	2.7
Codo 90°	3	30	0.168402	15.15
Tubería	1			60
				77.85

i) Tubería Q → R:

Longitud equivalente total

Accesorios	Cantidad	Longitud unitaria equivalente L/D	Diámetro exterior (m)	Longitud equivalente total (m)
Válvula compuerta	2	8	0.168402	2.7
Codo 90°	3	30	0.168402	15.15
Tubería	1			70
				87.85

j) Tubería S → T:

Longitud equivalente total

Accesorios	Cantidad	Longitud unitaria equivalente L/D	Diámetro exterior (m)	Longitud equivalente total (m)
Válvula compuerta	2	8	0.168402	2.7
Codo 90°	3	30	0.168402	15.15
Tubería	1			75
				92.85

k) Tubería U → V:

Longitud equivalente total

Accesorios	Cantidad	Longitud unitaria equivalente L/D	Diámetro exterior (m)	Longitud equivalente total (m)
Válvula compuerta	2	8	0.168402	2.7
Codo 90°	3	30	0.168402	15.15
Tubería	1			80
				97.85

l) Tubería W → X:

Longitud equivalente total

Accesorios	Cantidad	Longitud unitaria equivalente L/D	Diámetro exterior (m)	Longitud equivalente total (m)
Válvula compuerta	2	8	0.27305	4.37
Codo 90°	3	30	0.27305	24.57
Tubería	1			4
				32.94

m) Tubería Y → Z:

Longitud equivalente total

Accesorios	Cantidad	Longitud unitaria equivalente L/D	Diámetro exterior (m)	Longitud equivalente total (m)
Válvula compuerta	2	8	0.4572	7.32
Codo 90°	2	30	0.4572	27.43
Tubería	1			9
				43.75

Caída de presión en cada tubería:

La caída de presión o variación de presión en una tubería de vapor se determina, según la formulación:

$$\Delta P = \frac{\xi * L_e * U_v^2 * \rho_v}{2 * d_{int} * 10^5}$$

a) Tubería A → B:

$$\Delta P = \frac{0.0161 * 28.55 * 30.88^2 * 5.14504}{2 * 0.10226 * 10^5} = 0.11\text{bar}$$

b) Tubería C → D:

$$\Delta P = \frac{0.01625 * 25.26 * 26.2^2 * 5.14504}{2 * 0.128194 * 10^5} = 0.06\text{bar}$$

c) Tubería E → F:

$$\Delta P = \frac{0.01625 * 29.26 * 26.2^2 * 5.14504}{2 * 0.128194 * 10^5} = 0.07\text{bar}$$

d) Tubería G → H:

$$\Delta P = \frac{0.01625 * 32.26 * 26.2^2 * 5.14504}{2 * 0.128194 * 10^5} = 0.072\text{bar}$$

e) Tubería I → J:

$$\Delta P = \frac{0.0163 * 108.94 * 24.73^2 * 1.90774}{2 * 0.254508 * 10^5} = 0.04\text{bar}$$

f) Tubería K → L:

$$\Delta P = \frac{0.01616 * 75.57 * 28.83^2 * 1.90774}{2 * 0.062738 * 10^5} = 0.15\text{bar}$$

g) Tubería M → N:

$$\Delta P = \frac{0.01614 * 77.8 * 29.76^2 * 1.90774}{2 * 0.154178 * 10^5} = 0.07\text{bar}$$

h) Tubería O → P:

$$\Delta P = \frac{0.01614 * 77.85 * 29.76^2 * 1.90774}{2 * 0.154178 * 10^5} = 0.07\text{bar}$$

i) Tubería Q → R:

$$\Delta P = \frac{0.01614 * 87.85 * 29.76^2 * 1.90774}{2 * 0.154178 * 10^5} = 0.08\text{bar}$$

j) Tubería S → T:

$$\Delta P = \frac{0.01614 * 92.85 * 29.76^2 * 1.90774}{2 * 0.154178 * 10^5} = 0.082\text{bar}$$

k) Tubería U → V:

$$\Delta P = \frac{0.01614 * 97.85 * 29.76^2 * 1.90774}{2 * 0.154178 * 10^5} = 0.087\text{bar}$$

l) Tubería W → X:

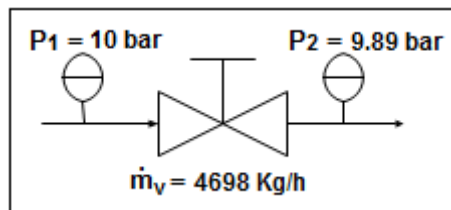
$$\Delta P = \frac{0.0163 * 4 * 25^2 * 5.14504}{2 * 0.254508 * 10^5} = 0.004\text{bar}$$

m) Tubería Y → Z:

$$\Delta P = \frac{0.01635 * 9 * 23.7^2 * 1.90774}{2 * 0.428752 * 10^5} = 0.002\text{bar}$$

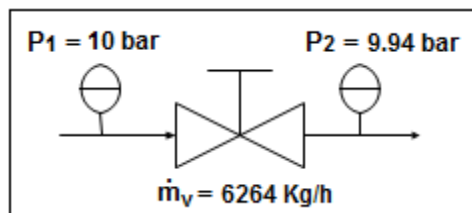
Caídas de presión en las válvulas compuerta:

a) Tubería A → B:



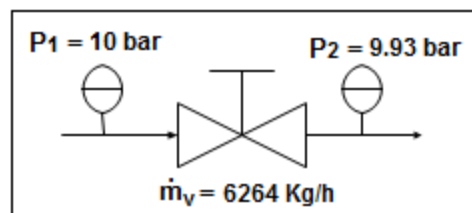
Válvula compuerta

b) Tubería C → D:



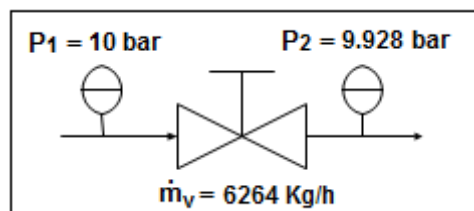
Válvula compuerta

c) Tubería E → F:



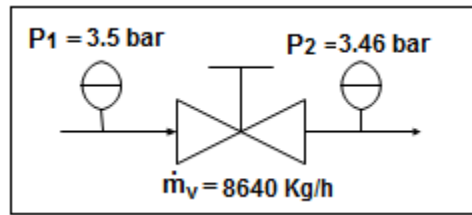
Válvula compuerta

d) Tubería G → H:



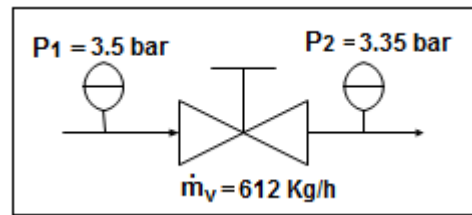
Válvula compuerta

e) Tubería I → J:



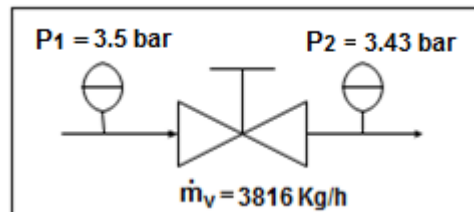
Válvula compuerta

f) Tubería K → L:



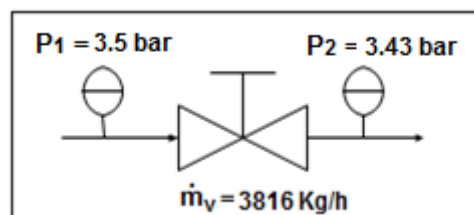
Válvula compuerta

g) Tubería M → N:



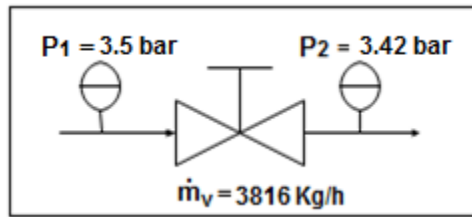
Válvula compuerta

h) Tubería O → P:



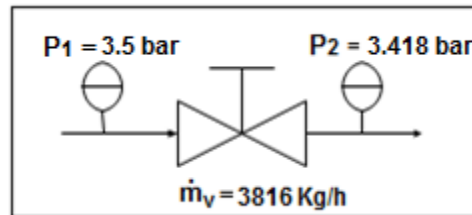
Válvula compuerta

i) Tubería Q → R:



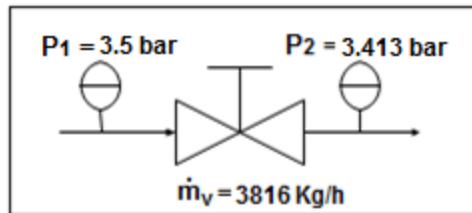
Válvula compuerta

j) Tubería S → T:



Válvula compuerta

k) Tubería U → V:



Válvula compuerta

l) Tubería W → X:

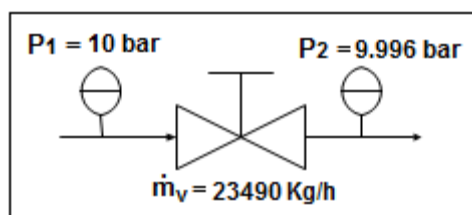


Figura 32: Válvula compuerta

m) Tubería Y → Z:

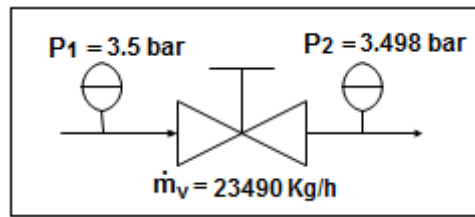


Figura 33: Válvula compuerta

Coeficientes de válvulas compuerta mínimo en operación:

Si: $\Delta P < \frac{P_1}{2}$, se cumple que:

$$K_V = \frac{\dot{m}_v}{461} * \sqrt{\frac{T_{sat} + 273}{\Delta P * P_2}}$$

a) Tubería A → B:

$$K_V = \frac{4698}{461} * \sqrt{\frac{179.878 + 273}{0.11 * 9.89}} = 208 \frac{m^3}{h}$$

b) Tubería C → D:

$$K_V = \frac{6264}{461} * \sqrt{\frac{179.878 + 273}{0.06 * 9.94}} = 374 \frac{m^3}{h}$$

c) Tubería E → F:

$$K_V = \frac{6264}{461} * \sqrt{\frac{179.878 + 273}{0.07 * 9.93}} = 347 \frac{m^3}{h}$$

d) Tubería G → H:

$$K_V = \frac{6264}{461} * \sqrt{\frac{179.878 + 273}{0.072 * 9.928}} = 342 \frac{m^3}{h}$$

e) Tubería I → J:

$$K_V = \frac{8640}{461} * \sqrt{\frac{138.857 + 273}{0.04 * 3.46}} = 1022 \frac{m^3}{h}$$

f) Tubería K → L:

$$K_V = \frac{612}{461} * \sqrt{\frac{138.857 + 273}{0.15 * 3.35}} = 38 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

g) Tubería M → N:

$$K_V = \frac{3816}{461} * \sqrt{\frac{138.857 + 273}{0.07 * 3.43}} = 343 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

h) Tubería O → P:

$$K_V = \frac{3816}{461} * \sqrt{\frac{138.857 + 273}{0.07 * 3.43}} = 343 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

i) Tubería Q → R:

$$K_V = \frac{3816}{461} * \sqrt{\frac{138.857 + 273}{0.08 * 3.42}} = 321 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

j) Tubería S → T:

$$K_V = \frac{3816}{461} * \sqrt{\frac{138.857 + 273}{0.082 * 3.418}} = 317 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

k) Tubería U → V:

$$K_V = \frac{3816}{461} * \sqrt{\frac{138.857 + 273}{0.087 * 3.413}} = 295 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

l) Tubería W → X:

$$K_v = \frac{23490}{461} * \sqrt{\frac{179.878 + 273}{0.004 * 9.996}} = 5423 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$

m) Tubería Y → Z:

$$K_v = \frac{23490}{461} * \sqrt{\frac{138.857 + 273}{0.002 * 3.498}} = 12363 \frac{\text{m}^3}{\text{h}}$$