

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGIA



**“SISTEMA DE COGENERACIÓN DE ENERGÍA MEDIANTE LA
IMPLEMENTACIÓN DE UN SOBRECALENTADOR EN LA
EMPRESA INDUSTRIAL SAVSA-TRUJILLO”.**

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

AUTOR:

Bach. VEGA JAVIER Juan José

ASESOR:

Mg. VELASQUEZ DIAZ, Neil

CHIMBOTE – PERÚ
2017



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA ACADEMICA PROFESIONAL DE INGENIERIA EN ENERGIA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente tesis ha sido revisado y desarrollado en cumplimiento al objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional en la Universidad Nacional del Santa (RESOLUCIÓN N° 654-2017-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente:

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN ENERGÍA

TÍTULO:

“SISTEMA DE COGENERACION DE ENERGIA MEDIANTE LA IMPLEMENTACIÓN DE UN SOBRECALENTADOR EN LA EMPRESA INDUSTRIAL SAVSA-TRUJILLO”.

TESISTA: Bach. VEGA JAVIER JUAN JOSE

ASESOR: Mg. Velásquez Díaz, Neil



UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA

FACULTAD DE INGENIERIA

ESCUELA ACADEMICA PROFESIONAL DE INGENIERIA EN ENERGIA

CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR DE TESIS

Damos conformidad del presente informe, desarrollado en cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al Reglamento General para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa (RESOLUCIÓN N° 654-2017-CU-R-UNS); intitulado:

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN ENERGÍA:

TÍTULO:

“SISTEMA DE COGENERACIÓN DE ENERGÍA MEDIANTE LA IMPLEMENTACIÓN DE UN SOBRECALENTADOR EN LA EMPRESA INDUSTRIAL SAVSA-TRUJILLO”

TESISTA: Bach. VEGA JAVIER JUAN JOSE

Presidente: Robert Guevara
chinchayán

integrante: Roberto Chucuya
Huallpachoque

Asesor: Neil, Velázquez Díaz

DEDICATORIA

A Dios,

Que está en cada momento de mi vida, la cual fue así que me ayudo a llegar a mi meta trazada.

siempre me dio fuerza cuando más lo necesitaba y ante cualquier problemas y dificultades que uno pueda tener en la vida siempre a estado allí para ayudarme a salir adelante.

A mis padres,

que siempre estuvieron apoyándome al día a día para lograr mis metas.

JUAN JOSE VEGA JAVIER.

AGRADECIMIENTO

A Dios, el creador de todas las cosas y dador de sabiduría e inteligencia.

A mis padres, que me apoyan constantemente para salir adelante en mi carrera profesional y mi vida espiritual.

A la Universidad Nacional del Santa, prestigiosa casa de estudios, por la formación profesional brindada durante la permanencia en sus aulas y a los docentes de la Escuela Profesional de Ingeniería En energía de la Universidad Nacional del Santa, por su dedicación y esfuerzo permanente en mi formación profesional.

También quiero expresar mi gratitud al **Ing. Neils Velásquez Díaz**, por su apoyo constante para el desarrollo de esta tesis.

A todas aquellas personas que de una u otra manera contribuyeron en el desarrollo de mi formación y la realización de la presente tesis.

RESUMEN

La tesis consiste en el estudio de un sistema de cogeneración de energía para la producción de electricidad aprovechando el calor residual de los gases combustión de las calderas en la empresa industrial de conservas vegetales S.A.V.S.A. Los gases procedentes de las calderas, se pretende sean conducidos a un sobrecalentador de vapor, para la producción de vapor sobrecalentado. Este vapor generado alimentará a una turbina de vapor en cuyo eje se instalará un generador eléctrico el cual producirá energía eléctrica. El objetivo de esta tesis es el diseño y dimensionado de los elementos necesarios para una planta de cogeneración energética asociada a una planta de conservas vegetales. La tesis utilizara datos obtenidos en la planta de las 3 calderas piro tubulares en operación de 300BHP, 400BHP y 500BHP, con Presión de vapor saturado 114 Psi y temperatura de vapor 170°C. Temperatura de los gases residuales 240°C, temperatura del agua 75°C y potencia eléctrica consumida en el sector 3 de la planta es de 1.5MW, para realizar balances de energía y determinar entalpías de recalentamiento óptimas para entregar a las turbinas a contrapresión.

Finalmente, se calcularon los siguientes puntos de Análisis económico: Beneficio útil, Inversión de activos fijos, PRI, VAN. El desarrollo de esta planta de cogeneración puede suponer una vía importante para el aprovechamiento energético de este tipo de industrias, como alternativa a la emisión directa del calor residual de origen industrial a la atmosfera.

ABSTRACT

The thesis consists in the study of a system of cogeneration of energy for the production of electricity taking advantage of the residual heat of the gases combustion of the boilers in the enterprise industries of preserves vegetables S.A.V.S.A. The gases from the boilers are intended to be led to a steam super heater for the production of superheated steam. This generated steam will feed to a steam turbine in whose axis an electric generator will be installed which will produce electrical energy. The objective of this thesis is the design and dimensioning of the necessary elements for an energy cogeneration plant associated with a vegetable canning plant. The thesis will use data obtained in the plant of the 3 pyro-boilers in operation of 300BHP, 400BHP and 500BHP, with saturated vapor Pressure 114 Psi and vapor temperature 170 ° C. Waste gas temperature 240 ° C, water temperature 75 ° C and electric power consumed in sector 3 of the plant is 1.5MW, to perform energy balances and to determine optimum reheating enthalpies to deliver to the turbines at back pressure.

Finally, the following Economic Analysis points were calculated: Useful profit, Fixed asset investment, PRI, VAN. The development of this cogeneration plant can be an important route for the energy use of this type of industry, as an alternative to the direct emission of residual heat from industrial sources to the atmosphere.

INDICE

TITULO

CARTA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

CARTA DE CONFORMIDAD DEL JURADO

DEDICATORIA

AGRADECIMIENTO

RESUMEN

ABSTRACT

CAPITULO I: INTRODUCCION 12

1.1 Realidad Problemática	13
1.2 Antecedentes	14
1.3 Formulación del problema	16
1.4 La importancia y justificación del estudio	17
1.5 Hipótesis de la investigación	18
1.6 Identificación de variables	18
1.7 Objetivos	19
1.7.1 objetivo general	19
1.7.2 objetivo específicos	19

CAPITULO II: MARCO TEORICO 20

2.1 Historia de la cogeneración	21
2.2 Definición de la cogeneración	23
2.3 Tipos de plantas de la cogeneración	25
2.4 Beneficios de la cogeneración	27
2.5 Intercambiadores de calor	28
2.6 Sobrecalentador de calor	31
2.7 Transferencia de calor en un intercambiador	33
2.8 Balance de masa	33
2.9 Balance de energía	34
2.10 Calor útil en un intercambiador de calor	34
2.11 Variables de operación en un intercambiador	34

2.12 Algoritmo de diseño del recalentador de vapor	35
2.13 Turbina a vapor	41
2.14 Generador eléctrico	41
2.15 Análisis económico	42
CAPITULO III: MATERIAL Y METODO	43
3.1. Tipo de investigación	44
3.2. Población y muestra	44
3.3. Diseño de la investigación	44
3.4. Técnicas de recolección de datos	45
3.5. Materiales o fuentes	45
3.6. Tratamiento de la información	46
3.7. Técnicas de procesamiento de datos	46
RESULTADOS	47
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	72
BIBLIOGRAFIA	75
ANEXOS	77

NOMENCLATURA

\dot{m}_{gr} : Flujo másico de los gases residuales (kg/h)

\dot{m}_v : Flujo másico del vapor (kg/h)

m_c : flujo másico de combustible en la caldera (kg/h)

h_{agua} : Entalpia del agua de alimentación a la caldera (kJ/kg)

$h_{v.salida}$: Entalpia del fluido de salida en la caldera (kJ/kg)

$C_{p_{v,gr}}$: Calor específico a presión constante a temperatura promedio del vapor o gases residuales (kJ/kg °C)

$T_{vse,s}$: Temperatura del vapor a la entrada o salida en el sobrecalentador (°C)

$T_{gre,s}$: Temperatura de gases residuales a la entrada o salida del sobrecalentador (°C)

$h_{vse,s}$: Entalpia del vapor en la entrada o salida del sobrecalentador (kJ/kg)

$h_{gre,s}$: Entalpia de los gases residuales en la entrada o salida del sobrecalentador (kJ/kg)

N_t : número total de tubos en disposición triangular o en cuadrado, adimensional

V_v : velocidad la cual fluye el vapor (m/s)

e_{tubo} : Espesor de la tubería (m)

d_{intt} : Diámetro interior de los tubos (m)

d_{ext} : Diámetro exterior de los tubos (m)

$D_{l.coraza}$: Diámetro interior de la coraza (m)

$D_{e.coraza}$: Diámetro exterior de la coraza (m)

: densidad a temperatura promedio del vapor o gases residuales (kg/m³)

: viscosidad cinemática a temperatura promedio del vapor o gases residuales (kg/m.s)

K : Conductividad térmica a temperatura promedio del vapor o gases residuales (W/m.C°)

A_t : área de flujo del vapor en los tubos transversal a la dirección del fluido.

A_{gr} : área de flujo de los gases residuales exterior a los tubos e interior a la carcasa.

S_L : paso longitudinal entre tubos en las columnas (m)

E : espaciado entre tubos (m)

B : espaciado entre deflectores (m)

$N+1$: número de cruces, adimensional

G_v : gasto másico del vapor ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$)

G_{gr} : gasto másico de los gases residuales ($\text{kg}/\text{m}^2 \cdot \text{s}$)

Re_t : número de Reynolds en el flujo de los tubos, adimensional

Re_{gr} : número de Reynolds de los gases residuales, adimensional

JH : factor de transferencia de calor del vapor o gases residuales, adimensional

$h_{i,o}$: Coeficiente de convección de película interior en los tubos ($\text{kJ}/\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

h_o : Coeficiente de convección de película exterior en los tubos ($\text{kJ}/\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

U_c : Coeficiente global limpio de transferencia de calor ($\text{kJ}/\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

U_D : Coeficiente global de diseño de transferencia de calor ($\text{kJ}/\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$)

R_t : Resistencia térmica en el intercambiador ($\text{h} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}/\text{kJ}$)

P_{co} : caída de presión en la coraza (kg/cm^2)

P_t : caída de presión en los tubos (kg/cm^2)

P_{ve} : caída de presión por cabeza de velocidad (kg/cm^2)

S_{IC} : Superficie de intercambio de calor (m^2)

\dot{Q} : Transferencia de calor útil (kW)

$P_{G,E}$: potencia eléctrica en los bornes del generador (kW)

ΔT_{ml} : Variación de temperatura media logarítmica ($^\circ\text{C}$)

L : Longitud de los tubos (m)

$CEE_{s.\text{eléctrico, cogeneración}}$: costo unitario de consumos de energía eléctrica por parte de la empresa consumidora o sistema de cogeneración ($\$/\text{kWh}$)

B_{util} : beneficio útil o ahorro económico anual ($\$/\text{año}$)

PRI : periodo de recuperación de la inversión, años

VAN : valor actual neto ($\$$)

CAPITULO I

INTRODUCCION

1.1 Realidad problemática:

SAVSA, es una empresa industrial peruana líder en la fabricación de conservas vegetales en el Perú y una de las más grandes en el mundo y se encuentra ubicado en Carretera Panamericana Norte km. Interior 0521 Pueblo Virú, La libertad.

Donde el vapor de agua producido por sus 3 calderos pirotubulares de la empresa industrial SAVSA (que se entregan una presión de 100 Psig, pero la mayor cantidad de procesos necesitan una presión de 60 psig, para lograr tal objetivo se utilizan válvulas reductoras de presión VRP, con una pérdida de presión de 40 Psig o también se utilizara una turbina a contrapresión por el sistema de cogeneración planteado) Se utiliza para proporcionar energía térmica a los diferentes procesos de transformación de sus productos de cosecha en la misma empresa (alcachofa, berenjena, pimiento ,esparrago verde y blanco) para conseguir productos terminados (cremas, mermeladas, conservas vegetales, salsas) , por lo que la eficiencia del sistema para generarlo, la distribución adecuada y el control de su consumo, tienen un impacto en la eficiencia total de la planta. Esta situación se refleja en los costos de consumo eléctrico y, en consecuencia, en la competitividad y sustentabilidad de la Empresa.

Uno de los problemas de la planta industrial SAVSA (sociedad agrícola virù) en el proceso de producción de vapor es el costo elevado de generación de energía eléctrica. Ya que le compra en su totalidad a la empresa Hidrandina S.A, a un costo aproximado de 0.07 \$/kW-h, y tiene un consumo de aproximadamente 1.5MW de potencia eléctrica consumida.

Lo que nos lleva al análisis técnico y económico de un sobrecalentador para la implementación de cogeneración de energía eléctrica en la empresa industrial savsa - Trujillo, para la reducción en compra de los kW-h a la empresa Hidrandina SA, usando el vapor como alternativa de generación de energía eléctrica para su propio uso.

1.2. Antecedentes:

A) La Tesis para optar el grado de ingeniero de Minas y Energía, en la Escuela Técnico Superior de Ingenieros de Minas y Energía (colmenar, oreja de Madrid - España), titulada:

“Diseño y Calculo de una planta de cogeneración en la cantera “Las margaritas”. Autor: Jorge García Pérez explica:

El proyecto consiste en el diseño y dimensionado de una planta de cogeneración para la producción de electricidad aprovechando el calor residual disponible a la salida de un horno para la obtención del Clinker en la fabricación de cemento. Los gases procedentes de la combustión del coque, tras atravesar los ciclones, se pretende sean conducidos a una caldera de recuperación de calor (CRC), compuesta por economizador, evaporador y sobrecalentador, para la producción de vapor sobrecalentado. Este vapor generado alimentará a una turbina de vapor en cuyo eje se instalará un generador eléctrico. El objetivo de este proyecto es el diseño y dimensionado de una planta de cogeneración energética asociada a una planta de fabricación de cemento que se pretenda construir, con la finalidad de que, a la hora de diseñar dicha planta de obtención del Clinker, se realice permitiendo la instalación de los elementos necesarios para la construcción de la planta de cogeneración. En el proyecto se determina la energía eléctrica producida, con el objeto de evaluar y cuantificar el beneficio de la producción energética, con la finalidad de obtener un rendimiento económico tras la venta o cesión de la energía eléctrica a la Red de distribución. Finalmente se decide la instalación más adecuada para la máxima rentabilización de todo el sistema y se determinan los periodos de amortización necesarios. El desarrollo de esta planta de cogeneración puede suponer una vía importante para el aprovechamiento energético de este tipo de industrias, como alternativa a la emisión directa del calor residual de origen industrial a la atmosfera.

B) La tesis para obtener el título profesional de ingeniero en energía, en la universidad nacional del santa, titulada:

“calculo, diseño e instalación de un economizador para una caldera acuotubular de 2900 BHP”. Autor: Eulalio Rene Meléndez Fernández

Esta tesis consistió en realizar el cálculo del diseño y instalación de un economizador para la caldera acuotubular en la fábrica de azúcar del complejo agroindustrial Cartavio S.A.A , pretendiendo así incrementar la temperatura del agua de alimentación a la caldera que genera vapor a una presión de 600 psig y superior a 10 ton/h, para la optimización de la utilización de la energía en forma de vapor, haciendo uso de un economizador, el mismo que aprovechando la alta temperatura de salida de los gases de combustión permitiría que el agua que ingresa en contracorriente al flujo de los gases, pueda incrementar su temperatura permitiendo de esta manera obtener un rendimiento más elevado de las calderas y consecuentemente un ahorro en el consumo de combustible. La instalación de economizadores permitirá amortizaciones inferiores a los tres años del costo del equipo, en todos los casos hay que evitar una temperatura de salida de los gases inferior al punto de rocío de los mismos, según sea su contenido en SO₂. Ante esta situación, la elección del equipo de recuperación de calor, es decir, entre el calentador de aire y el calentador de agua de alimentación (economizador), que mejor aproveche la alta temperatura de los gases de escape a las condiciones de trabajo del área de calderas, se ha convertido en un tema de mucha importancia, que el presente trabajo trata de contribuir en tal elección.

C) La tesis para optar el grado de Ingeniería en energía, Titulada:

“Estudio energético del sistema de cogeneración en el Ingenio azucarero San Jacinto”

Autor: Bach. Colchado Colona Abner

Bach. Muñoz Chupillon Anibal

En el presente trabajo se hace el estudio energético de cogeneración del Ingenio San Jacinto.

En el primer capítulo se plantea los objetivos de estudio posteriormente se hace una descripción del proceso productivo de la azúcar.

Seguidamente se dan los fundamentos teóricos sobre cogeneración en las diferentes tecnologías de los equipos promotores, se incluyen las correlaciones para evaluar los consumos específicos de las turbinas de vapor para evaluar la

generación de electricidad se plantean las correlaciones a aplicar el diagrama de carga del turbogenerador.

En el capítulo 3 se hace la ingeniería del proyecto evaluando los consumos de combustible y electricidad de un periodo de un año, para identificar las aportaciones por fuente de combustible, se realiza el balance en las calderas para evaluar su eficiencia y comparar con estándares de las calderas actuales, y se ha evaluado los consumos específicos de vapor de las turbinas para determinar los Hp por equipo.

Finalmente se recomienda las posibles mejoras, lo que conlleva en ahorros de energía y/o económicos se implementan las recomendaciones.

D) La tesis para optar el grado de Ingeniería en energía, Titulada:
“Factibilidad de Cogeneración en una planta de Harina de Pescado”

Autor: Bach. Reyes Sifuentes Nilton Augusto

Bach. Reyna Márquez Javier Augusto

En el presente trabajo se hace el estudio energético de cogeneración de la Empresa PESCA PERU U.O 1313 es una industria que se dedica a la producción de Aceite y harina de pescado. Usan equipos consumidores: secadores, prensas, molinos, etc.

La generación de vapor se realiza en 06 calderos pirotubulares. La energía eléctrica es adquirida por HIDRANDINA S.A, la más adecuada técnica y económicamente es la cogeneración con turbina de vapor ya que satisface la demanda energética con un rendimiento más elevado y sobre todo que se cuenta con el vapor que es el recurso energético indispensable para la producción industrial de la planta.

1.3 Formulación del problema:

¿Cuáles son los parámetros que permiten la implementación de un sobrecalentador para el sistema de cogeneración de energía en la Empresa Industrial SAVSA-Trujillo?

1.4 La importancia y justificación del estudio:

El estudio para el dimensionado de un sistema de cogeneración es importante porque brinda una alternativa de uso de energía del vapor producido para la generación de energía eléctrica en la industria de conservas vegetales para minimizar costos de compra de energía eléctrica en comparación a empresas eléctricas.

Con esta tecnología la energía eléctrica consumida por la empresa es manejable ya que puede utilizar energía a altas tensiones (energía eléctrica hora punta), es conveniente porque no hay paros en días feriados.

El conocimiento de nuevas tecnologías energéticas permite que el alumno de la Universidad nacional del santa aprenda y extiendan su conocimiento para su formación profesional.

Disminuyendo el nivel de contaminación de los gases quemados cumpliendo con las normas de impacto medio ambiental, para una mejor calidad de vida para habitantes que rodeen esta empresa.

Así la justificación del estudio visto desde los enfoques:

A) Económico:

Reducir costo de compra de energía eléctrica.
para la Empresa Industrial SAVSA SA.

B) Tecnológico:

Permite asimilar tecnologías térmicas modernas como el uso del sobrecalentador y una turbina a contrapresión, mejorando el rendimiento del ciclo.

C) Social:

Disminuyendo el nivel de contaminación de los gases quemados cumpliendo con las normas de impacto medio ambiental, para una mejor calidad de vida para habitantes que rodeen esta fábrica usando un combustible de calidad y económico.

D) Institucional:

El estudio de implementación de nuevas tecnologías térmicas hace que estudiantes de la Universidad nacional del santa aprenda y extiendan su conocimiento en la Institución.

E) Laboral:

Crea puestos de trabajo desempeñándose en metalmecánica, mantenimiento, reparación, operadores.

1.5. Hipótesis de la investigación.

“La temperatura y el flujo másico de vapor son los parámetros que permiten la implementación de un sobrecalentador para el sistema de cogeneración de energía en la Empresa Industrial SAVSA-Trujillo mediante balance de masa y energía de los flujos de vapor y gases de combustión”.

1.6. Identificación de variables.

A) variable independiente: Parámetros del sobrecalentador

Indicadores de la variable independiente:

- Temperatura de gases de la combustión (°C).
- Flujo másico de vapor (kg/h).
- Potencia Eléctrica generada (kW).

B) variable dependiente: Sistema de Cogeneración.

Indicadores de la variable dependiente:

- Flujo másico de gases de la combustión (kg/h).
- Costo de generación de energía (U\$/kWH).
- Calor Útil (kW).

1.7 Objetivos:

1.7.1 Objetivo General:

Dimensionar el sistema de cogeneración de energía mediante la implementación de un sobrecalentador en la empresa industria savsa - Trujillo.

1.7.2 Objetivos Específicos:

- Realizar un balance de energía en el área de caldero para determinar temperaturas en el sobrecalentador y turbina.
- Dimensionar el sobrecalentador que permita el máximo aprovechamiento de energía residual de los gases emitidos por las calderas.
- Seleccionar el turbogenerador para lograr la potencia necesaria.
- Realizar una evaluación económica del sistema de cogeneración a implementar.

CAPITULO II

MARCO TEORICO

2.1 historia de la cogeneración:

La cogeneración no es desde luego un concepto nuevo, ya que hace más de cien años que los europeos aprovechaban el calor residual de las centrales eléctricas. Tal y como hoy es conocida, se puede decir que la cogeneración se inició en Europa a finales del siglo pasado, extendiéndose desde allí a EEUU. El crecimiento del sector industrial requería cantidades crecientes de energía eléctrica y como las redes de distribución de las compañías eléctricas estaban poco extendidas tuvieron que generar su propia electricidad. Ello se llevó a cabo por dos métodos fundamentalmente: cogeneración en las propias factorías y mediante aprovechamiento de los saltos hidráulicos situados en las proximidades de las fábricas. Refiriéndonos concretamente a la experiencia norteamericana, podemos decir que hacia 1900 la cogeneración suministraba alrededor de la mitad de toda la energía producida en EEUU. La construcción de centrales térmicas, la ampliación de las redes de distribución y el incremento de la seguridad de suministro, acompañado todo ello por una disminución de los precios de la electricidad condujeron a la disminución progresiva de la importancia de la cogeneración que redujo su participación respecto a la electricidad consumida al 15% en 1950 y a menos del 4% en 1970.

El abaratamiento de los combustibles para las centrales térmicas hizo que las inversiones en instalaciones de cogeneración se convirtieran en poco rentables, excepto en los casos en los que la factoría dispusiera de calores residuales o se encontrara aislada de las redes de distribución.

La industria del gas intentó relanzar la cogeneración para usos residenciales y comerciales a través de los equipos de energía total en el periodo 1960-1970 y consiguió realizar diversas instalaciones al final de la década. Pero aparecieron también numerosas barreras que impedían el desarrollo de la cogeneración. Entre otras, podemos citar las siguientes:

- Los bajos precios de adquisición de la electricidad cogenerada ofrecidos por las compañías eléctricas (en los casos en que éstas se hallaban dispuestas a la interconexión).
- Las elevadas tarifas impuestas a los cogeneradores para el suministro de potencia de emergencia o potencia suplementaria.

- La preocupación existente por el riesgo de que las instalaciones de cogeneración se sometieran a la reglamentación de las distribuidoras de energía.

Todas estas barreras lograron, a principios de la década de los sesenta, el desmantelamiento prácticamente total de las instalaciones de energía total. La crisis energética de 1973 provocó en el mundo industrializado y en particular en EEUU un estado general de alarma que dio lugar a la “National Energy Act” y dentro de ella, en 1978, a la “Public Utility Regulatory Policy Act” (PURPA). Esta norma establece los principios básicos para la compra de la electricidad producida por los cogeneradores y por los sistemas de generación de pequeña potencia.

Ello estimuló la iniciación de una carrera para la puesta en marcha de un elevado número de proyectos de cogeneración y de aprovechamiento de pequeños saltos hidráulicos; promovió el desarrollo de las denominadas granjas eólicas y en general, suscitó el interés por los proyectos de energías alternativas, tanto a los partidarios de “lo pequeño es hermoso” como a las empresas de capital-riesgo.

La legislación inicial promulgada en 1978, por PURPA, establecía principios generales para promover el desarrollo de la generación de electricidad por métodos alternativos.

Fueron necesarios desarrollos posteriores teniendo lugar numerosas apelaciones por parte de las compañías eléctricas; en 1983, un pronunciamiento de Tribunal Supremo (que ratificaba la validez de las interpretaciones favorecedoras de la cogeneración) zanjó con claridad la polémica.

El estado de la cuestión en la actualidad se resume en los siguientes puntos principales.

- Se exige a las compañías eléctricas comprar y vender energía a los cogeneradores. Estos pueden conexionarse a la red en paralelo y no se hallan sometidos a regulación.
- La compraventa debe efectuarse a tarifas justas y razonables, estableciéndose como límite el denominado “coste evitado”.

El “coste evitado” incluye el coste energético y el coste de capacidad. El “coste energético evitado” comprende el coste de combustible y parte de los costes de operación y mantenimiento; representa, de hecho, el coste más caro de producción de electricidad a cada nivel de demanda. El “coste de capacidad evitado” se añade al anterior cuando la compra de electricidad al cogenerador permite a la compañía eléctrica reducir sus inversiones en la construcción de nuevas centrales de generación; este coste se aplica, en general, en los sistemas eléctricos con baja capacidad de generación en reserva.

2.2 Definición de cogeneración:

El término “cogeneración” se emplea para designar la producción secuencial de energía térmica y energía eléctrica a partir de una fuente primaria de energía, estando normalmente esta producción de energía (térmica y eléctrica) ligada a un proceso Industrial, Comercial o de Servicios. Las plantas de Cogeneración producen, pues, de forma simultánea electricidad y calor para diversas aplicaciones.

En una central termoeléctrica tradicional se transforma la energía química contenida en un combustible fósil en energía eléctrica. Normalmente se quema un combustible fósil (carbón, fuel, diésel, gas natural) en una caldera (generador de vapor) para producir una energía térmica de baja calidad en forma de vapor a alta presión y temperatura. La descompresión del vapor genera una energía mecánica en una turbina que mediante un alternador se transforma en energía eléctrica, de alta calidad. Para aumentar la energía eléctrica producida por la central (producción simultánea de energía eléctrica y térmica).

En la mayoría de los procesos industriales, comerciales o de servicios que requieren abastecerse de energía eléctrica, se implementaría el mismo proceso dicho líneas arriba para aprovechar el calor útil del combustible.



Figura 1. Planta de cogeneración de energía.

Fuente: internet

Los elementos comunes a cualquier planta de cogeneración son los siguientes:

Fuente de energía primaria. Suele ser gas natural, gasóleo o fuelóleo.

1. El sistema de aprovechamiento de calor: se suele tratar a calderas o generadores de vapor que producen vapor, mediante la combustión de un combustible fósil.
2. El sistema de super- aprovechamiento de calor. Puede tratarse de calderas recuperadoras de calor de gases de escape, secaderos o intercambiadores de calor, o incluso unidades de absorción que producen frío a partir de este calor de bajo rango.
3. El elemento motor. Es el elemento encargado de convertir energía térmica o química en mecánica. Dependiendo del tipo de planta, puede tratarse de turbinas de gas, turbinas de vapor o motores alternativos.
4. El sistema de aprovechamiento de energía mecánica. En general suele estar formado por un alternador que la transforma en eléctrica, muy versátil y fácil de aprovechar, pero también puede tratarse de compresores, bombas, etc. donde la energía mecánica se aprovecha directamente.

5. Sistemas de refrigeración. Se tratan de condensadores el cual se condensa el vapor luego del paso por el turbogenerador, el fluido frio generalmente es algún tipo de refrigerante y a veces agua emanadas desde v Las torres de refrigeración.

6. Sistema de tratamiento de agua. El agua a evaporar en la caldera en el sistema de aprovechamiento de calor se requiere de unas especificaciones en las características físico-químicas del fluido el cual se hará pasar de una serie de sistemas para su tratamiento y control.

7. Sistema de control, que se encarga del gobierno de las instalaciones, normalmente muy automatizadas.

8. Sistema eléctrico, que permite tanto la alimentación de los equipos auxiliares de la planta, como la exportación/importación de energía eléctrica necesaria para cumplir el balance. La fiabilidad de esta instalación es muy importante, lo que permite alimentar la fábrica en situación de deficiencia de la red externa y estar disponible inmediatamente en el momento que se restablezcan las condiciones del servicio.

2.3 Tipos de plantas de cogeneración

- **Cogeneración con turbina de vapor**

El vapor de alta presión generado en una caldera convencional, pasa por una turbina y mediante la expansión de vapor se da energía mecánica, la turbina acoplado a un generador eléctrico se obtiene energía eléctrica a partir de la energía mecánica.

El uso de esta turbina fue el primero en cogeneración. Actualmente su aplicación ha quedado prácticamente limitada como complemento para ciclos combinados o en instalaciones que utilizan combustibles residuales, como biomasa o residuos que se incineran.

- **Cogeneración con turbina de gas**

En los sistemas con turbina de gas se quema gas con aire a una presión diferente a la atmosférica en un combustor obteniendo productos de combustión para luego pasar por un turbogenerador. Parte de la energía se transforma en energía mecánica, que se transformará con la ayuda del alternador en energía eléctrica. Debido a su alta temperatura, estos gases suelen ser empleados a su vez, para producir vapor en una caldera de recuperación, para luego el vapor se consume en equipos industriales.

- **Cogeneración con ciclo combinado de turbina de gas y vapor**

La aplicación conjunta de una turbina de gas y una turbina de vapor es lo que se denomina "Ciclo Combinado". En un primer lado está el ciclo brayton donde los gases de escape de la turbina de gases descomprimen y se genera energía eléctrica, luego de pasar por la turbina de gas a través del bypass, atraviesan la caldera de recuperación, donde se produce vapor de alta presión. Este vapor se puede comprimirse en una turbina de vapor produciendo una energía eléctrica adicional. En la salida de la turbina de vapor de baja presión, este vapor se puede aprovecharse para el consumo de equipos industriales.

- **Cogeneración con motores alternativos**

Utilizan gas, gasóleo o fuel-oíl como combustible. El sistema de recuperación térmica se diseña en función de los requisitos de la industria y en general se basan en la producción de vapor a baja presión (hasta 10 bares), aceite térmico y en el aprovechamiento del circuito de alta temperatura del agua de refrigeración del motor.

La energía térmica:

- Se obtiene con los gases residuales del motor en una caldera de recuperación de calor, se produce vapor, donde este vapor es usado en los diferentes equipos industriales.
- Se obtiene implementando un intercambiador agua-agua, agua de refrigeración del motor y agua para el consumo sanitaria y otros procesos.

La energía eléctrica:

En el motor está acoplado un generador, mediante la quema de combustible, gas el motor gira y se obtiene energía eléctrica.

- **Cogeneración con motor de gas y turbina de vapor**

En este tipo de plantas, el calor contenido en los humos de escape del motor se recupera en una caldera de recuperación, produciendo vapor que es utilizado en una turbina de vapor para producir más energía eléctrica o energía mecánica. El circuito de refrigeración de alta temperatura del motor se recupera en intercambiadores, el calor recuperado se utiliza directamente en la industria asociada a la planta de cogeneración sea en el consumo de equipos.

2.4 Los beneficios de la cogeneración son:

- Disminución de emisiones al ambiente, principalmente de CO₂, por la cantidad de combustible fósil que evita quemarse al aumentar la eficiencia de los procesos térmicos.
- Un beneficio de la cogeneración, es que se puede aprovechar tanto el calor generado como la energía eléctrica en un único proceso.
- un mejor aprovechamiento de la energía eléctrica ya que la cogeneración se realiza en lugares cercanos al punto de consumo, y es por eso que se evitan cambios de tensión de electricidad, y menores pérdidas de transporte de energía eléctrica a larga distancia. En las redes eléctricas convencionales, se estima que se pueden llegar a perder entre un 25 y un 30% de la electricidad generada durante su transporte.
- Otro beneficio que tiene es que si la energía de los gases de escape de la combustión se puede utilizar para refrigeración mediante los sistemas de absorción y se denomina Trigeneración.
- Otro beneficio es su eficacia térmica, en la producción convencional de electricidad el aprovechamiento de la energía química del combustible, es solamente del 25% al 40%, ya que el resto se disipa con los gases de combustión en forma de calor. Sin embargo, en un sistema de cogeneración es mucho más eficiente llegando a unos aprovechamientos energéticos que pueden oscilar entre el 75% y el 90%.

- Reducción de costos e incremento de la competitividad en usuarios industriales y comerciales.
- Incremento en la seguridad energética.
- Generación de empleo.

2.5 Intercambiador de calor:

En los sistemas mecánicos, químicos, nucleares y otros, ocurre que el calor debe ser transferido de un lugar a otro, o bien, de un fluido a otro. Los intercambiadores de calor son los dispositivos que permiten realizar dicha tarea.

Los intercambiadores de calor como dispositivos que permiten remover calor de un punto a otro de manera específica en una determinada aplicación.

Se presentan los tipos de intercambiadores de calor en función del flujo: flujo paralelo; contraflujo; flujo cruzado.

Entre las principales razones por las que se utilizan los intercambiadores de calor se encuentran las siguientes:

- Calentar un fluido frío mediante un fluido con mayor temperatura.
- Reducir la temperatura de un fluido mediante un fluido con menor temperatura.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mediante un fluido con mayor temperatura.
- Condensar un fluido en estado gaseoso por medio de un fluido frío.
- Llevar al punto de ebullición a un fluido mientras se condensa un fluido gaseoso con mayor temperatura.

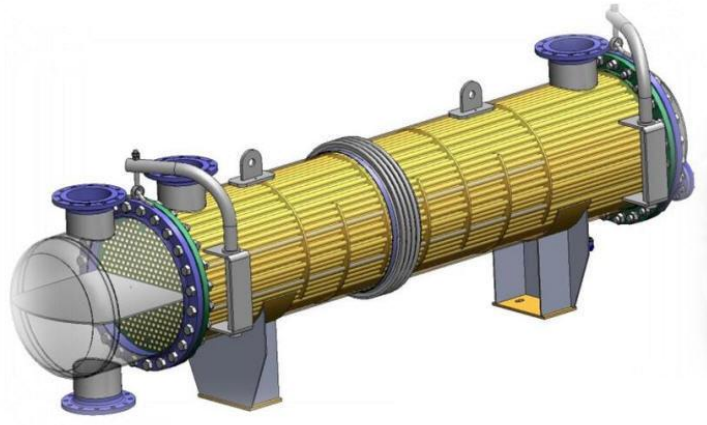


Figura 2. Intercambiador de calor de tubos y carcasa.

Fuente: internet

2.5. A. Clasificación de los intercambiadores de calor:

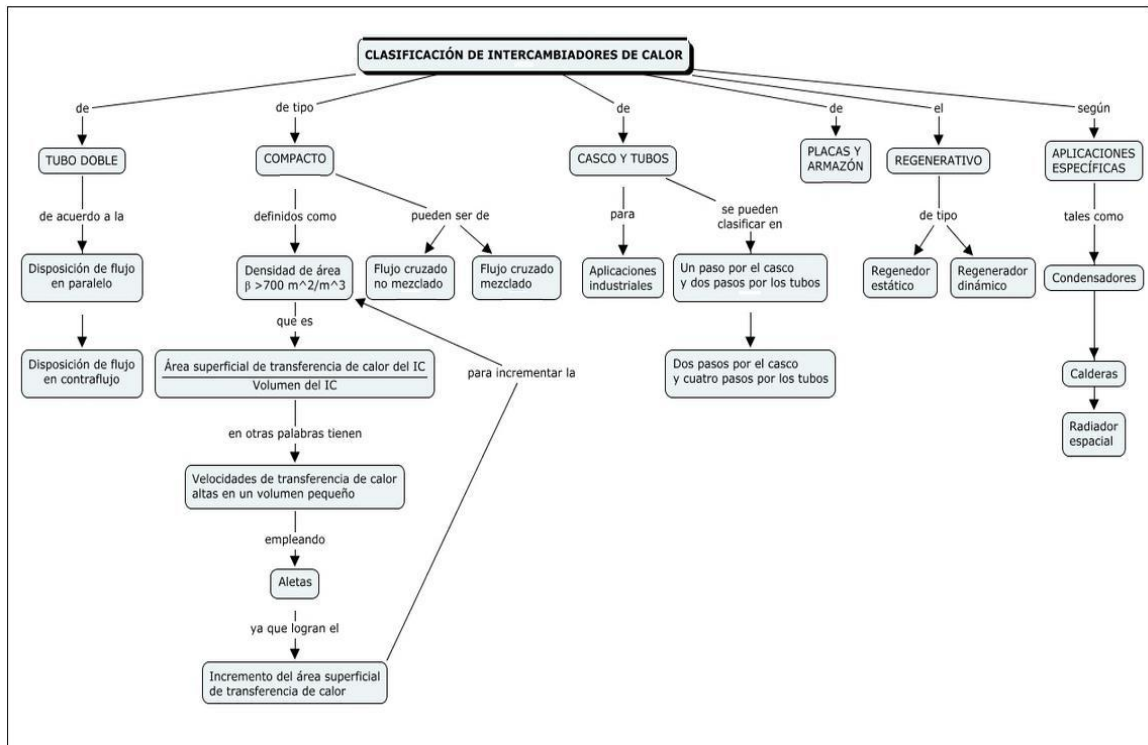


Figura 3. Clasificación de los intercambiadores de calor.

Fuente: internet

2.5. B. Tipos de intercambiadores de calor según su operación:

Una de las características comunes que se puede emplear es la dirección relativa que existe entre los dos flujos de fluido. Las tres categorías son: Flujo paralelo, Contraflujo y Flujo cruzado.

a) Flujo paralelo

Como se ilustra en la figura 4, existe un flujo paralelo cuando el flujo interno o de los tubos y el flujo externo o de la carcasa ambos fluyen en la misma dirección. En este caso, los dos fluidos entran al intercambiador por el mismo extremo y estos presentan una diferencia de temperatura significativa

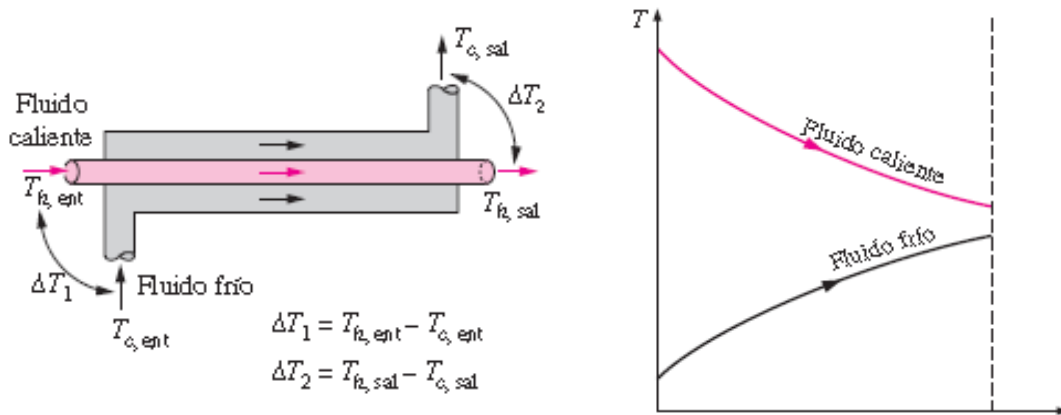


Figura 4: Fluidos en flujo paralelo.

Fuente: libro "transferencia de calor y masa", Yunus Cengel

b) Flujo Contraflujo:

Como se ilustra en la figura 5, se presenta un contraflujo cuando los dos fluidos fluyen en la misma dirección, pero en sentido opuesto. Cada uno de los fluidos entra al intercambiador por diferentes extremos. Ya que el fluido con menor temperatura sale en contraflujo del intercambiador de calor en el extremo donde entra el fluido con mayor temperatura.

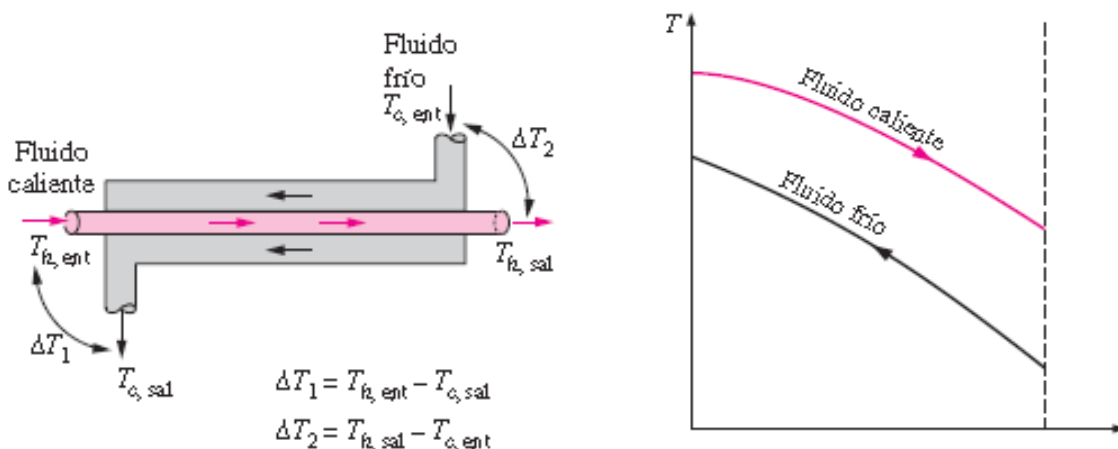


Figura 5: Fluidos en contraflujo.

Fuente: libro "transferencia de calor y masa", Yunus Cengel.

c) Flujo cruzado:

En la figura 6, se muestra como en el intercambiador de calor de flujo cruzado uno de los fluidos fluye de manera perpendicular al otro fluido, esto es, uno de los fluidos pasa a través de tubos mientras que el otro pasa alrededor de dichos tubos formando un ángulo de 90°.

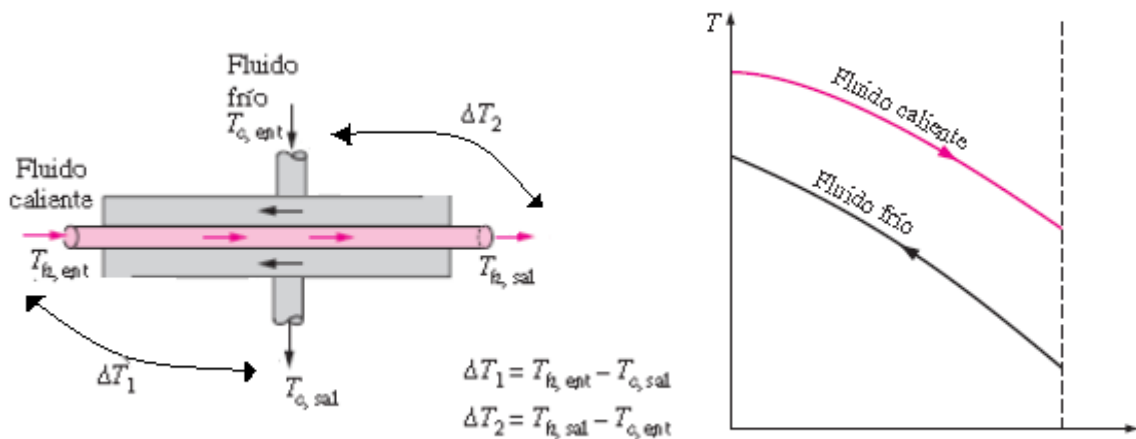


Figura 6: Fluidos en flujo cruzado.

Fuente: libro "transferencia de calor y masa", Yunus Cengel

2.6. Sobrecalentador o recalentador de vapor:

El Sobrecalentador de vapor que se coloca luego de la Caldera, consigue incrementar la temperatura de salida del vapor por encima de su temperatura de saturación. De esta forma obtenemos un vapor sobrecalentado a alta temperatura.

El Sobrecalentador es básicamente un intercambiador de calor gases-vapor, diseñado teniendo en cuenta las particularidades de su trabajo con gases de combustión.

Consta de dos circuitos:

Circuito de vapor:

Consiste en un haz de tubos lisos de acero, con una configuración adaptada a sus condiciones de trabajo.

Circuito de gases:

Dispuesto en contracorriente del circuito de vapor está formado por una carcasa en chapa de acero y perfiles laminados.

Ventajas de un sobrecalentador.

- 1.- Aumenta el rendimiento termodinámico del ciclo de la planta.
- 2.- Disminuye las pérdidas por condensación de las turbinas y las máquinas mismas.
- 3.- Disminuye el desgaste de las aspas de las turbinas.

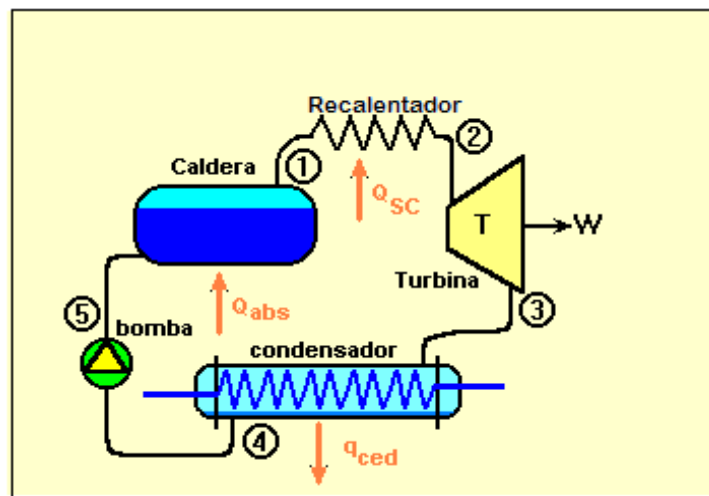


Figura 7. Instalación de un recalentador de vapor.

Fuente: Internet

Dónde:

De 1-3 es el sobrecalentador de vapor en proceso isobárico, 2-3 turbina en proceso isoentropico, 3-4 condensador en proceso isobárico y 4-5 bomba en proceso isoentropico.

La función del recalentador en la caldera es la de volver a súper calentar este vapor a una temperatura deseada.

En el ciclo de Rankine el recalentador se coloca en la salida del generador de vapor para aumentar aún más la temperatura del vapor antes de ser introducido a la turbina con el fin de aumentar la eficiencia del ciclo.

2.7 Transferencia de calor en un intercambiador (sobrecalentador):

Es un proceso donde se transporta energía, ya sea en forma de trabajo o calor por los diferentes medios de contacto. Para ello, es indispensable que exista un gradiente de temperatura y un medio transmisor. Existen diferentes mecanismos de transferencia de calor o denominados medios de contacto. Transferencia de calor por conducción, Convección y radiación.

En un intercambiador el fluido frío gana calor y la velocidad de transferencia de calor se expresa por la siguiente ecuación:

$$Q_c = m_c * C_{p,c} * (T_{c,o} - T_{c,i}) \quad \dots\dots\dots (1)$$

De igual forma el fluido caliente cede su calor al fluido frío y velocidad de transferencia de calor del fluido caliente se expresa:

$$Q_h = m_h * C_{p,h} * (T_{h,o} - T_{h,i}) \quad \dots\dots\dots (2)$$

2.8. Balance de masa

El balance de materia se basa en la Ley de la Conservación de la masa enunciada por Lavoisier: “En cada proceso hay exactamente la misma cantidad de sustancia presente antes y después que el proceso haya sucedido. Solo se transforma la materia. Es decir:

$$\sum \dot{m}_{entrada} = \sum \dot{m}_{salida} \quad \dots\dots\dots (3)$$

Dónde:

$m_{entrada}$: Flujo másico de entrada al sistema (kg/s).

m_{salida} : Flujo másico de Salida del sistema (kg/s).

2.9 Balance de energía

El balance de energía se basa en la Ley de la Conservación de energía que indica que en un proceso, la energía no se crea, ni se destruye, sólo se transforma.

En un balance total de energía se toma en cuenta las transferencias de energía a través de los límites del sistema.

$$\sum \dot{m}_{\text{entrada}} * h_{\text{entrada}} = \sum \dot{m}_{\text{salida}} * h_{\text{salida}} \quad \dots\dots\dots (4)$$

Dónde:

\dot{m}_{entrada} : Flujo másico de entrada al sistema (kg/h).

h_{entrada} : Entalpia del fluido de entrada (kJ/kg).

\dot{m}_{salida} : Flujo másico de Salida del sistema (kg/h).

h_{salida} : Entalpia del fluido de salida (kJ/kg).

2.10 CALOR ÚTIL EN UN INTERCAMBIADOR DE CALOR:

Es la transferencia de calor máxima aprovechada por el fluido frio y cedida por el fluido caliente y se determina según la fórmula:

$$Q = U * S * \Delta T_{ml} \quad \dots\dots\dots (5)$$

2.11 VARIABLES DE OPERACIÓN DE UN INTERCAMBIADOR DE CALOR.

a) Coeficiente global de transferencia de calor:

El coeficiente global se obtiene a partir de los coeficientes de convección individuales y de la resistencia de la pared del tubo, se tiene:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_{int}} + \frac{e_{tubo}}{k_{tubo}} + \frac{1}{h_{ext}} + R_{t,c}} \quad \dots\dots\dots (6)$$

b) Superficie de transferencia de calor:

Es la superficie por donde el fluido caliente le transfiere su calor al fluido frío, en una tubería es el área lateral, es decir:

$$S = \pi * d_{ext.} * L_{total} \quad \dots\dots\dots (7)$$

c) Variación de temperatura media logarítmica:

La variación de temperatura media logarítmica tiene dependencia con el tipo de flujo que se tiene en el intercambio de calor de los fluidos, por lo que se tiene:

Para flujo paralelo: $\Delta T_{ml} = \frac{(T_{h,i}-T_{c,i})-(T_{h,o}-T_{c,o})}{\ln\left(\frac{T_{h,i}-T_{c,i}}{T_{h,o}-T_{c,o}}\right)} \quad \dots\dots\dots (8)$

Para flujo contraflujo: $\Delta T_{ml} = \frac{(T_{h,i}-T_{c,o})-(T_{h,o}-T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i}-T_{c,o}}{T_{h,o}-T_{c,i}}\right)} \quad \dots\dots\dots (9)$

Para flujo cruzado: $\Delta T_{ml} = \frac{(T_{h,i}-T_{c,o})-(T_{h,o}-T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i}-T_{c,o}}{T_{h,o}-T_{c,i}}\right)} \quad \dots\dots\dots (10)$

2.12 Algoritmo de diseño del recalentador de vapor

a) Coeficiente de transferencia de calor interior (vapor):

- Propiedades termofísicas del vapor recalentado:

parámetro físico	Densidad	viscosidad Cinemática	Conductividad térmica	Calor específico a presión constante
Unidad	kg/m ³	kg/m ² s	W/m ² °C	kJ/kg°C
Símbolo	ρ	μ	K	Cp

Tabla 1: Propiedades termofísicas del vapor a la presión y temperatura.
Fuente: Elaboración propia

- Número de tubos: considerando $15*15 < N_t < 25*25$, en cuadrado

- flujo másico de vapor por cada tubo:

$$m_{v,t} = \frac{m_v}{N_t} \dots\dots\dots (11)$$

- Velocidad del vapor en los tubos recomendada: $V_v = 30-50$ m/s

- Diámetro interior de los tubos: $m_{u,t} = \rho_v * V_v * S \dots\dots\dots (12)$

Se calcula S y Se tiene:

$$d_{int} = \sqrt{\frac{4*S}{\pi}} \dots\dots\dots (13)$$

- Área de flujo:

$$A_t = \frac{N_t * \pi * D_{int}^2}{4} \dots\dots\dots (14)$$

- Gasto másico:

$$G_t = \frac{m_v}{A_t} \dots\dots\dots (15)$$

- Numero de Reynolds:

$$Re_t = \frac{G_t * D_{int}}{\mu_v} \dots\dots\dots (16)$$

- Obtener JH del grafico 24 (Anexos).

- Calculo del factor $\left(\frac{Cp*\mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}}$

- Cálculo del coeficiente convectivo de calor interior (vapor)

$$h_i = JH * \frac{k}{D} * \left(\frac{cp * \mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (17)$$

- Obtener h_{io} :

$$h_{io} = \frac{h_i * D_{int}}{D_{ext}} \dots\dots\dots (18)$$

b) Coeficiente de transferencia de calor externo (gases de combustión):

- Propiedades termofísicas del gas residual:

Parámetro Físico	Densidad	Calor específico a presión constante	Viscosidad dinámica	Conductividad térmica
Unidad	kg/m ³	kJ/kg °C	kg/m* s	W/m*°C
Símbolo	ρ	Cp	μ	K

Tabla 2: Propiedades termofísicas del gas residual a la temperatura media.
Fuente: Elaboración propia

Normalización de la coraza del recalentador.

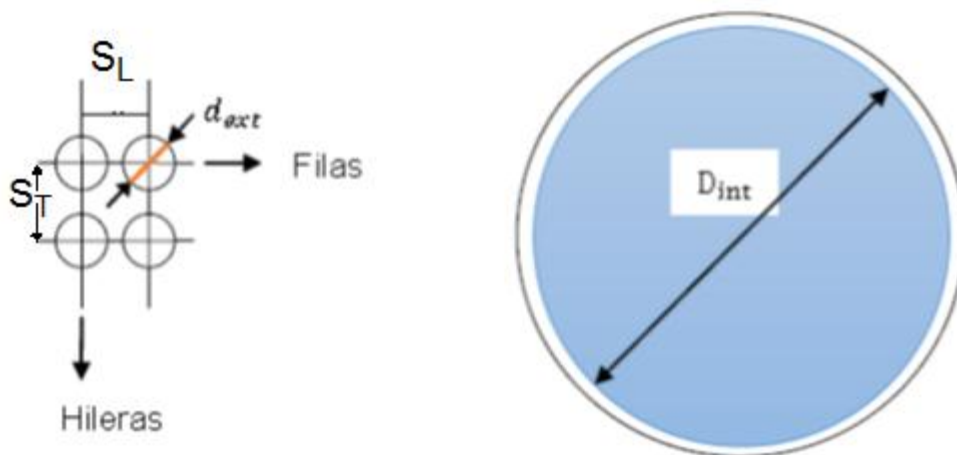
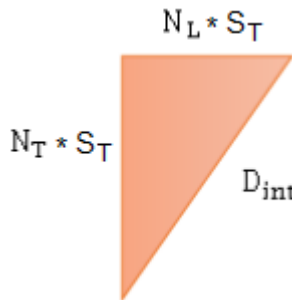


Figura 8: Disposición de los tubos de vapor en la coraza del recalentador.

Fuente: Elaboración propia

El diámetro interior de la coraza seria:



$$D_{int} = \sqrt{(N_L)^2 + (N_T)^2} \dots\dots\dots (19)$$

Figura 9: triangulo de cálculo del diámetro interior de la coraza.

Fuente: Elaboración propia

- Área de circulación del gas residual:

Con deflectores; $A_{gr} = \frac{D_{I.CORAZA} * E * B}{S_L} \dots\dots\dots (20)$

E: distancia entre tubos

B: Espaciado de los deflectores.

Sin deflectores; $A_g = \frac{\pi * D_{int}^2}{4} - n \left(\frac{\pi * d_{ext}^2}{4} \right) \dots\dots\dots (21)$

- Gasto másico:

$$G_g = \frac{m_{gr}}{A_{gr}} \dots\dots\dots(22)$$

- obtener diámetro equivalente:

$$D_{equivalente} = \frac{4 * (S^2_L - \pi * \frac{D^2_{ext}}{4})}{\pi * d_{ext}} \dots\dots\dots (23)$$

- Numero de Reynolds:

$$Re_g = \frac{G_{gr} * D_{equi}}{\mu_{gr}} \dots\dots\dots(24)$$

- Obtener JH del grafico (Anexos).

- Calculo del factor $\left(\frac{Cp*\mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}}$

- Calculo del coeficiente convectivo de calor lado (gases):

$$h_o = JH * \frac{k}{D_{equi}} * \left(\frac{cp*\mu}{k}\right)^{\frac{1}{3}} \dots\dots\dots (25)$$

- Temperatura de la pared del tubo:

$$t_w = t_v + \frac{h_o}{h_o + h_{i'o}} (t_{gr} - t_v) \dots\dots\dots (26)$$

- Obtener μ_w , $\phi_s = \left(\frac{\mu}{\mu_w}\right)^{0.14} \dots\dots\dots (27)$

- Calculo del coeficiente convectivo de calor lado vapor y lado de los gases:

$$h_{i'o} = h_i * \phi_s \dots\dots\dots (28)$$

$$h_{o'} = h_o * \phi_s \dots\dots\dots (29)$$

- Calor útil del recalentador

$$\dot{Q}_{util} = \dot{m}_v * (h_{v2} - h_{v1}) \dots\dots\dots$$

- Coeficiente global limpio (considerando sin incrustaciones):

$$U_c = \frac{h_{i'o} * h_{o'}}{h_{i'o} + h_{o'}} \dots\dots\dots (31)$$

- diferencia media logarítmica:

$$\Delta T_{ml} = \frac{(T_{h,i} - T_{c,o}) - (T_{h,o} - T_{c,i})}{\ln\left(\frac{T_{h,i} - T_{c,o}}{T_{h,o} - T_{c,i}}\right)} \dots\dots\dots (32)$$

- Longitud del intercambiador:

Tantear una L: longitud de los tubos

$$S_{IC} = \pi * D_{ext} * L_{tu} * N_{tubos} \dots\dots\dots (33)$$

Obtener coef. Conv. De diseño; $U_D = \frac{Q_{util}}{S_{IC} * \Delta T_{ml}}$

Si: $U_c > U_D$, esto es admisible.

- Factor de obstrucción R_D :

$$R_D = \frac{U_c - U_D}{U_c * U_D} \dots\dots\dots (34)$$

- Caída de presión lado coraza:

Con deflectores:

$$\Delta P_C = \frac{f * G^2 * C * D_{INT.CO} * (N+1)}{2g * \rho_{agua} * D_{equi} * S * \phi_s} \dots\dots\dots (35)$$

$$N + 1 = L/B$$

N: número de cruces

L: longitud del intercambiador

B = número de deflectores

f: grafico (anexo)

$$\Delta P_C < 0.7 \text{ kg/cm}^2 \text{ (10 Lb/pulg}^2 \text{)}$$

- Caída de presión en los tubos:

$$\Delta P_t = \frac{f \cdot G^2 \cdot C \cdot L_n}{2g \cdot \rho_{agua} \cdot D_{equi} \cdot S \cdot \phi_s} \dots\dots\dots (36)$$

f: grafico (anexo)

$$\Delta P_v = \frac{4 \cdot n}{s} \frac{V^2}{2g} \dots\dots\dots (37)$$

$\frac{V^2}{2g} \left(\frac{\rho}{144} \right)$: *grafico (anexo)*

$$\Delta P_{tot} = \Delta P_t + \Delta P_v < 0.7 \text{ kG/cm}^2 \text{ (10 Lb/pulg}^2\text{)}$$

2.13 Turbina a vapor:

Una turbina de vapor es una turbomáquina motora, que transforma la energía de un flujo de vapor en energía mecánica a través de un intercambio de cantidad de movimiento entre el fluido de trabajo (entiéndase el vapor) y el rodete, órgano principal de la turbina, que cuenta con palas o álabes los cuales tienen una forma particular para poder realizar el intercambio energético.

Para una turbina a contrapresión la potencia de eje se determina:

$$P_{eje} = \dot{m}_v \cdot (h_e - h_s) \dots\dots\dots (38)$$

2.14 Generador eléctrico:

Los generadores eléctricos son máquinas destinadas a transformar la energía mecánica en eléctrica. Si mecánicamente se produce un movimiento relativo entre los conductores y el campo, se generará una fuerza electromotriz (F.E.M.). Están basados en la ley de Faraday.

Un generador es una máquina eléctrica que realiza el proceso inverso que un motor eléctrico, el cual transforma la energía mecánica en energía eléctrica.

Aunque la corriente generada es corriente alterna, puede ser rectificada para obtener una corriente continua. La mayoría de los generadores de corriente alterna son de tres fases.

- La potencia de un generador eléctrico en bornes se calcula:

$$P_{G.E} = P_{eje} * \eta_m * \eta_{G.E} \quad \dots\dots\dots (39)$$

2.15 ANALISIS ECONOMICO:

a) Valor presente neto:

Es un procedimiento que permite calcular el valor presente de un determinado número de flujos de caja futuros, originados por una inversión.

$$VPN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+i)^t} - I_0 \quad \dots\dots\dots (40)$$

b) Periodo de retorno de la inversión:

Es el periodo en el cual se obtendrán los beneficios netos, es decir el tiempo donde la inversión en activos fijos fue amortizada en su totalidad por los beneficios del proyecto.

$$PRI = \frac{I \left[\frac{N.S}{\text{año}} \right]}{B \left[\frac{N.S}{\text{año}} \right]} \quad \dots\dots\dots (41)$$

III

MATERIAL Y METODO

3.1. Tipo de investigación:

El método empleado en la investigación es aplicado – explicativa.

3.2. Población y muestra:

A. Población:

La población de la presente investigación es las plantas de cogeneración de energía en plantas de conservas vegetales.

B. Muestra:

Planta de cogeneración de energía en la empresa de conservas vegetales SAVSA.

3.3. Diseño de la investigación:

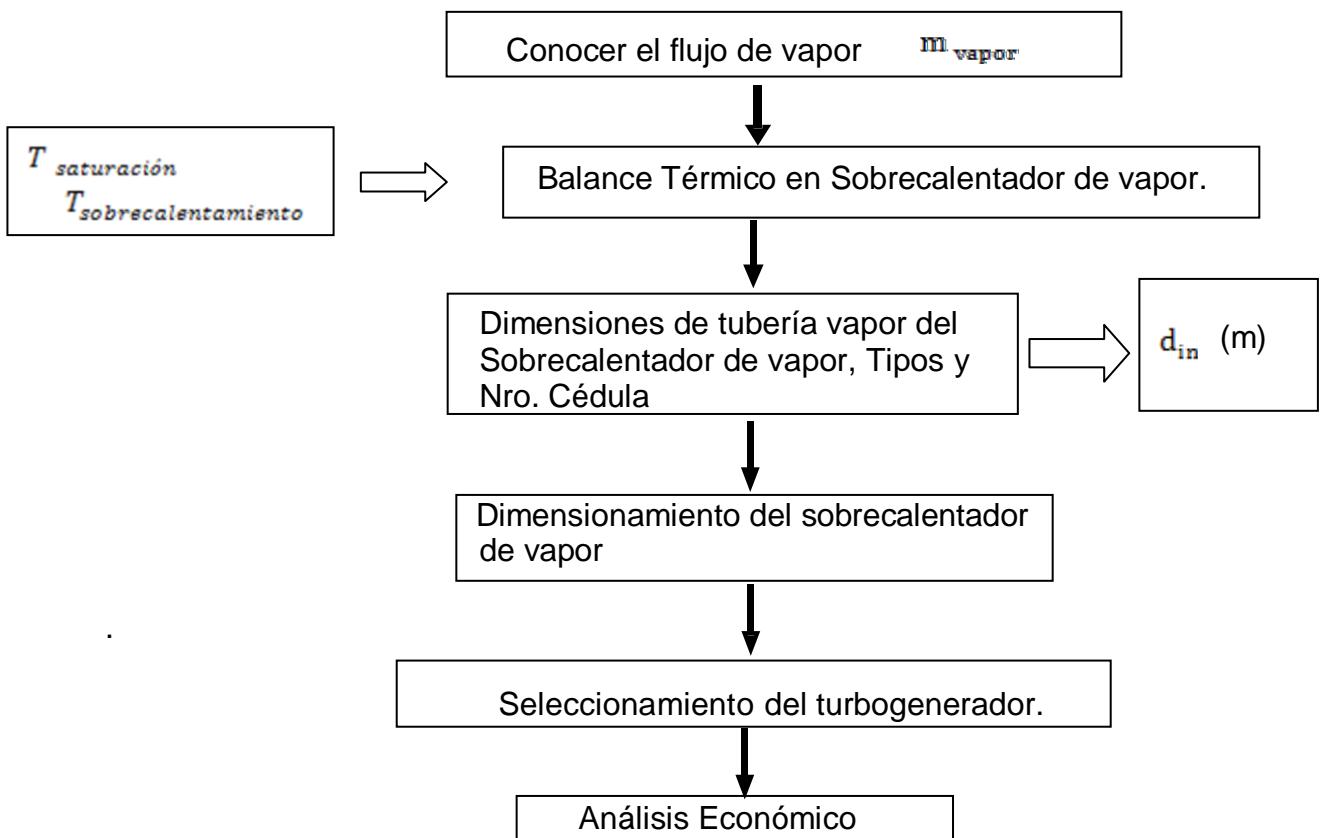


Figura 10. Cuadro de diseño de la investigación.

Fuente: Elaboración propia

3.4. Técnicas de recolección de datos:

En esta tesis se utilizó técnicas y fuentes para obtener los principales datos requeridos para el desarrollo de esta tesis, estas son las siguientes técnicas para la elaboración del desarrollo de la tesis; observación, Entrevista, Encuesta, análisis termodinámico.

- La observación, se realizó con la finalidad de establecer donde podría ser la ubicación de los recalentadores, de las turbinas a contrapresión y de los transformadores, según la ergonomía de la planta termoeléctrica.
- La entrevista y la encuesta se realizó al supervisor de mantenimiento y a los operadores de la sala de calderos para obtener datos técnicos de operación del caldero.
- La Técnica de Registro: Es decir mediante los datos obtenidos y bases de datos, con esto elaborar un registro que permita lograr los resultados satisfactorios en el siguiente capítulo.
- El análisis térmico – energético, para diseñar los recalentadores, determinando: el número de tubos de vapor, material, número de cédula, longitud y dimensiones de la carcasa.

3.5. Materiales o fuentes.

Los materiales que se emplearan para el desarrollo de la tesis.

- Información por el supervisor y del personal técnico, mediante las técnicas descritas.
- Registros y bases de datos en Microsoft Excel de los diferentes equipos Industriales de la empresa.
- Fuentes de información de internet y biblioteca de la UNS.
- Material de lectura de los cursos de transferencia de calor, maquinas térmicas y sistemas energéticos.

3.6. Tratamiento de la información:

Los datos obtenidos mediante la aplicación de las técnicas antes mencionados; serán incorporados a programas computarizados tales como los aplicativos de MS OFFICE; y con precisiones y relaciones y ordenamientos de mayor a menor, los promedios serán presentados como informaciones en forma de gráfico, cuadros o resúmenes.

3.7. Técnicas de procesamiento de datos.

- Los datos obtenidos en planta, según la metodología planteada, se ingresarán a programas computarizados y me permitirá cumplir con mis objetivos y con el desarrollo de mi tesis.
- La técnica de análisis de la información de los registros y base de datos adquiridos por la empresa como la presión, temperatura de vapor saturado y flujo de vapor para lograr los objetivos de la tesis.
- Con la técnica de deducción y análisis termodinámico para encontrar parámetros como la temperatura en el sobrecalentador, y poder dimensionar el recalentador y seleccionar la tecnología apropiada para el sistema de cogeneración.

IV

RESULTADOS

4.1. DATOS DE ENTRADA:

	<u>COMPAÑÍA CONSERVAS</u> <u>VEGETALES</u> <u>S.A.V.S.A - 2017</u>		
	GERENCIA DE MANTENIMIENTO. AREA DE CALDEROS ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LAS CALDERAS		
Potencia de calderos(BHP)	300	400	500
tipo	pirotubular	pirotubular	pirotubular
marca	halvorsen	distral	cleaver brooks
Producción de vapor (kg/h)	14254	15391	16256
Presión de diseño (psig)	100	100	100
Temperatura de vapor a la salida (°C)	169	169	169
Tipo de combustible	R-500	R-500	R-500
Consumo de combustible(gal/h)	100	110	120

Figura 11. Especificaciones técnicas de los calderos
Fuente: gerencia de mantenimiento en s.a.v.s.a

4.2 Balance de energía en calderas pirotubulares para calcular el flujo de gases residuales:

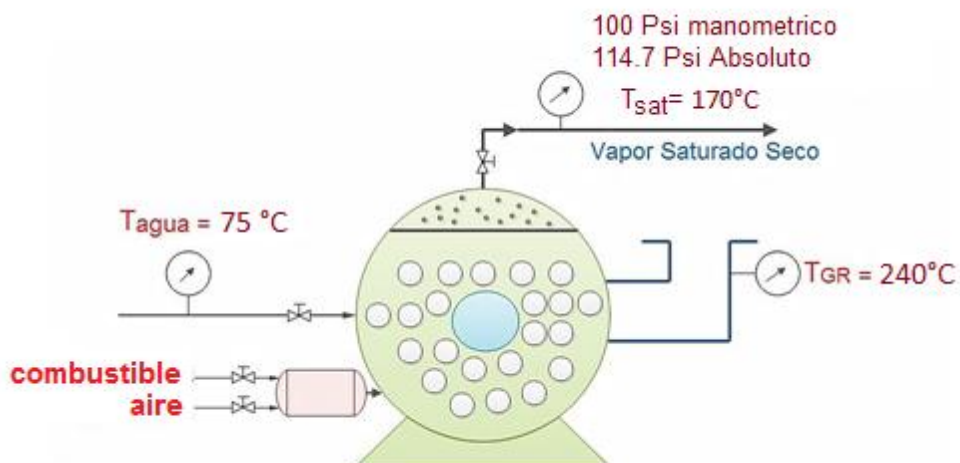


Figura 12. Caldera de vapor
Fuente: elaboración propia

a) Caldera Pirotubular 300 BHP:

$T_{combustion\ en\ la\ caldera}$
 $= 560^{\circ}C$, se consiguio usando un pirometro digital en las calderas

$$m_v * (h_{v.salida} - h_{agua}) = m_{gr} * cp_{gr} * (T_{combust.en\ la\ caldera} - T_{gr}) * \eta_{gr}$$
$$14254\ kg/h * (2767.27 - 314.03)\ kJ/kg = m_{gr} * 1.10\ kJ/kg^{\circ}C * (560-240)^{\circ}C * 0.89$$
$$m_{gr} = 110916.72\ kg/h$$

b) Caldera Pirotubular 400 BHP:

$$m_v * (h_{v.salida} - h_{agua}) = m_{gr} * cp_{gr} * T_{gr}$$
$$15391\ kg/h * (2767.27 - 314.03)\ kJ/kg = m_{gr} * 1.10\ kJ/kg^{\circ}C * (560-240)^{\circ}C * 0.89$$
$$m_{gr} = 119756.45\ kg/h$$

b) Caldera Pirotubular 500 BHP:

$$m_v * (h_{v.salida} - h_{agua}) = m_{gr} * cp_{gr} * T_{gr}$$
$$16256\ kg/h * (2767.27 - 314.03)\ kJ/kg = m_{gr} * 1.10\ kJ/kg^{\circ}C * (560-240)^{\circ}C * 0.89$$
$$m_{gr} = 126495.18\ kg/h$$

total de flujo de masa de gases y vapor en los 3 calderos:

$$m_v = 14254\ kg/h + 15391\ kg/h + 16256\ kg/h = 45900\ kg/h$$

$$m_{gr} = 110916.72\ kg/h + 119756.45\ kg/h + 126495.18\ kg/h = 357168.35\ kg/h$$

4.3. Determinación de la temperatura salida en el sobrecalentador o entrada en la turbina a partir de la potencia necesaria para la planta:

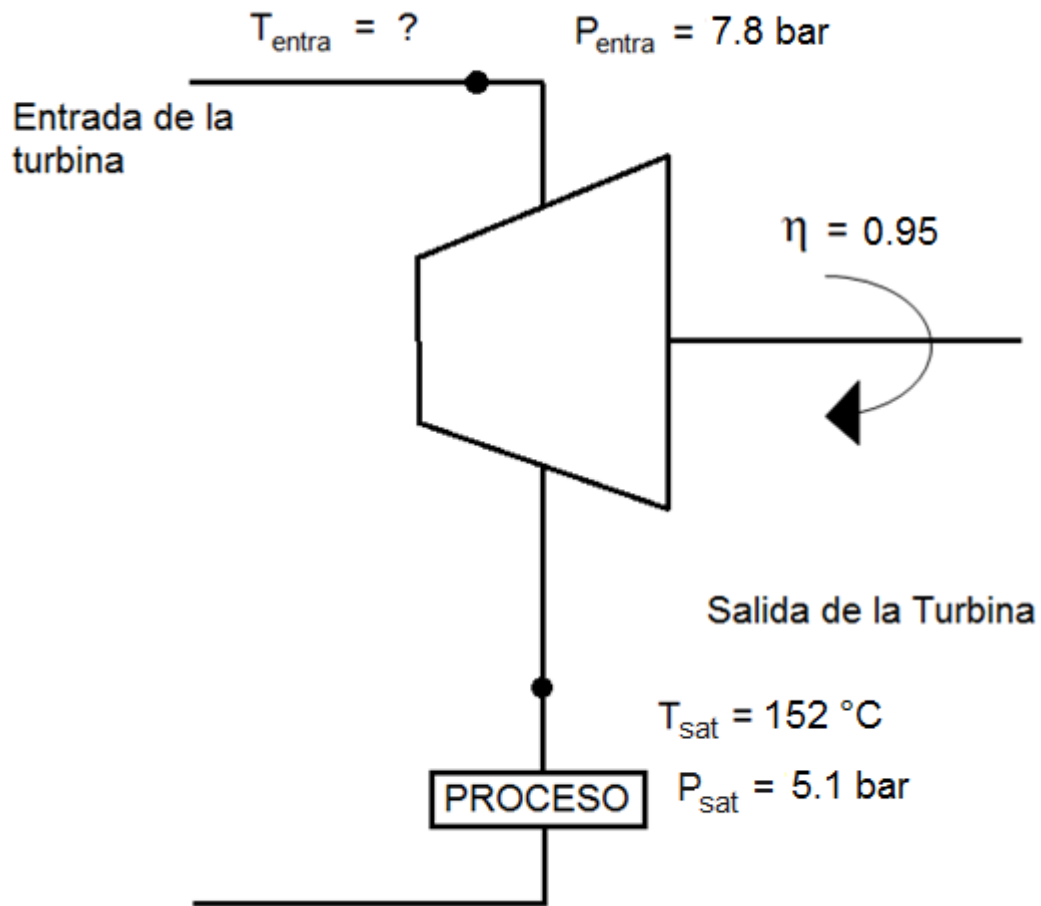


Figura 13. Conexión de vapor en el turbogenerador

Fuente: Elaboracion propia

$$P_{eje} = m_v * (h_{entr.tur} - h_{sal.tur})$$

$$P_{GE} = P_{eje} * \eta_{mec} * \eta_{GE}$$

$$h_{entr.tur} = \frac{P_{GE}}{\eta_{mec} * \eta_{GE} * m_v} + h_{sal.tur}$$

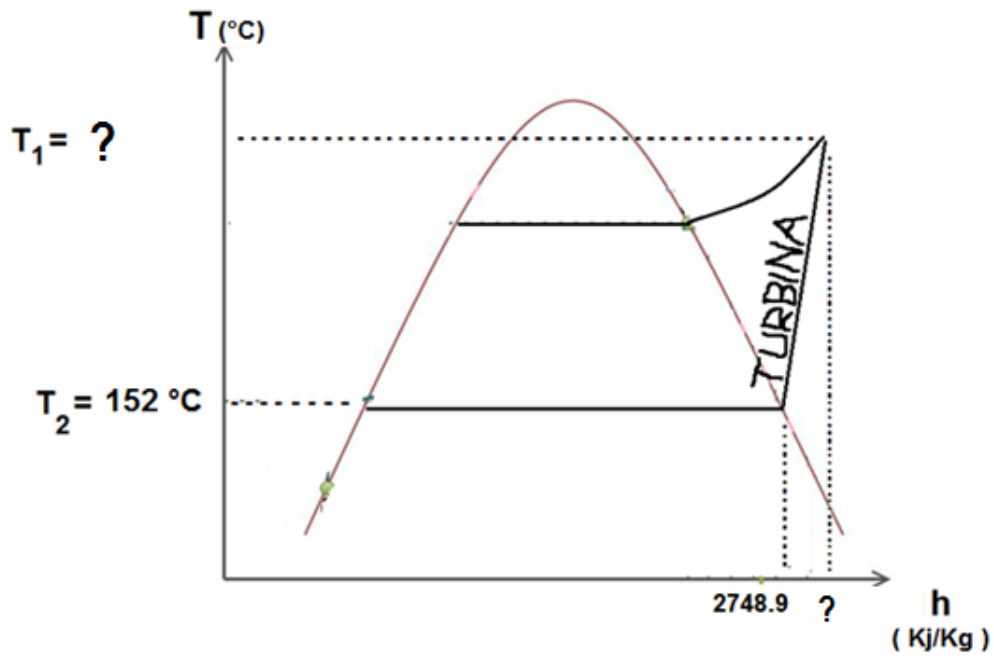


Figura 14. Diagrama T vs h.

Fuente: Elaboracion propia

Reemplazando datos, $h_{entr.tur} = \frac{1500kw \cdot 3600}{0.95 \cdot 0.98 \cdot 45900} \text{ kJ/kg} + 2748.99 \text{ kJ/kg}$

$$h_{entr.tur} = 2875.36 \text{ kJ/kg}$$

De tablas de vapor; $t_{vap.entr.tur} = 215.29^\circ\text{C}$

Se considera en el diseño para el sobrecalentador una sobreestimación 5-10%, con esto se aumenta la potencia necesaria en:

$$P_{GE} = 1575 \text{ kW}$$

De la ecuación anterior: $h_{entr.tur} = 2881.67 \text{ kJ/kg}$ y $p=7.8 \text{ bar}$

De tablas de vapor; $t_{vap.entr.tur} = 217.88^\circ\text{C}$

4.4. Determinación de la temperatura de salida de los gases de combustión en el sobrecalentador:

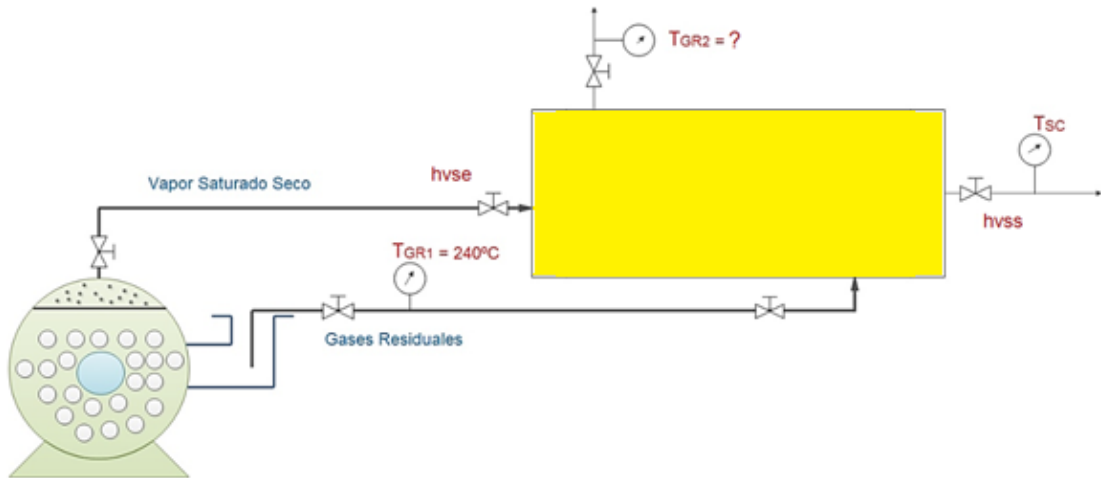


Figura 15. Referencia de Conexión de vapor al sobrecalentador.

Fuente: Elaboracion propia

Balance de energía:

$$m_v * (h_{vss} - h_{vse}) = m_{GR} * (Cp_{gr}) * (T_{gre} - T_{grs}) * \eta_{gr}$$

$$T_{gr1} = 240^\circ\text{C}$$

$$45900 \text{ kg/h} * (2881.67 - 2767.27) \text{ kJ/kg} = 357168.35 \text{ kg/h} * 1.10 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C} * (240 - T_{gr2})^\circ\text{C} * 0.89$$

$$T_{gr2} = 228.27^\circ\text{C}$$

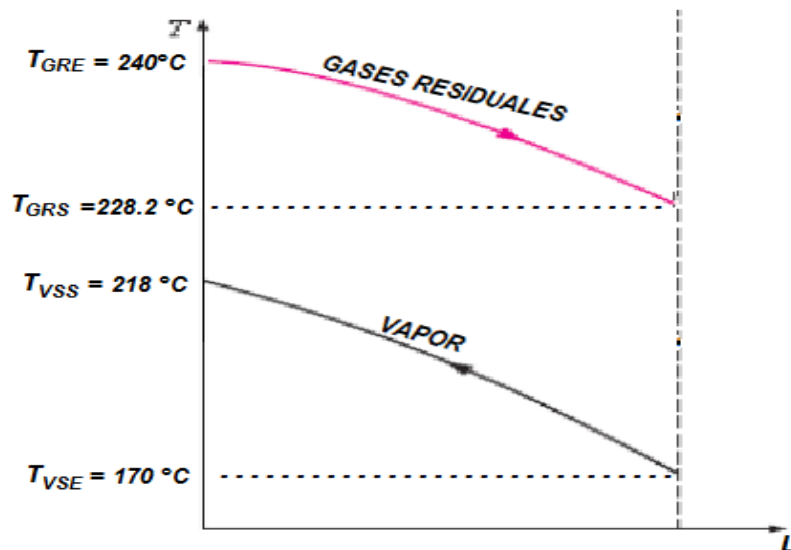


Figura 16. Distribucion de la temperatura del vapor y gases de combustion a lo largo del sobrecalentador

Fuente: Elaboracion propia

4.5. DIMENSIONAMIENTO DEL SOBRECALENTADOR:

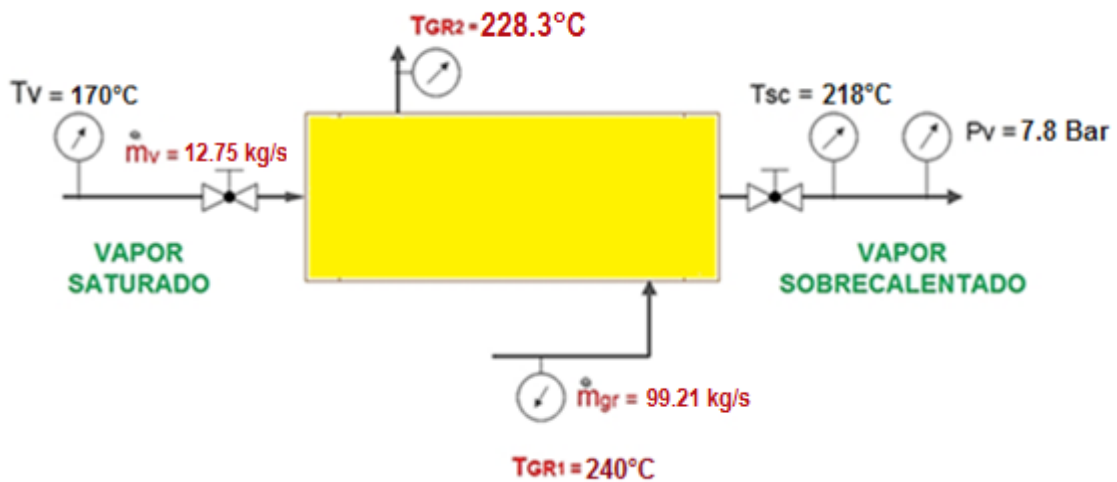


Figura 17: Datos del Recalentador para el dimensionamiento
Fuente: Elaboración propia

$$T_s = T_{\text{media. vapor}} = \frac{169.39 + 217.88}{2} = 193.64^{\circ}\text{C} \text{ (anexo 10)}$$

PROMEDIO
$\mu_v = 15.69 * 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s}$
$Cp_v = 2.32 \frac{kJ}{kg \cdot ^{\circ}C}$
$K_v = 0.036 \frac{W}{m \cdot ^{\circ}C}$
$\rho_v = 3.79 \frac{kg}{m^3}$

Tabla 3: Propiedades físicas del vapor sobrecalentado:

Fuente: Elaboración propia

4.5.1 Coeficiente de transferencia de calor interno (lado vapor):

- Flujo másico del vapor por cada tubo:

Considerando $N_T = 400$ tubos

$$m_{v,t} = \frac{m_v}{N_t} = \frac{12.75 \text{ kg/s}}{400} = 0.03188 \text{ kg/s}$$

- Área de transferencia de calor:

$$V_{\text{vapor}} = (15 \dots \dots \dots 35) \text{ m/s} = 30$$

$$S = \frac{m_{v,t}}{\rho_v * V_v} = \frac{0.03188}{3.8 * 30} = 0.00028 \text{ m}^2$$

- Normalización de los tubos de vapor: $S = \frac{\pi * d_{int}^2}{4}$

$$d_{int} = \sqrt{\frac{4 * S}{\pi}} = 0.01886 \text{ m}$$

TIPO DE TUBERIA:	ACERO AL CARBONO	
D _n = 3 / 4 pulg	d _{int}	0.01888 m
	e	0.00391 m
	d _{ext}	0.0267 m

Tubos de acero al carbono A-53 cedula 80.(anexo 10)

Tabla 4: dimensiones de tubería del intercambiador

Fuente: Elaboración propia

- Recalculo de la velocidad del vapor:

$$S = \frac{\pi * d_{int}^2}{4} = \frac{\pi * 0.01888^2}{4} = 2.8 * 10^{-4} \text{ m}^2$$

$$V_v = \frac{m_{v,t}}{\rho_v * S} = \frac{0.03188}{3.8 * 2.8 * 10^{-4}} = 29.96 \text{ m/s}$$

- calculo de la velocidad de masa

$$A_{\text{tubos}} = 2.8 * 10^{-4} * 400 = 0.112 \text{ m}^2$$

$$G_t = \frac{12.75 \text{ kg/s}}{0.112 \text{ m}^2} = 113.86 \frac{\text{kg}}{\text{m}^2 * \text{s}}$$

- Numero de Reynolds:

$$Re = \frac{G_t * d_{int}}{\mu_v} = \frac{113.86 * 0.01888}{15.69 * 10^{-6}} = 137004.32$$

Re > 10000, Régimen turbulento

- Coeficiente de convección interno del vapor:

$$h_{io} = 1500 \frac{Btu}{h ft^2 \text{ } ^\circ F} = 8562 \frac{W}{m^2 * \text{ } ^\circ C}$$

4.5.2 Coeficiente de transferencia de calor externo (lado gases):

- Dimensionamiento de la carcaza:

El diseño de la coraza tendrá ordenamiento cuadrado

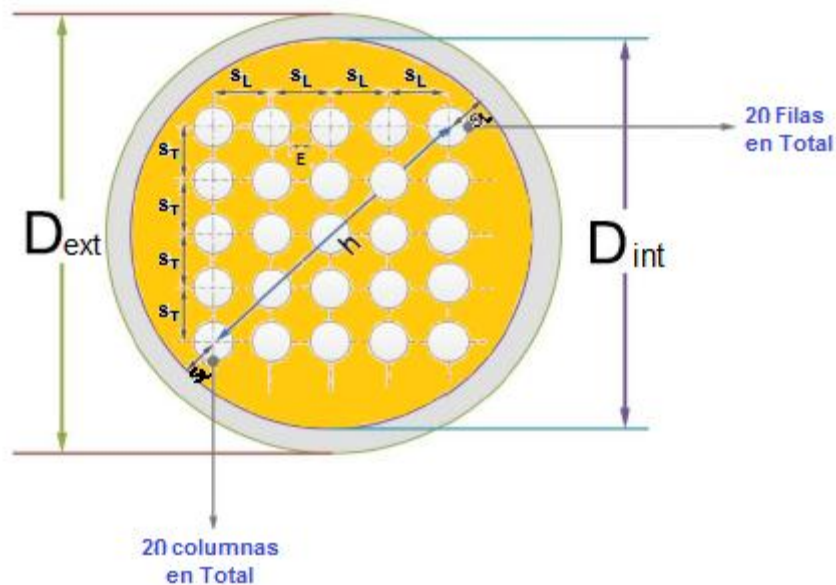


Figura 18: diámetro interior y exterior de la coraza.
Fuente: Elaboración propia

$$h = 20 * \sqrt{2} * S_L \qquad S_L = D_{ext.tub} + E$$

Donde el espacio entre tubos es: $E = (0.01 \dots 0.05 \text{ m}) = 0.02 \text{ m}$

$$S_L = 0.0267 + 0.02 = 0.0467 \text{ m}$$

$$h = 28.28 * 0.0467 = 1.255 \text{ m}$$

Luego tenemos:

$$D_{int.coraza} = h + 2 * S_L$$

$$D_{int.coraza} = 1.255 + 2 * 0.0467 = 1.348 \text{ m}$$

Entonces;

$$\delta_{\text{espesor.coraza}} = 0.01905 \text{ m}$$

$$D_{ext.coraza} = 1.348 + 2 * 0.01905$$

$$D_{ext.coraza} = 1.386 \text{ m}$$

- Área de circulación de calor

Se supone 3 deflectores con espacio entre deflectores B=2.5m

$$B = 2.5 \text{ m}$$

$$E = C' = 0.02 \text{ m}$$

$$A_{gases} = \frac{1.348 * 0.02 * 2.5}{0.0467} = 1.444 \text{ m}^2$$

- Propiedades de los gases de combustión (anexos 12.13 y14):

$$T_{media.gases} = \frac{240 + 228.27}{2} = 234.14^{\circ}\text{C}$$

$\rho_{gr} = 1.067 \text{ kg/m}^3$
$Cp_{gr} = 1.465 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{C}}$
$\mu_{gr} = 2.4 * 10^{-5} \frac{\text{kg}}{\text{m s}}$
$K_{gr} = 0.036 \frac{\text{W}}{\text{m}^{\circ}\text{C}}$

Tabla 5: Propiedades físicas de los gases de combustión.

Fuente: Elaboración propia

- Velocidad de los gases residuales:

$$m_{gr} = 99.21 \text{ kg/s}$$

$$G_{gr} = \frac{99.21}{1.444} = 68.73 \frac{\text{kg}}{\text{s.m}^2}$$

- Numero de Reynolds:

$$D_{equi} = 4 * \frac{\left(E^2 - \pi * \frac{d_{ext}^2}{4} \right)}{\pi * d_{ext}} = 0.077 \text{ m}$$

$$Re_g = \frac{G_{gr} * D_{equ}}{\mu_{gr}} = \frac{68.73 * 0.077}{2.4 * 10^{-5}} = 220880.0011$$

- Coeficiente de convección del calor externo gases de combustión:

$JH = 300$ (anexos 3)

$$\left(\frac{Cp * \mu}{k} \right)^{\frac{1}{3}} = 0.99$$

$$h_o = 300 * \frac{0.036}{0.077} * .99 = 138.9233 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$t_w = 193.43 + \frac{138.9233}{138.9233 + 8562} (234.14 - 193.43) = 196.88^\circ C$$

$$\mu_w = 0.000021 \frac{kg}{m * s}$$

$$\phi_w = \left(\frac{0.000024}{0.000021} \right)^{0.14} = 1.019$$

$$h'_o = 138.9233 * 1.019 = 141.54 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

- Coeficiente global limpio de transferencia de calor:

$$U_c = \frac{1}{\frac{1}{141.545} + \frac{1}{8562}} = 139.243 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

- Diferencia de temperatura media logarítmica:

$T_{hi} = 240^{\circ}\text{C}$
$T_{ho} = 228.27^{\circ}\text{C}$
$T_{ci} = 169.39^{\circ}\text{C}$
$T_{co} = 217.86^{\circ}\text{C}$

Tabla 6. Tabla de temperaturas del sobrecalentador

Fuente: Elaboracion propia

$$\Delta T_{ml} = \frac{(240 - 217.86) - (228.27 - 169.39)}{\ln\left(\frac{240 - 217.86}{228.27 - 169.39}\right)} = 37.562^{\circ}\text{C}$$

- Calor útil del sobrecalentador:

$$Q_{util} = m_v * (h_{vss} - h_{vse}) = 12.75 \text{ kg/s} * (2881.67 - 2767.27) \text{ kJ/kg}$$

$$Q_{util} = 1458.6 \text{ kW}$$

- Superficie de intercambio de calor:

Considerando: $L_{tubos} = 8.35 \text{ m}$

$$S_{I.C} = \pi * 0.0267 * 400 * 8.35 = 280.16 \text{ m}^2$$

- Coefficiente global de diseño de transferencia de calor:

$$U_D = \frac{1458.6}{280.16 * 37.562} = 138.61 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{C}}$$

$$U_C > U_D, \text{ es factible}$$

- Factor de obstrucción:

$$R_D = \frac{139.243 - 138.61}{139.243 * 138.61} = 0.000033 \text{ m}^2\text{C/W}$$

4.6. RELACION AIRE-COMBUSTIBLE

Primeramente mediante un balance de energía en los 3 calderos se calcula el flujo de masa de agua.

$$m_v * (h_{v.saturado} - h_{agua}) = m_{agua} * (Cp_{agua}) * (T_{entrada} - T_{salida}) * \eta_{cald \ a \ evaporar}$$

$$m_{agua} = \frac{12.75(2767.27 - 314.03)}{4.186 * (170 - 75) * .89} = 88.38 \text{ kg/s}$$

$$m_{combustible} = \frac{330 \text{ gal}}{\text{h}} * \frac{3.675 \frac{\text{kg}}{\text{gl}}}{3600} = 0.3369 \text{ kg/s}$$

Balance de masa en los 3 calderos:

$$m_{agua} + m_{combustible} + m_{aire} = m_{vapor} + m_{gases}$$

$$m_{aire} = 12.75 + 99.21 - (0.3369 + 88.38)$$

$$m_{aire} = 23.24 \text{ kg/s}$$

Si suponemos que se encuentra la combustión con 400% de aire teorico, entonces

$$m_{aire} = \frac{23.24}{4} = 5.81$$

$$R_{a/c} = \frac{5.81}{.3369} = 17.25$$

4.7. Caída de presión:

- Fluido sobre el banco de tubos (lado de la coraza):

$$Re = 220888.0011$$

$$f = 0.0012 \text{ (anexo 5)}$$

$$s = 1.067/1000 = 0.001067$$

$$N+1 = L/B = 8.35 / 2.5 = 3.34 \text{ (se supuso 3 deflectores)}$$

reemplazando en la ecuación 37 (los datos en centímetros):

$$\Delta P_c = 0.2237 \text{ kg/cm}^2 < 0.7 \text{ kg/cm}^2, \text{ es admisible.}$$

- Fluido en los tubos:

$$Re = 137004.352$$

$$f = 0.00014 \text{ (anexo 6)}$$

$$s = 3.8 / 1000 = 0.0038$$

$$\Delta Pt = 0.01619 \text{ kg/cm}^2$$

$$\text{Con } Gt = 113.86 \text{ kg/m}^2 * s = 84176 \text{ Lb/h.ft}^2 \text{ de anexo 7: } v^2/2g = 0.001 \text{ Lb/pulg}^2$$

$$\Delta Pv = 1.04 \text{ Lb/pulg}^2 * 0.07 = 0.0737 \text{ kg/cm}^2$$

$$\Delta P_{\text{total en tubos}} = 0.0899 \text{ kg/cm}^2 < 0.7 \text{ kg/cm}^2, \text{ es admisible.}$$

- Longitud total del recalentador:

$$L_{\text{total}} = L + 2 \text{ Calandrias}$$

$$L_{\text{total}} = 8.35 + 2 * 1.2 = 10.75 \text{ m}$$

SOBRECALENTADOR		
Parámetros de diseño	N_T (20x20)	400 tubos
	$D_{\text{int.tubos}}$	18.88 cm
	$D_{\text{ext. Tubos}}$	26.7 cm
	$D_{\text{int. Coraza}}$	1.348 m
	$D_{\text{ext. Coraza}}$	1.386 m
	$N_{\text{deflectores}}$	3 deflectores
	U_D	138.92 W/m ² °C
	$L_{\text{recalentador}}$	10.75 m

Tabla 7. Parámetros de diseño del sobrecalentador

Fuente: elaboración propia

4.8. SELECCIÓN DEL TURBOGENERADOR:

La potencia de la turbina se ha calculado a partir de los parámetros termodinámicos del vapor de alimentación de la turbina, sin tener aun en cuenta las características físicas constructivas de la turbina (ángulo de los alabes, numero de escalonamientos, triángulos de velocidades de cada uno de los escalonamientos, etc) ya que son propiedades intrínsecas de la turbina, determinadas por el fabricante. Con los parámetros termodinámicos del vapor a la entrada de la turbina; caudal másico de vapor 12.75 kg/s, presión de entrada 7.8 bar, presión de salida 5.1 bar, temperatura de entrada 218°C, temperatura de salida 152°C. Se ha seleccionado una turbina SIEMENS SST-060.

Las características de esta turbina se adjuntan a continuación:

La SST-60 es un turbogenerador compacto para la descompresión del vapor, se caracteriza por una construcción robusta y por un funcionamiento muy seguro incluso bajo las condiciones más duras. Funciona como turbina de condensación o contrapresión en combinación con diversos módulos vale para muchos ámbitos de aplicación.



Figura 19: turbina de vapor
Fuente: Catalogo turbina de vapor Siemens

Datos técnicos:

- Potencia hasta 6 MW
- Presión de la entrada: hasta 131 bar
- Presión de salida: contrapresión hasta 29 bar o condensación.

- Temperatura del vapor saturado: vapor saturado seco hasta 530°C
- Frecuencia: 50 / 60Hz.
- Voltaje: 380v / 440v.

Dimensiones típicas:

Longitud: aproximadamente 5.5m, incluido el generador.

Anchura: 2.8 m

Alto: 3 m

$$m_v = 12.75 \frac{kg}{s}$$

$$P_{turbina} = m_v (h_{salida} - h_{entrada}) = 12.75 \text{ kg/s} * (2881.67 - 2748.99) \text{ kJ/kg}$$

$$P_{turbina} = 1691.67 \text{ kW/s}$$

$$P_{G.E} = 1691.67 * 0.95 * 0.98 = 1574.95 \text{ kW}$$

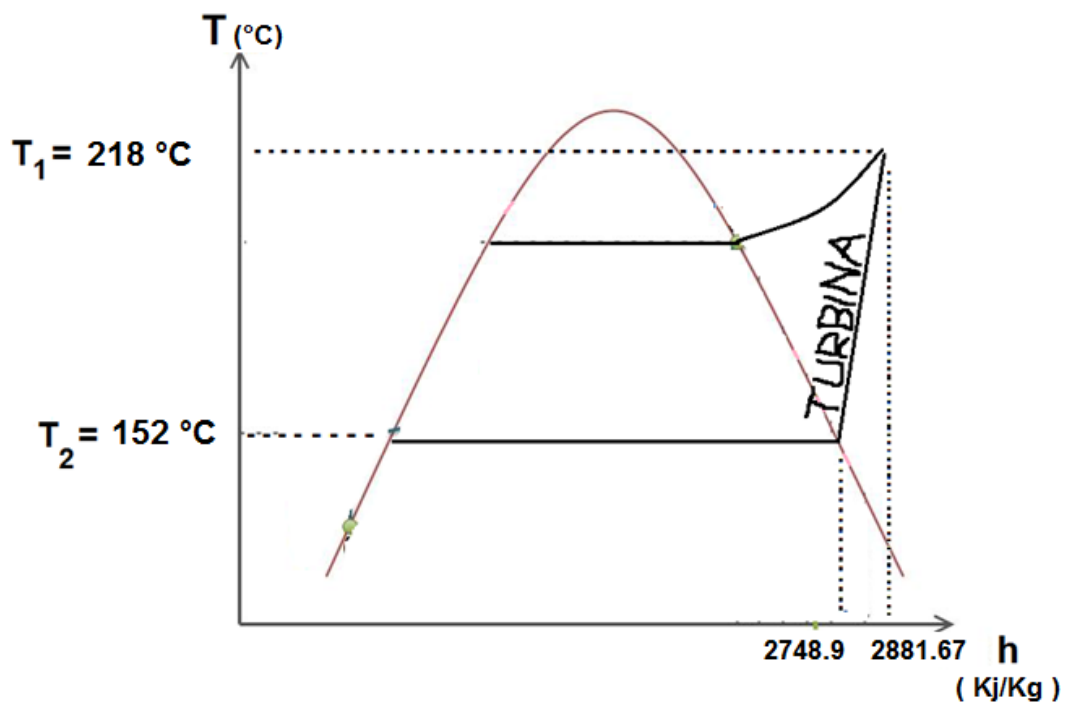


Figura 20. Diagrama T vs h.
Fuente: Elaboración propia

4.9. ANALISIS ECONOMICO:

Potencia promedio a generar (P_{GE}) = 1575 kW

Caldera N°1 300BHP = 100 GI/h

Caldera N°2 400 BHP = 110 GI/h

Caldera N°3 500BHP = 120 GI/h

Consumo de combustible (m_{R-500}) = 330 GI/h

Costo del petróleo = 0.1 \$/GI (10 centavos de dólar)

Tiempo de operación al año (T_{op}) = 22h/días * 220 días/año = 4840 h/año.

- Costo de consumo de petróleo R-500 anual:

$$CC_{R-500} = m_{R-500} * T_{op} * Cu_{R-500}$$

$$CC_{R-500} = 330 \text{ GI/h} * 0.1 \text{ \$/GI} * 4820 \text{ h/año} = 159060 \text{ \$/año}$$

- Energía eléctrica generada anual:

$$EE_g = P_{GE} * T_{op}$$

$$EE_g = 1575 \text{ kw} * 4840 \text{ h/año.}$$

$$EE_g = 7623000 \text{ kW-H/año.}$$

4.9.1 DETERMINACION DEL COSTO DE COGENERACION EN LOS PRIMEROS AÑOS IGUAL AL PERIODO DE RECUPERACION DE LA INVERSION.

- Sueldos y salarios del sistema de cogeneración

cargo	Sueldo (\$/año)
Director de planta	30000
Ingeniero de planta	20000
Jefe de operación	7000
Jefe de mantenimiento	7000
Jefe de turno	7000
Operador de panel eléctrico.	4000
Operadores de equipos industriales	100000
Responsable de oficina técnica de mantenimiento mecánico.	6000
Responsable de oficina técnica de mantenimiento eléctrico.	6000
Ayudantes de mantenimiento mecánico.	20000
Ayudantes de mantenimiento	20000

eléctrico	
Supervisor de calidad de la planta.	10000
Total	237000

Tabla 8. Sueldos y salarios previstos del sistema de cogeneración planteado

Fuente: elaboración propia

- **INVERSION:**

Costo de materiales y equipos para el sistema de cogeneración:

N°	Especificación	material	cantida d	Precio unitario (\$)	Preci o total(\$)	Referencia
1	Plancha ^{3/4} "x 6000x2400mm	Acero al carbono ASTM A- 36	4	2061	8244	Carcaza recalentador de vapor
2	Tubos 3/4" x 6400mm SCH 80	Acero al carbono ASTM A- 53	400	16	6400	Parte interna del recalentador
3	Plancha 1/2"x 1200x3000	Acero al carbono ASTM A- 36	2	338	676	Bases del recalentador de vapor
4	Plancha 1/2"x 1500x2400	Acero al carbono ASTM A- 36	1	338	338	
5	Plancha 3/4"x1500x3000	Acero al carbono ASTM A- 36	2	643	1286	Depósitos de vapor y humos
6	Tubos 3"x 6000mm SCH40	Acero al carbono	3	69	138	Estructura bases de

		ASTM A-53				depósitos
7	Tubos 4"x6000mm	Acero al carbono ASTM-A-53	4	97	388	Tubería de conexión de vapor y humos
8	Codos 90° de 4" de diámetro	Acero al carbono ASTM A-53	15	25	375	Conexiones para el recalentador
9	Válvulas de compuerta 4" de diámetro	_____	15	400	6000	Conexiones de vapor
10	Trampas de vapor de cubeta invertida 4" de diámetro	_____	10	2500	25000	Conexiones de vapor
11	Filtros en Y bridada de vapor Fierro fundido	_____	10	358	3580	Conexiones de vapor
12	Brida-par de acero al carbono roscada 4" de diámetro, 8 agujeros, SCH 40.	Acero al carbono	10	112	1120	Conexiones de vapor y de humos
13	Motores trifásicos de 6 polos IP55 de 2HP	_____	4	433	1732	Para la fabricación del proyecto.
14	Interruptores automáticos de caja moldeable 3VM de 250A	_____	10	80	800	Panel eléctrico

15	Foco Led 15 Watts Ecoled power Epistar Smd 5730, 85% de Ahorro.	_____	5	6	30	Para la fabricación del proyecto.
16	Xiaomi Extensión Con 8 Enchufes + 3 Puertos Usb para celular.	_____	5	46	230	Para la fabricación del proyecto.
17	Cable Vulcanizado 100mt 2x14 Awg Indeco por rollos	_____	5	46	230	Para la fabricación del proyecto.
18	Compresora De Aire 25 Litros 1500w	_____	2	120	240	Para la fabricación del proyecto.
19	Esmeriles Angular De 9 y 4 ½ Pulgadas marca bosch	_____	5	338	1690	Para la fabricación del proyecto.
20	Equipo oxicorte	_____	2	199	398	Para la fabricación del proyecto.
21	Material consumible soldadura, pernos y pintura	_____	_____	1200	1200	Para la fabricación del proyecto.
22	Turbogenerador de vapor siemens SST-060	_____	1	170000	170000	Generación de energía eléctrica
COSTO TOTAL					229855	

Tabla 9. Costo de materiales y equipos previstos para la fabricación del sistema de cogeneración

Fuente: elaboración propio

Estimado costo de mano de obra y servicios (4 meses).

N°	cargo		cantidad	Sueldo por mes (\$).	Costo parcial por mes (\$).	Costo total (\$).
1	cortadores	especialista	3	337	1011	4044
		ayudante	2	260	520	2080
2	esmeriladores	especialista	3	337	1011	4044
		ayudante	2	260	520	2080
3	soldadores		4	337	1348	5392
4	Operadores de maquinas	Rolador (2 meses)	1	336	336	1344
		Plegador (2 meses)	2	336	672	2688
		Taladrista	1	300	300	1200
5	armadores	especialista	1	460	460	1840
		ayudante	1	260	260	1040
6	Alquiler de máquinas y servicios	Montacarga (2 semanas al mes)	1	4128	4128	16512
		Servicio de torno(2 veces al mes)	_____	_____	46	184
		Servicio de arenado y pintado	_____	_____	_____	5000
7	Maestro de obra o contratista		1	1070	1070	4280
8	Ingeniero de ejecución de obra		1	1835	1835	7340
9	Dueño de la factoria		1	1500	1500	6000
COSTO TOTAL						65068

Tabla 10. Estimado de costo de mano de obra y servicios

Fuente: elaboración propia.

Costo de montaje de la obra.

N°	descripción	Costo unitario por horas (\$)	Costo total (\$)
1	<ul style="list-style-type: none"> Alquiler de grúa camión 18ton (duración=96horas). Transporte del recalentador desde la factoria hacia la planta. 	68	6528
2	<ul style="list-style-type: none"> Instalación de líneas de vapor. Montaje y instalación del recalentador. 	_____	460
3	Prueba de operación de vacío y definitiva de vapor del recalentador.	_____	2160
4	Montaje y instalación del turbogenerador.	_____	460
5	Prueba de operación de vacío y definitiva de vapor de la turbina.	_____	2160
6	Supervisión y control	_____	5000
COSTO TOTAL DE MONTAJE Y INSTALACION EN PLANTA			16768

Tabla 11. Estimado de costo de montaje de la obra

Fuente: elaboración propia

INVERSION TOTAL DEL PROYECTO:

N°	Descripción	Precio total \$
1	costo de materiales y equipos	229855
2	Costo de mano de obra y servicios	65068
3	Costo del montaje de la obra	16768
TOTAL		311691

Tabla 12. Estimado de la inversión total del proyecto

Fuente: elaboración propia

- Costo total de generación de energía eléctrica con el sistema de cogeneración. Si se supone en 4.5 años para recuperar la inversión del proyecto Entonces, el $CEE_{s.coge}$:

costos	gastos (\$/año)
Costo de consumo de R-500 anual	159060
Costo total sueldos y salarios	237000
Inversión total del proyecto	311691/5
Costo total de generación de energía eléctrica para el sistema de cogeneración	499957

Tabla 13. Costo total de generación de energía eléctrica mediante el sistema de cogeneración.

Fuente: elaboración propia

Entonces:

$$CEE_{s.coge} = \frac{\text{Costo total de generación de energía eléctrica para el sistema de cogeneración}}{\text{potencia electrica generada}}$$

$$CEE_{s.coge} = \frac{159060 + 237000 + \frac{311691}{5} \text{ \$/año}}{7623000 \text{ kW-H/año}} = 0.0609 \frac{\$}{\text{kW-H}}$$

4.9.2 COMPARACIÓN DE COSTO DE ENERGÍA ELÉCTRICA DEL SEIN Y COSTO DEL SISTEMA COGENERADO EN LOS PRIMEROS 4.5 AÑOS=PRI.

$$CEE_{sein} = 0.07 \frac{\$}{\text{kW-H}} < CEE_{s.coge} = 0.0609 \frac{\$}{\text{kW-H}}$$

4.9.3 BENEFICIO ÚTIL EN LOS 4.5 PRIMEROS AÑOS (AHORRO ECONÓMICO ANUAL):

$$CEE_{neto} = 0.07 - 0.0609 = 0.009 \text{ \$/kW-H}$$

$$B_{util} = 0.009 \text{ \$/kW-H} * 7623000 \text{ kW-H/año} = 69131.1 \text{ \$/año}$$

4.9.4 PERIODO DE RECUPERACIÓN DE LA INVERSIÓN (comprobación)

$$P.R.I = \frac{Inversion (\$)}{Beneficio\ util (\$/año)}$$

$$P.R.I = \frac{311691\$}{69131.1\$/año} = 4.5 \text{ años}$$

4.9.5 DETERMINACION DEL COSTO DE COGENERACION EN LOS SIGUIENTES AÑOS, POSTERIOR AL PERIODO DE RECUPERACIÓN DE LA INVERSION

$$CEE_{s.coge} = \frac{159060 + 237000 \text{ \$/año}}{7623000 \text{ kW-H/año}} = 0.052 \frac{\$}{\text{kW-H}}$$

4.9.6 COMPARACIÓN DE COSTO DE ENERGÍA ELÉCTRICA DEL SEIN Y COSTO DEL SISTEMA COGENERADO EN LOS AÑOS POSTERIOR AL PRI.

$$CEE_{sein} = 0.07 \frac{\$}{\text{kW-H}} < CEE_{s.coge} = 0.052 \frac{\$}{\text{kW-H}}$$

4.9.7 BENEFICIO ÚTIL EN LOS AÑOS POSTERIORES AL PRI (AHORRO ECONÓMICO ANUAL):

$$CEE_{neto} = 0.07 - 0.052 = 0.018 \text{ \$/kW-H}$$

$$B_{util} = 0.018 \text{ \$/kW-H} * 7623000 \text{ kW-H/año} = 136890 \text{ \$/año}$$

4.9.8 GASTO MENSUAL DE CONSUMO ELECTRICO CON SISTEMA DE COGENERACION:

Gasto mensual (en el PRI): $0.0609 * 3.26 * (7623000/12) = 126118.72$ soles

Gasto mensual (años posteriores al PRI): $0.052 * 3.26 * (7623000/12) = 107687.6$ soles

Nota: si se compara con el anexo 2, se puede considerar que es viable.

4.9.9 VALOR PRESENTE NETO:

Para el análisis se considera los siguientes datos

Beneficio en el PRI (4.5 años) = Flujo de caja (FC) = 69131.1 \$/año

Beneficio en los años posteriores al PRI = 136890 \$/año

Inversión = 311691\$

Tasa de interés = 12% (según BCP)

n= número de años proyectados (10 años).

$$VPN = \left(\sum_{n=1}^5 \frac{69131.1}{(1 + 0.12)^n} + \sum_{n=6}^{10} \frac{136890}{(1 + 0.12)^n} \right) - 311691$$

$$VPN = 249202.14 + 280001.22 - 311691 = 217512.36 \$$$

V

**CONCLUSIONES Y
RECOMENDACIONES**

CONCLUSIONES

- Se obtuvo una temperatura del vapor en la salida del recalentador $T = 218^{\circ}\text{C}$ (esta temperatura es la misma que la temperatura de entrada en la turbina), la cual esta temperatura es viable, ya que es menor que la temperatura del fluido caliente (humos) en la entrada $T_{he} = 240^{\circ}\text{C}$. y Se obtuvo una temperatura de salida de los gases de combustión $T_{hs} = 228.3^{\circ}\text{C}$.
- En los cálculos se seleccionó un diámetro nominal de los tubos $D_{nom} = 3/4$ pulg, se utilizará tubos de acero al carbono A-53 cedula 80.
- Con las ecuaciones antes dadas se obtuvo el dimensionado del sobrecalentador, dado en la siguiente tabla.

SOBRECALENTADOR		
Parámetros de diseño	$N_T (20 \times 20)$	400
	$D_{int.tubos}$	18.88 cm
	$D_{ext.tubos}$	26.7 cm
	$D_{int.coraza}$	1.348 m
	$D_{ext.coraza}$	1.386 m
	U_D	$138.72 \text{ W} / \text{m}^2\text{ }^{\circ}\text{C}$
	$L_{recalentador}$	10.75 m

- Se seleccionó un turbogenerador marca SIEMENS SST-060, con una potencia de 6MW para subsidiar la potencia de 1.5 MW en el complejo 3 de la planta de conservas s.a.v.s.a. (sociedad agrícola viru).
- Se obtuvo un beneficio útil o ahorro económico de 69131.1\$/año en el PRI y 136890\$/año en los años posteriores al PRI utilizando el sistema de cogeneración.
- Se obtuvo que el periodo de recuperación de la inversión PRI será de 4.5 años.
- Se obtuvo un VAN = 217512.36 \$ con la inversión proyectada según materiales, mano de obra, alquiler de maquinaria y montaje del proyecto.

RECOMENDACIONES:

- Se obtuvo una mejor eficiencia en el sobrecalentador en contracorriente por lo tanto se recomienda diseñar el recalentador en contracorriente.
- Se recomienda un periodo de 10 años para calcular el valor presente neto.
- Se recomendó una sobreestimación de 5-10% en la potencia a generar en la turbina por pérdidas de calor por radiación y convección del vapor.
- Se recomienda un mantenimiento y limpieza programado del sistema de cogeneración de energía.

VI
BIBLIOGRAFIA

- CENGEL. YUNUS. A. 2007. "Transferencia de calor y masa". 3^{ra} Edición. McGraw-Hill/Interamericana Editores.S.A. México.
- MORÁN. H. N. SHAPIRO. 2006. "Fundamentos de termodinámica técnica". 5ta Edición.
- INCROPERA, F.P. & DEWITT, D.P. 1999. "Fundamentos de Transferencia de Calor". 4^aEdición. Pearson Prentice Hall Editores. México.
- KERN. Q. DONALD. 1999. "Procesos de transferencia de calor". 13^{ava}Edición. compañía editorial continental S.A de C.V. México.
- JORGE GARCÍA PEREZ. 2014. "Diseño y cálculo de una planta de cogeneración en la cantera "Las margaritas", (tesis de pregrado). Escuela técnica superior de Ingenieros de Minas y Energía. Madrid. España.
- HOLMAN, J.P. 1998. Transferencia de Calor. 8^a Edición. McGraw-Hill Interamericana de España S.A.U.
- CHAPMAN, A.J.1990. *Transmisión de Calor*. 3^a edición. Bellisco, Librería Editorial.
- Ministerio de Energía y Minas. Cogeneración, Data URL: <http://www.energia.gob.ec/coogeneracion>
- Zarate Plata Eulalio, Física world, data URL: <http://fisicaworld16.blogspot.pe/2013/06/la-energia-su-aprovechamiento.html>
- Renovetec Tecnología S.L, Plantas de Cogeneración, Data URL:<http://www.plantasdecogeneracion.com/index.php/las-plantas-de-cogeneracion>
- Renovetec Tecnología S.L , Cogeneración en estados unidos, Data URL:<http://www.energiza.org/cogeneracion/27-cogeneracion/779-cogeneracion-en-estados-unidos>
- Renovetec Tecnología S.L , Cogeneración en Europa, Data URL:<http://www.energiza.org/cogeneracion/27-cogeneracion/777-cogeneracion-en-la-union-europea>

VII

ANEXOS



COMPAÑÍA CONSERVAS

VEGETALES

S.A.V.S.A - 2017

**GERENCIA DE MANTENIMIENTO. AREA DE CALDEROS
ESPECIFICACIONES TECNICAS DE LAS CALDERAS**

Potencia de calderos(BHP)	300	400	500
tipo	pirotubular	pirotubular	pirotubular
marca	halvorsen	distral	cleaver brooks
Producción de vapor (kg/h)	14254	15391	16256
Presión de diseño (psig)	100	100	100
Temperatura de vapor a la salida (°C)	169	169	169
Tipo de combustible	R-500	R-500	R-500
Consumo de combustible(gal/h)	100	110	120

ANEXO 1. Especificaciones técnicas de los calderos

Fuente: gerencia de mantenimiento en s.a.v.s.a

Recibo N° 501-27334611

Viru/Viru

Facturación: **Julio-2016**

Código **47411236**

Recibo por Consumo del 01/07/2016 al 31/07/2016

Cliente **Sociedad Agrícola Virú S.A.**

Dirección **Carr. Panamericana Norte .km. Int. 0521 Pblo. Virú**

R.U.C **20373860736**

Ruta Reparto 29-251-117

Tarifa **MT3**
Medición **Media Tension**

Serie Medidor **00000010483501 - Electrón.**
N° Hilos Medidor **4**

Promedio Maxima Demanda	Potencia Contratada
1,567.8589	2,050.0000

Tensión **22.9/13.2 kV**

Modalidad **Potencia Variable**

SED **E-303786**

Inicio Contrato **22/11/2015**

Tipo Suministro **Trifásica-Aérea(C5.4)**

Termino Contrato **21/11/2016**

Calificación **Fuera de Punta** HorasPunta **125**

Magnitud Leida	Lectura Anterior	Lectura Actual	Diferencia	Demanda
Energia Activa Total (kWh)	6,471.3628	6,591.4948	120.1320	300,111.5760
Energia Activa Hora Punta (kWh)	1,145.5511	1,160.7318	15.1807	37,924.1485
Energia Activa Fuera Punta (kWh)	5,325.8117	5,430.7630	104.9513	262,187.4275
Energia Reactiva (kVarh)	2,259.1076	2,297.5299	38.4223	95,985.8906
Potencia Hora Punta (kW)	0.3900	0.2697	0.2697	673.7596
Potencia Fuera Punta (kW)	0.5901	0.5394	0.5394	1,347.5193

Factor Calificación : **0.2251** Factor Medición **2,498.1818**

Concepto	Consumo	Precio Unitario	Total
Cargo Fijo		7.9129	7.91
Cargo por Reposición y Mantenimiento de la Conexión			15.00
Energia Activa HP	37924.1485	0.1586	6014.77
Energia Activa FP	262187.4275	0.1350	35395.30
Energia Reactiva	5952.4178	0.0336	200.00
Pot. Uso Redes Distrib.FP	1567.8589	9.3700	14690.84
Pot. Activa Generación FP	1347.5193	20.4300	27529.82
Alumbrado Publico (Alicuota : S/. 0.2590)			1036.00
Interés Compensatorio	1.0000	504.8950	504.90
Ajuste Tarifario	1.0000	-1078.2300	-1078.23
SUB TOTAL			84316.31
Imp. Gral. a las Ventas			15176.94
Interés Moratorio	1.0000	23.3775	23.38
Saldo por redondeo	1.0000	-0.0100	-0.01
Redondeo		-0.0300	-0.03
Aporte Ley Nro. 28749	300111.5760	0.0073	2190.81
TOTAL RECIBO DE JULIO-2016			101707.40
Aporte FOSE(Ley N°27510) S/. 1976.00			

Su AMT es : A3150 - VIR005 de SE de Potencia : S.E. VIRU

Son : CIENTO UNO MIL SETECIENTOS SIETE Y 40/100 NUEVOS SOLES (*) El Importe en letras hace referencia al total del recibo del mes de Julio-2016
Comprobante emitido según RS-007-99 SUNAT Cap. I. Art. 4, Inciso 6.1.d.

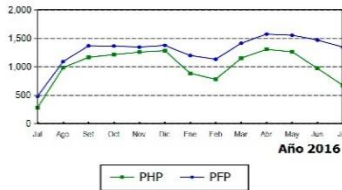
04/08/2016

21/08/2016

DISTRILUZ promoviendo una cultura de puntualidad

****101,707.40

HISTORICO DE CONSUMOS REGISTRADOS



Si realiza el pago via transferencia bancaria debe mandar un correo a: pagoshdna@distriluz.com.pe Revise el estado de cuenta de su recibo en: <http://www.distriluz.com.pe/ConsultaRecibos/ConsultaRecibo.aspx?empresa=3>

Facturación: **Julio-2016**

Sociedad Agrícola Virú S.A.

Suministro **47411236**

Dirección **Carr. Panamericana Norte .km. Int.**

Ruta **29-251-117**

Emisión **04/08/2016**

Vencimiento **21/08/2016**

Recibo N° **501-27334611**

Viru/Viru

TOTAL A PAGAR **101,707.40**

ANEXO 2. Recibo de consumo eléctrico de savsa.

Fuente: compañía s.a.v.s.a

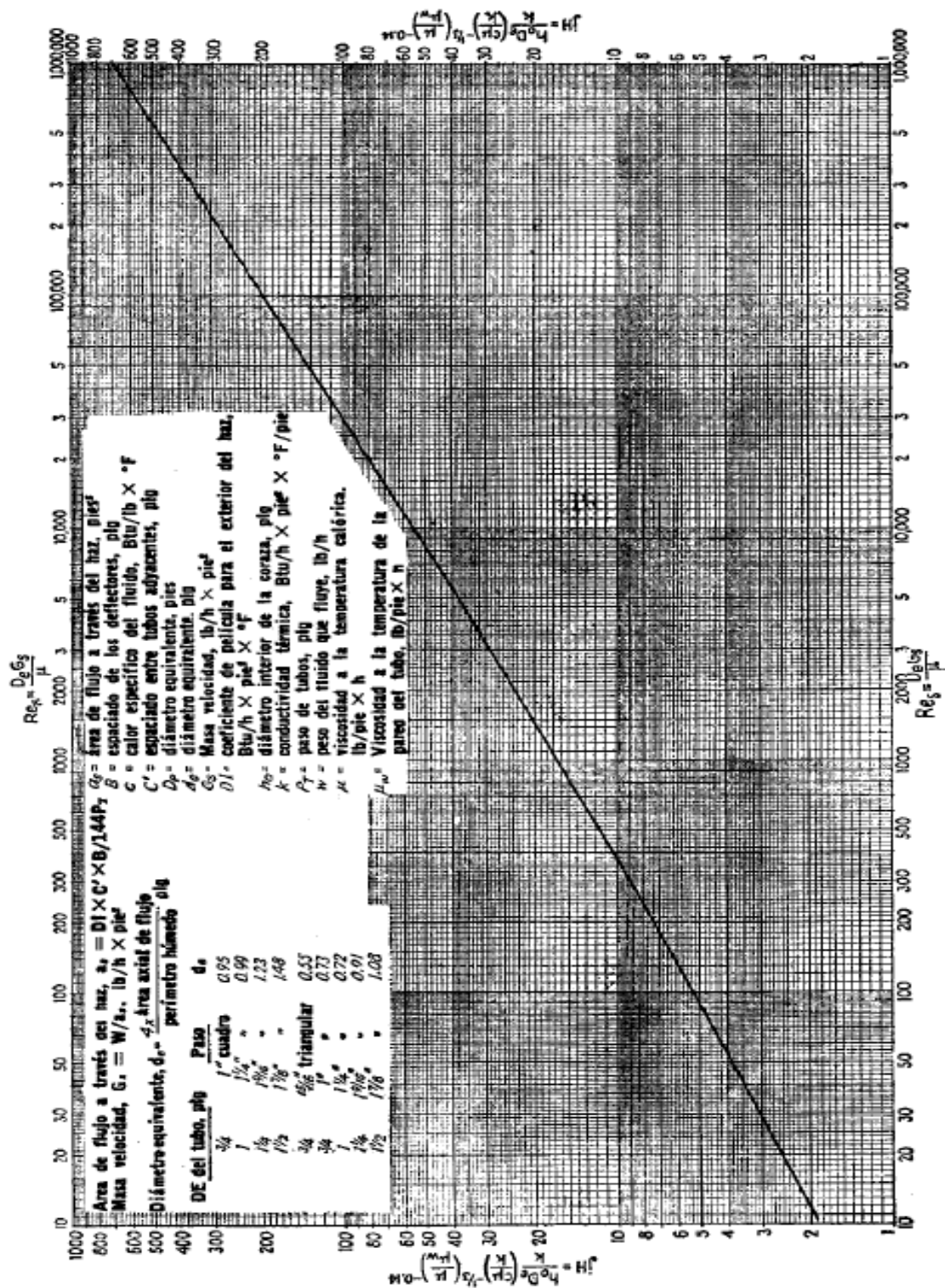
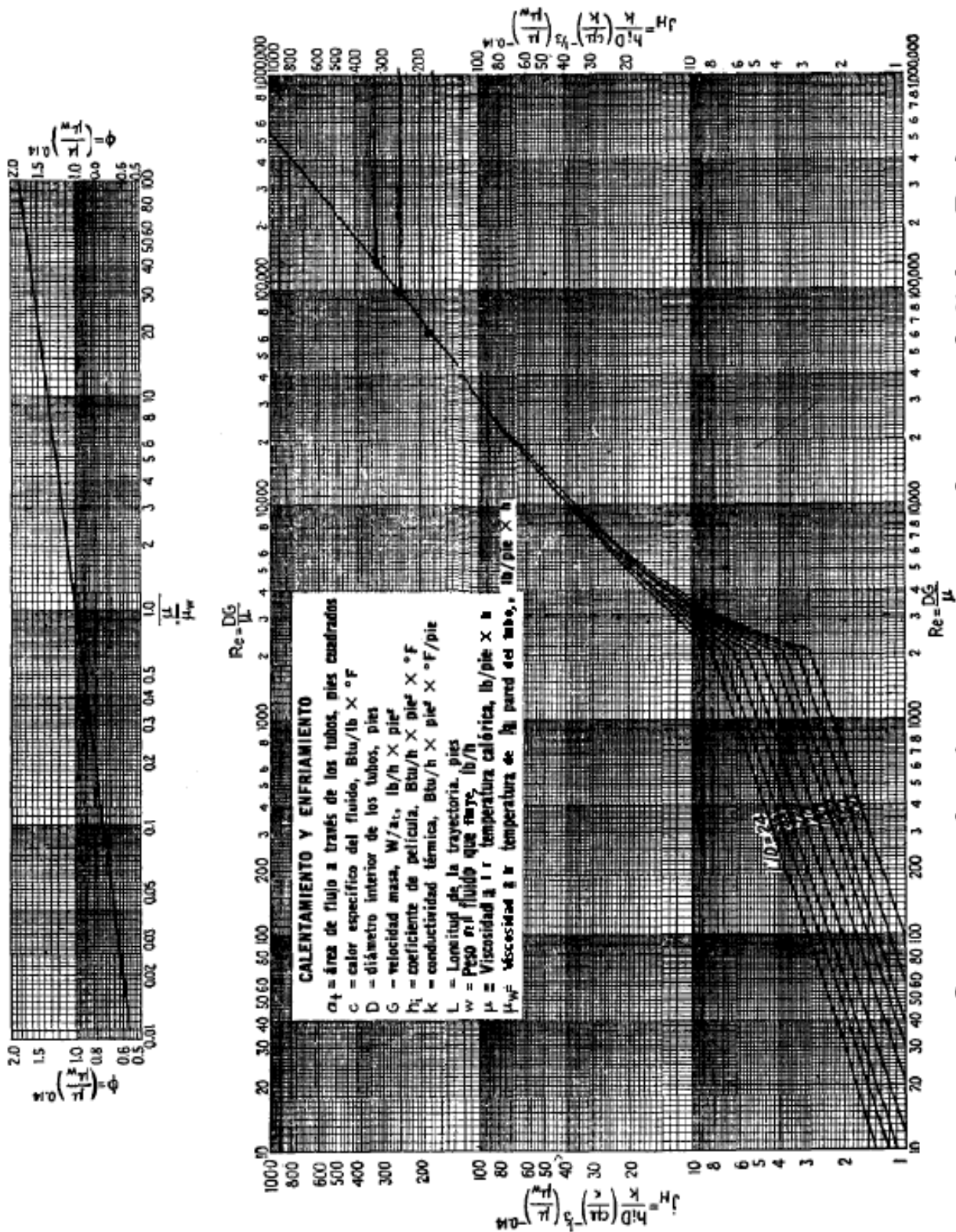


Fig. 28. Curva de transferencia de calor para lado de la coraza con haz de tubos con deflectores segmentados 25%

ANEXO 3. Curva de transferencia de calor para lado de la coraza

FUENTE: kern. q. donald. 1999. "Procesos de transferencia de calor".



ANEXO 4. Curva de transferencia de calor, lado de los tubos.
 FUENTE: KERN. Q. DONALD. 1999. "Procesos de transferencia de calor".

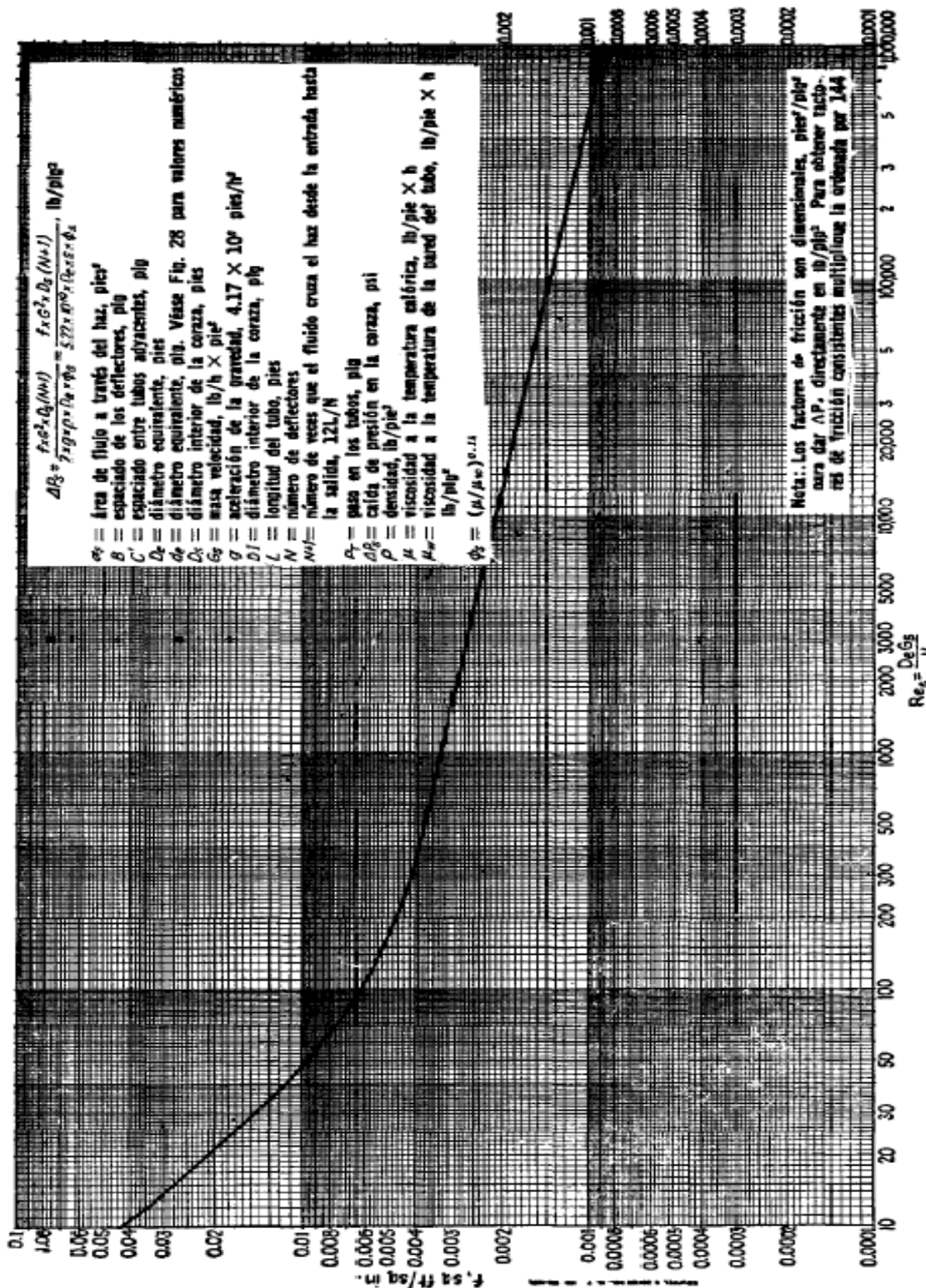


FIG. 29. Factores de fricción lado de la coraza, para haces de tubos con deflectores segmentados 25%

ANEXO 5. Factor de fricción lado de la coraza.

FUENTE: KERN. Q. DONALD. 1999. "Procesos de transferencia de calor".

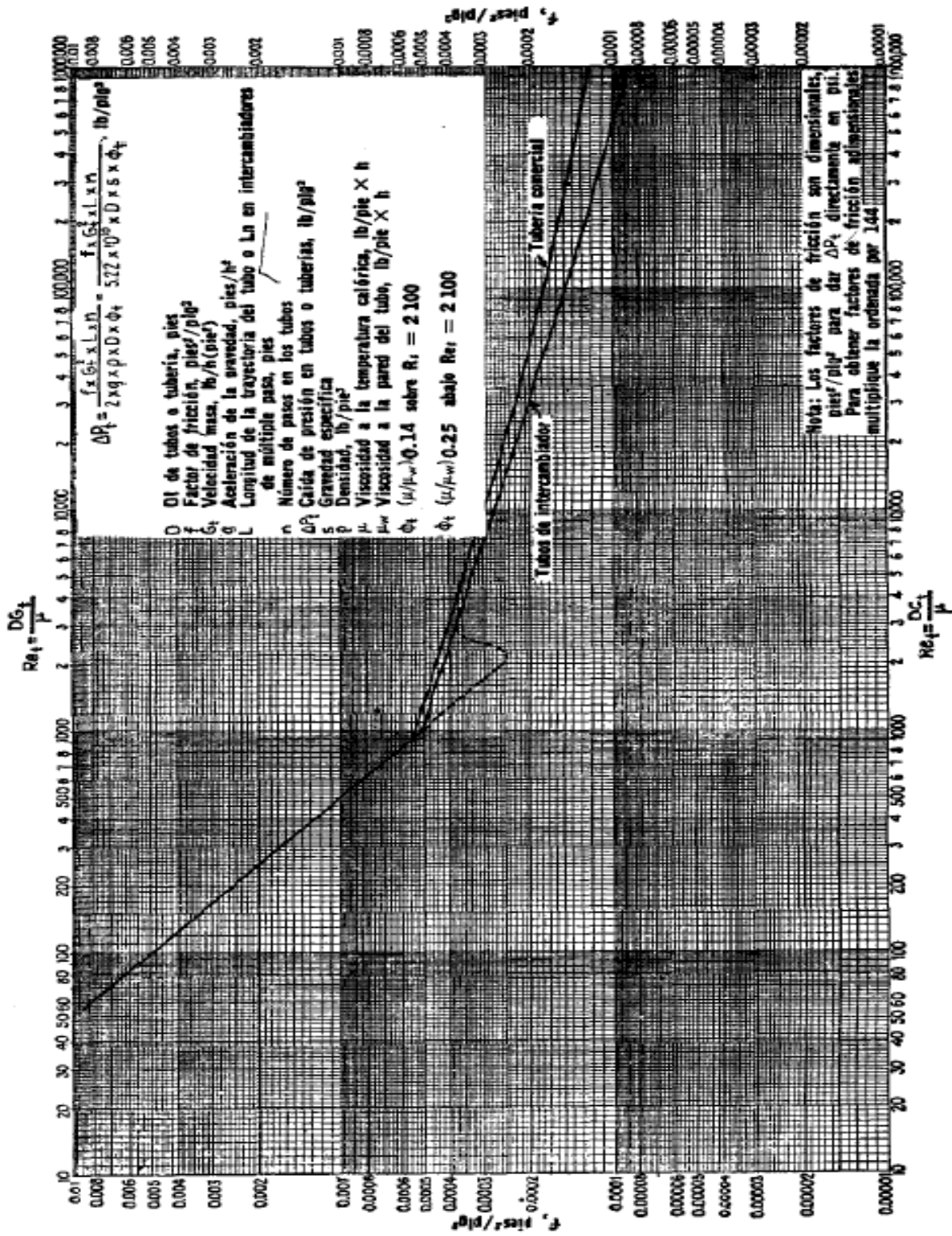


Fig. 26. Factores de fricción, para lado de tubo. (Standards Exchanger Manufacturers Association, 2a. ed., New York, 1949)

ANEXO 6. Factor de fricción lado de los tubos.

FUENTE: KERN. Q. DONALD. 1999. "Procesos de transferencia de calor".

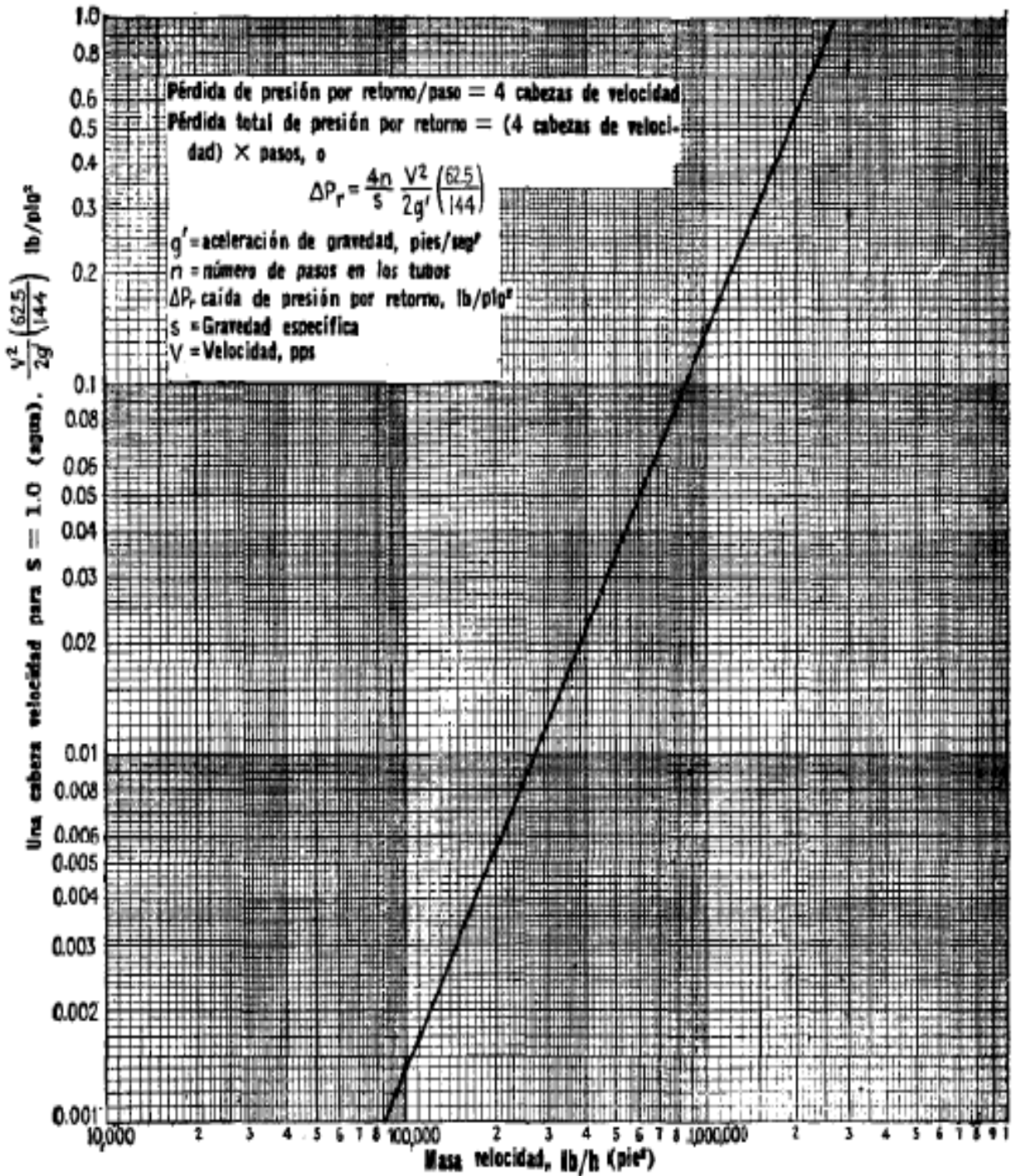


FIG. 27. Pérdida de presión por retorno, lado de tubos

ANEXO 7. Perdida de presión por cabeza de velocidad

FUENTE: Kern. Q. Donald. 1999. "Procesos de transferencia de calor".

Presión bar	Temp. °C	Volumen específico m ³ /kg		Energía interna kJ/kg		Entalpía kJ/kg			Entropía kJ/kg · K		Presión bar
		Líquido sat. $v_f \times 10^3$	Vapor sat. v_g	Líquido sat. u_f	Vapor sat. u_g	Líquido sat. h_f	Vapori- zación h_{fg}	Vapor sat. h_g	Líquido sat. s_f	Vapor sat. s_g	
0,04	28,96	1,0040	34,800	121,45	2415,2	121,46	2432,9	2554,4	0,4226	8,4746	0,04
0,06	36,16	1,0064	23,739	151,53	2425,0	151,53	2415,9	2567,4	0,5210	8,3304	0,06
0,08	41,51	1,0084	18,103	173,87	2432,2	173,88	2403,1	2577,0	0,5926	8,2287	0,08
0,10	45,81	1,0102	14,674	191,82	2437,9	191,83	2392,8	2584,7	0,6493	8,1502	0,10
0,20	60,06	1,0172	7,649	251,38	2456,7	251,40	2358,3	2609,7	0,8320	7,9085	0,20
0,30	69,10	1,0223	5,229	289,20	2468,4	289,23	2336,1	2625,3	0,9439	7,7686	0,30
0,40	75,87	1,0265	3,993	317,53	2477,0	317,58	2319,2	2636,8	1,0259	7,6700	0,40
0,50	81,33	1,0300	3,240	340,44	2483,9	340,49	2305,4	2645,9	1,0910	7,5939	0,50
0,60	85,94	1,0331	2,732	359,79	2489,6	359,86	2293,6	2653,5	1,1453	7,5320	0,60
0,70	89,95	1,0360	2,365	376,63	2494,5	376,70	2283,3	2660,0	1,1919	7,4797	0,70
0,80	93,50	1,0380	2,087	391,58	2498,8	391,66	2274,1	2665,8	1,2329	7,4346	0,80
0,90	96,71	1,0410	1,869	405,06	2502,6	405,15	2265,7	2670,9	1,2695	7,3949	0,90
1,00	99,63	1,0432	1,694	417,36	2506,1	417,46	2258,0	2675,5	1,3026	7,3594	1,00
1,50	111,4	1,0528	1,159	466,94	2519,7	467,11	2226,5	2693,6	1,4336	7,2233	1,50
2,00	120,2	1,0605	0,8857	504,49	2529,5	504,70	2201,9	2706,7	1,5301	7,1271	2,00
2,50	127,4	1,0672	0,7187	535,10	2537,2	535,37	2181,5	2716,9	1,6072	7,0527	2,50
3,00	133,6	1,0732	0,6058	561,15	2543,6	561,47	2163,8	2725,3	1,6718	6,9919	3,00
3,50	138,9	1,0786	0,5243	583,95	2546,9	584,33	2148,1	2732,4	1,7275	6,9405	3,50
4,00	143,6	1,0836	0,4625	604,31	2553,6	604,74	2133,8	2738,6	1,7766	6,8959	4,00
4,50	147,9	1,0882	0,4140	622,25	2557,6	623,25	2120,7	2743,9	1,8207	6,8565	4,50
5,00	151,9	1,0926	0,3749	639,68	2561,2	640,23	2108,5	2748,7	1,8607	6,8212	5,00
6,00	158,9	1,1006	0,3157	669,90	2567,4	670,56	2086,3	2756,8	1,9312	6,7600	6,00
7,00	165,0	1,1080	0,2729	696,44	2572,5	697,22	2066,3	2763,5	1,9922	6,7080	7,00
8,00	170,4	1,1148	0,2404	720,22	2576,8	721,11	2048,0	2769,1	2,0462	6,6628	8,00
9,00	175,4	1,1212	0,2150	741,83	2580,5	742,83	2031,1	2773,9	2,0946	6,6226	9,00
10,0	179,9	1,1273	0,1944	761,68	2583,6	762,81	2015,3	2778,1	2,1387	6,5863	10,0
15,0	198,3	1,1539	0,1318	843,16	2594,5	844,84	1947,3	2792,2	2,3150	6,4448	15,0
20,0	212,4	1,1767	0,09963	906,44	2600,3	908,79	1890,7	2799,5	2,4474	6,3409	20,0
25,0	224,0	1,1973	0,07998	959,11	2603,1	962,11	1841,0	2803,1	2,5547	6,2575	25,0
30,0	233,9	1,2165	0,06668	1004,8	2604,1	1008,4	1795,7	2804,2	2,6457	6,1869	30,0
35,0	242,6	1,2347	0,05707	1045,4	2603,7	1049,8	1753,7	2803,4	2,7253	6,1253	35,0
40,0	250,4	1,2522	0,04978	1082,3	2602,3	1087,3	1714,1	2801,4	2,7964	6,0701	40,0
45,0	257,5	1,2692	0,04406	1116,2	2600,1	1121,9	1676,4	2798,3	2,8610	6,0199	45,0
50,0	264,0	1,2859	0,03944	1147,8	2597,1	1154,2	1640,1	2794,3	2,9202	5,9734	50,0
60,0	275,6	1,3187	0,03244	1205,4	2589,7	1213,4	1571,0	2784,3	3,0267	5,8892	60,0
70,0	285,9	1,3513	0,02737	1257,6	2580,5	1267,0	1505,1	2772,1	3,1211	5,8133	70,0
80,0	295,1	1,3842	0,02352	1305,6	2569,8	1316,6	1441,3	2758,0	3,2068	5,7432	80,0
90,0	303,4	1,4178	0,02048	1350,5	2557,8	1363,3	1378,9	2742,1	3,2858	5,6772	90,0
100,	311,1	1,4524	0,01803	1393,0	2544,4	1407,6	1317,1	2724,7	3,3596	5,6141	100,
110,	318,2	1,4886	0,01599	1433,7	2529,8	1450,1	1255,5	2705,6	3,4295	5,5527	110,

ANEXO 8. Propiedades del agua saturada (líquido-vapor):

Tabla de presiones

FUENTE: Morán. H. N. Shapiro. 2006. "Fundamentos de termodinámica técnica".

T °C	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K	v m ³ /kg	u kJ/kg	h kJ/kg	s kJ/kg · K
$p = 5,0 \text{ bar} = 0,50 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 151,86^\circ\text{C}$)					$p = 7,0 \text{ bar} = 0,70 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 164,97^\circ\text{C}$)			
Sat.	0,3749	2561,2	2748,7	6,8213	0,2729	2572,5	2763,5	6,7080
180	0,4045	2609,7	2812,0	6,9656	0,2847	2599,8	2799,1	6,7880
200	0,4249	2642,9	2855,4	7,0592	0,2999	2634,8	2844,8	6,8865
240	0,4646	2707,6	2939,9	7,2307	0,3292	2701,8	2932,2	7,0641
280	0,5034	2771,2	3022,9	7,3865	0,3574	2766,9	3017,1	7,2233
320	0,5416	2834,7	3105,6	7,5308	0,3852	2831,3	3100,9	7,3697
360	0,5796	2898,7	3188,4	7,6660	0,4126	2895,8	3184,7	7,5063
400	0,6173	2963,2	3271,9	7,7938	0,4397	2960,9	3268,7	7,6350
440	0,6548	3028,6	3356,0	7,9152	0,4667	3026,6	3353,3	7,7571
500	0,7109	3128,4	3483,9	8,0873	0,5070	3126,8	3481,7	7,9299
600	0,8041	3299,6	3701,7	8,3522	0,5738	3298,5	3700,2	8,1956
700	0,8969	3477,5	3925,9	8,5952	0,6403	3476,6	3924,8	8,4391
$p = 10,0 \text{ bar} = 1,0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 179,91^\circ\text{C}$)					$p = 15,0 \text{ bar} = 1,5 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 198,32^\circ\text{C}$)			
Sat.	0,1944	2583,6	2778,1	6,5865	0,1318	2594,5	2792,2	6,4448
200	0,2060	2621,9	2827,9	6,6940	0,1325	2598,1	2796,8	6,4546
240	0,2275	2692,9	2920,4	6,8817	0,1483	2676,9	2899,3	6,6628
280	0,2480	2760,2	3008,2	7,0465	0,1627	2748,6	2992,7	6,8381
320	0,2678	2826,1	3093,9	7,1962	0,1765	2817,1	3081,9	6,9938
360	0,2873	2891,6	3178,9	7,3349	0,1899	2884,4	3169,2	7,1363
400	0,3066	2957,3	3263,9	7,4651	0,2030	2951,3	3255,8	7,2690
440	0,3257	3023,6	3349,3	7,5883	0,2160	3018,5	3342,5	7,3940
500	0,3541	3124,4	3478,5	7,7622	0,2352	3120,3	3473,1	7,5698
540	0,3729	3192,6	3565,6	7,8720	0,2478	3189,1	3560,9	7,6805
600	0,4011	3296,8	3697,9	8,0290	0,2668	3293,9	3694,0	7,8385
640	0,4198	3367,4	3787,2	8,1290	0,2793	3364,8	3783,8	7,9391
$p = 20,0 \text{ bar} = 2,0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 212,42^\circ\text{C}$)					$p = 30,0 \text{ bar} = 3,0 \text{ MPa}$ ($T_{\text{sat}} = 233,90^\circ\text{C}$)			
Sat.	0,0996	2600,3	2799,5	6,3409	0,0667	2604,1	2804,2	6,1869
240	0,1085	2659,6	2876,5	6,4952	0,0682	2619,7	2824,3	6,2265
280	0,1200	2736,4	2976,4	6,6828	0,0771	2709,9	2941,3	6,4462
320	0,1308	2807,9	3069,5	6,8452	0,0850	2788,4	3043,4	6,6245
360	0,1411	2877,0	3159,3	6,9917	0,0923	2861,7	3138,7	6,7801
400	0,1512	2945,2	3247,6	7,1271	0,0994	2932,8	3230,9	6,9212
440	0,1611	3013,4	3335,5	7,2540	0,1062	3002,9	3321,5	7,0520
500	0,1757	3116,2	3467,6	7,4317	0,1162	3108,0	3456,5	7,2338
540	0,1853	3185,6	3556,1	7,5434	0,1227	3178,4	3546,6	7,3474
600	0,1996	3290,9	3690,1	7,7024	0,1324	3285,0	3682,3	7,5085
640	0,2091	3362,2	3780,4	7,8035	0,1388	3357,0	3773,5	7,6106
700	0,2232	3470,9	3917,4	7,9487	0,1484	3466,5	3911,7	7,7571

ANEXO 9. Propiedades del agua, vapor sobrecalentado.

FUENTE: Morán. H. N. Shapiro. 2006. "Fundamentos de termodinámica técnica".

ChemicalLogic SteamTab Companion

About | Saturated | Superheated/Subcooled | Constants

Input: Temperature 193.64 Pressure 7.8 Units: Metric/SI English Calculate Close

Property	Value	Unit
Heat capacity at constant pressure	2.32348	kJ/(kg °C)
Speed of sound	517.401	m/s
Coefficient of thermal expansion	0.00262534	1/°C
Isothermal compressibility	0.134933	1/bar
Isentropic expansion coeff.	1.30234	dimensionless
dPdT: Partial derivative of P with T at constant V	0.0194565	bar/°C
dVdT: Partial derivative of V with T at constant P	0.000691863	m³/(kg °C)
dVdP: Partial derivative of V with P at constant T	-0.0355594	m³/(kg bar)
Viscosity (dynamic)	15.693	µPa.s
Thermal conductivity	0.035796	W/(m °C)
Surface tension	0.0391217	N/m
Prandtl number	1.01862	dimensionless
Static dielectric constant	1.03066	dimensionless
Isothermal Joule-Thomson coefficient	-0.00594217	kJ/(kg bar)
Joule-Thomson coefficient	2.55744	°C/bar

ChemicalLogic Corporation, 99 South Bedford St. Ste 207, Burlington, MA 01803 Tel: 781-425-6738

Copyright © 1999-2003 ChemicalLogic Corporation. All rights reserved.

ChemicalLogic SteamTab Companion

About | Saturated | Superheated/Subcooled | Constants

Input: Temperature 193.64 Pressure 7.8 Units: Metric/SI English Calculate Close

Property	Value	Unit
Heat capacity at constant pressure	2.32348	kJ/(kg °C)
Speed of sound	517.401	m/s
Coefficient of thermal expansion	0.00262534	1/°C
Isothermal compressibility	0.134933	1/bar
Isentropic expansion coeff.	1.30234	dimensionless
dPdT: Partial derivative of P with T at constant V	0.0194565	bar/°C
dVdT: Partial derivative of V with T at constant P	0.000691863	m³/(kg °C)
dVdP: Partial derivative of V with P at constant T	-0.0355594	m³/(kg bar)
Viscosity (dynamic)	15.693	µPa.s
Thermal conductivity	0.035796	W/(m °C)
Surface tension	0.0391217	N/m
Prandtl number	1.01862	dimensionless
Static dielectric constant	1.03066	dimensionless
Isothermal Joule-Thomson coefficient	-0.00594217	kJ/(kg bar)
Joule-Thomson coefficient	2.55744	°C/bar

ChemicalLogic Corporation, 99 South Bedford St. Ste 207, Burlington, MA 01803 Tel: 781-425-6738

Copyright © 1999-2003 ChemicalLogic Corporation. All rights reserved.

ChemicalLogic SteamTab Companion

About | Saturated | Superheated/Subcooled | Constants

Input: Temperature 193.64 Pressure 7.8 Units: Metric/SI English Calculate Close

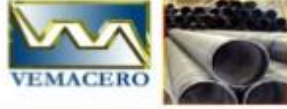
Property	Value	Unit
Compressibility factor	0.954157	dimensionless
Enthalpy	2826.2	kJ/kg
Entropy	6.79996	kJ/(kg °C)
Helmholtz free energy	-553.513	kJ/kg
Internal energy	2620.64	kJ/kg
Gibbs free energy	-347.957	kJ/kg
Heat capacity at constant volume	1.69512	kJ/(kg °C)
Heat capacity at constant pressure	2.32348	kJ/(kg °C)
Speed of sound	517.401	m/s
Coefficient of thermal expansion	0.00262534	1/°C
Isothermal compressibility	0.134933	1/bar
Isentropic expansion coeff.	1.30234	dimensionless
dPdT: Partial derivative of P with T at constant V	0.0194565	bar/°C
dVdT: Partial derivative of V with T at constant P	0.000691863	m³/(kg °C)
dVdP: Partial derivative of V with P at constant T	-0.0355594	m³/(kg bar)

ChemicalLogic Corporation, 99 South Bedford St. Ste 207, Burlington, MA 01803 Tel: 781-425-6738

Copyright © 1999-2003 ChemicalLogic Corporation. All rights reserved.

ANEXO 10. Propiedades termofísicas del vapor sobrecalentado.

FUENTE: software chemicallogic steamtab companion”.



TUBERIA DE ACERO AL CARBONO
API 5L / ASTM A53 / A106

www.vemacero.com

Diámetro Nominal NPS		Diámetro Exterior Real		Espesor de Pared		Identificación		Peso del Tubo		ASTM A53 PRENSION DE PRUEBA			
Pulgadas in.	Milímetros mm.	(in.)	(mm.)	Pulgadas (in.)	Milímetros (mm.)	Weight Class	Sched	lb/pie	kg/m	Grado A		Grado B	
										psi	Kg/cm ²	psi	Kg/cm ²
1/2	15	0.840	21.3	0.109	2.77	STD	40	0.85	1.27	700	49	700	49
				0.147	3.73	XS	80	1.09	1.62	850	60	850	60
3/4	20	1.050	26.7	0.113	2.87	STD	40	1.13	1.69	700	49	700	49
				0.154	3.91	XS	80	1.47	2.20	850	60	850	60
1	25	1.315	33.4	0.133	3.38	STD	40	1.68	2.50	700	49	700	49
				0.179	4.55	XS	80	2.17	3.24	850	60	850	60
1-1/4	32	1.660	42.2	0.140	3.56	STD	40	2.27	3.39	1200	84	1300	91
				0.191	4.85	XS	80	3.00	4.47	1800	127	1900	134
1-1/2	40	1.900	48.3	0.145	3.68	STD	40	2.72	4.05	1200	84	1300	91
				0.200	5.08	XS	80	3.63	5.41	1800	127	1900	134
2	50	2.375	60.3	0.154	3.91	STD	40	3.65	5.44	2300	162	2500	176
				0.218	5.54	XS	80	5.02	7.48	2900	176	2500	176
2-1/2	65	2.875	73	0.203	5.16	STD	40	5.79	8.63	2500	176	2500	176
				0.276	7.01	XS	80	7.66	11.41	2500	176	2500	176
				0.375	9.52	-	-	160	-	2500	176	2500	176
				0.552	14.02	XXS	-	-	-	2500	176	2500	176
3	80	3.500	88.9	0.125	3.18	-	-	4.51	6.72	1290	91	1500	105
				0.156	3.96	-	-	5.57	8.29	1600	112	1870	131
				0.188	4.78	-	-	6.65	9.92	1930	136	2260	159
				0.216	5.49	STD	40	7.58	11.29	2220	156	2500	176
				0.250	6.35	-	-	8.68	12.93	2500	176	2500	176
				0.281	7.14	-	-	9.66	14.40	2500	176	2500	176
4	100	4.500	114.3	0.300	7.62	XS	80	10.25	15.27	2500	176	2500	176
				0.125	3.18	-	-	5.84	8.71	1000	70	1170	82
				0.156	3.96	-	-	7.24	10.78	1250	88	1460	103
				0.188	4.78	-	-	8.66	12.91	1500	105	1750	123
				0.219	5.56	-	-	10.01	14.91	1750	123	2040	143
				0.237	6.02	STD	40	10.79	16.07	1900	134	2210	155
				0.250	6.35	-	-	11.35	16.90	2000	141	2330	164
				0.281	7.14	-	-	12.66	18.87	2250	158	2620	184
				0.312	7.92	-	-	13.98	20.78	2500	176	2800	197
				0.337	8.56	XS	80	14.98	22.32	2700	190	2800	197
				0.438	11.13	-	120	19.00	28.32	2800	197	2800	197
				0.531	13.49	-	160	22.51	33.54	2800	197	2800	197
0.674	17.12	XXS	-	27.54	41.03	2800	197	2800	197				
5	125	5.563	141.3	0.188	4.78	-	-	10.79	16.09	1220	86	1420	100
				0.219	5.56	-	-	12.50	18.61	1420	100	1650	116
				0.258	6.55	STD	40	14.62	21.77	1670	117	1950	137
				0.281	7.14	-	-	15.85	23.62	1820	128	2120	149
				0.312	7.92	-	-	17.50	26.05	2020	142	2360	166
				0.344	8.74	-	-	19.17	28.57	2230	157	2600	183
0.375	9.52	XS	80	20.78	30.94	2430	171	2800	197				
6	150	6.625	168.3	0.188	4.78	-	-	12.92	19.27	1020	72	1190	84
				0.219	5.56	-	-	14.98	22.31	1190	84	1390	98
				0.250	6.35	-	-	17.02	25.36	1360	96	1580	111
				0.280	7.11	STD	40	18.97	28.26	1520	107	1780	125
				0.312	7.92	-	-	21.04	31.32	1700	120	1980	139
				0.344	8.74	-	-	23.08	34.39	1870	131	2180	153
				0.375	9.52	-	-	25.02	37.28	2040	143	2380	167
				0.432	10.97	XS	80	28.57	42.56	2350	165	2740	193
				0.562	14.27	-	120	36.39	54.20	2800	197	2800	197
				0.719	18.26	-	160	45.35	67.56	2800	197	2800	197
0.864	21.95	XXS	-	53.16	79.22	2800	197	2800	197				

Tel/Fax: (0251) 269-2898 / 269-2487
Cel: (0414) 533-5833

Zona Industrial 2 Carrera 2 Módulo E Galpon 10 Barquisimeto

1 de 6

ANEXO 11. Dimensiones de tubería para intercambiadores
FUENTE: catalogo empresa Vemacero.

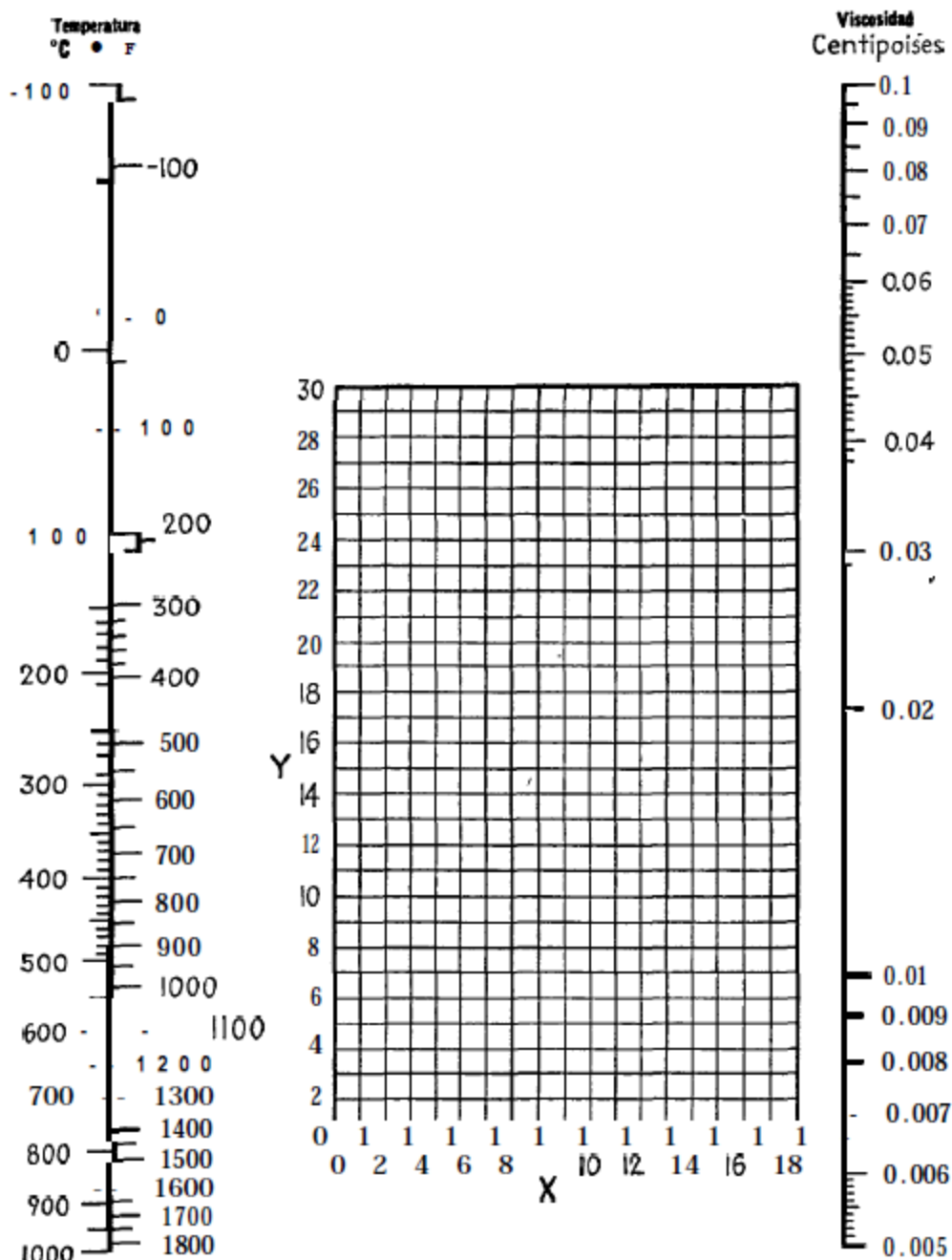


Fig. 15. Viscosidades de Gases. (Perry, "Chemical Engineers' Handbook", 3^a ed., McGraw-Hill Book Company, Inc., New York, 1950)

ANEXO 12. Tabla de viscosidad de los gases

FUENTE: Kern. Q. Donald. 1999. "Procesos de transferencia de calor".

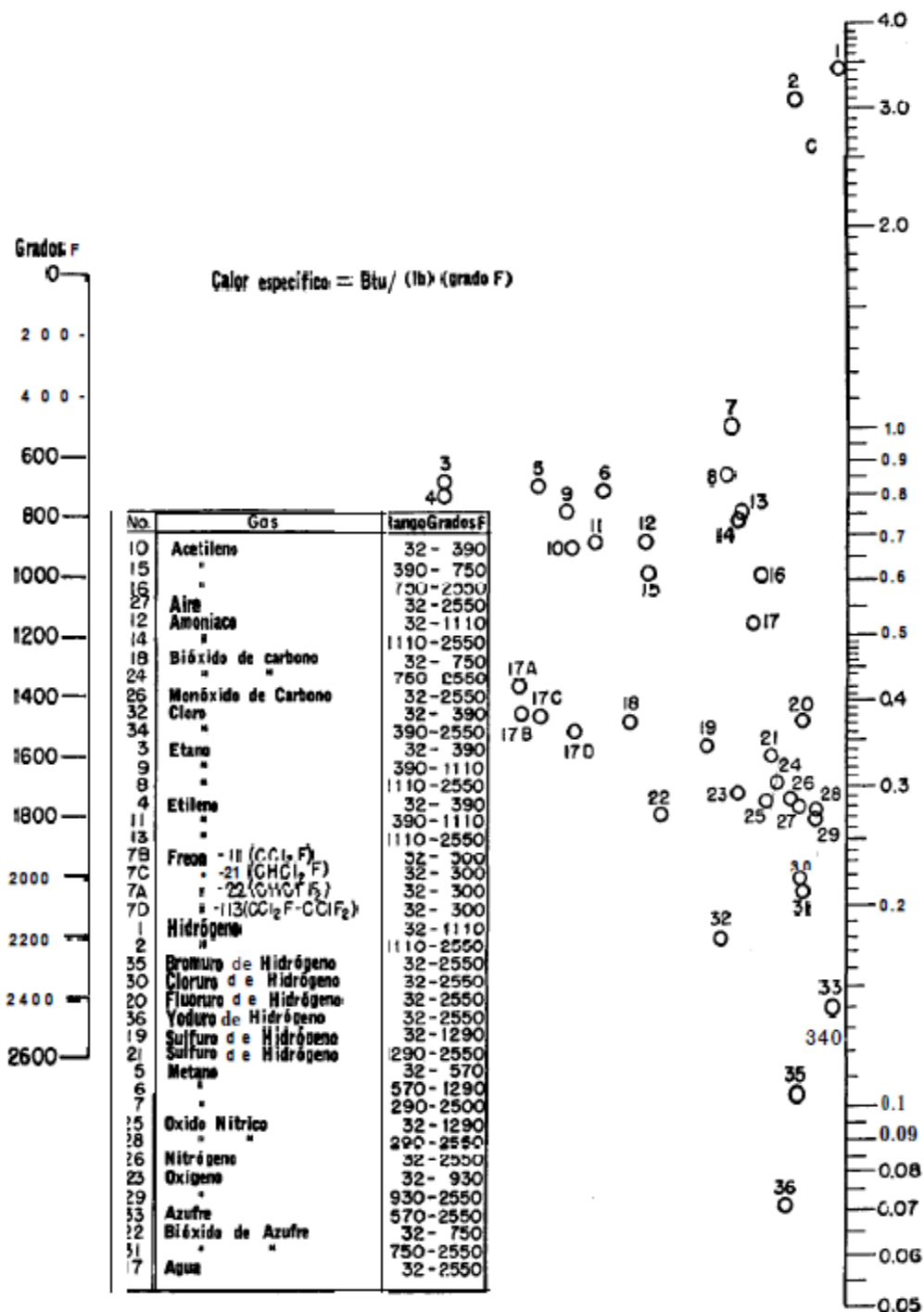


FIG. 3. Calores específicos de gases a 1 atm. (Perry, "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed., McGraw-Hill Book Company, Inc. New York, 1950)

ANEXO 13. Tabla del calor específico de los gases

FUENTE: Kern. Q. Donald. 1999. "Procesos de transferencia de calor".

TABLA 5. CONDUCTIVIDADES TERMICAS DE GASES Y VAPORES *

$$k = \text{Btu}/(\text{h})(\text{pie}^2)(^{\circ}\text{F}/\text{pie})$$

Los valores extremos de la temperatura constituyen el rango experimental. Para extrapolación a otras temperaturas, se sugiere que los datos consignados se grafiquen como log de k vs. log de T o que se haga uso de la suposición de que la razón c_{μ}/k es prácticamente independiente de la temperatura (o de la presión, dentro de límites moderados).

Sustancia	°F	k	Sustancia	°F	k
Acetato de etilo	115	0.0072	Diclorodifluorometano	32	0.0048
	212	0.0096		122	0.0064
	363	0.0141		212	0.0080
Alcohol	68	0.0089		302	0.0097
	212	0.0124	tanq	-94	0.0066
cloruro	32	0.0055		-99	0.0086
	212	0.0095		32	0.0106
	363	0.0135		212	0.0175
Eter	413	0.0152	Etileno	-96	0.0064
	32	0.0077		32	0.0101
	115	0.0099		122	0.0131
	212	0.0131		212	0.0161
	363	0.0189	Heptano (n-)	392	0.0112
	413	0.0209		212	0.0103
Acetona	32	0.0057	Hexano (n-)	32	0.0072
	115	0.0074		68	0.0080
	212	0.0099	Hexeno	32	0.0061
	363	0.0147		212	0.0109
Acetileno	-103	0.0068	Hidrógeno	148	0.0065
	32	0.0108		-58	0.0083
	122	0.0140		32	0.100
	212	0.0172		122	0.115
Aire	-148	0.0055		212	0.129
	32	0.0140		572	0.178
	212	0.0183	Hidrógeno y bióxido de carbono	32	
	392	0.0226	0% H ₂		0.0083
	572	0.0265	20%		0.0165
Alcohol metílico	32	0.0083	40%		0.0279
	212	0.0128	60%		0.0410
Acetato	32	0.0059	80%		0.0620
	68	0.0068	100%		0.10
Amoniaco	-76	0.0095	Hidrógeno y nitrógeno	32	
	32	0.0128	0 H ₂		0.0133
	122	0.0157	20%		0.0212
	212	0.0185	40%		0.0313
Benceno	32	0.0052	60%		0.0438
	115	0.0073	80%		0.0635
	212	0.0103	Hidrógeno y óxido nítrico	32	
	363	0.0152	0% H ₂		0.0002
	413	0.0176	20%		0.0170
Bióxido de azufre	32	0.0059	40%		0.0270
	212	0.0069	60%		0.0410
Bióxido de carbono	-58	0.0068	80%		0.0650
	32	0.0085	Mercurio	392	0.0197
	212	0.0133	Metano	-148	0.0100
	392	0.0181		-58	0.0145
	572	0.0228		32	0.0175
Bisulfuro	32	0.0016	Nitrógeno	122	0.0215
	45	0.0042		-148	0.0095
Monóxido	-312	0.0041		32	0.0140
	-294	0.0046	Oxido nítrico	122	0.0160
	32	0.0135		212	0.0190
Tetracloruro	115	0.0041		-94	0.0103
	212	0.0052	Oxido nítrico	32	0.0138
	363	0.0065	Oxido nítrico	-96	0.0067
Butano (n-)	32	0.0078		32	0.0087
	212	0.0135	Oxígeno	212	0.0199
Butano (iso-)	32	0.0080		-48	0.0095
	212	0.0139		-58	0.0119
Ciclohexano	212	0.0095		32	0.0142
Cloro	216	0.0095		122	0.0164
Cloroformo	32	0.0043		212	0.0185
	32	0.0038	Pentano (n-)	32	0.0074
	115	0.0046		68	0.0083
	212	0.0055	(iso-)	32	0.0072
Cloruro de metileno	363	0.0077		212	0.0127
	32	0.0039	Propano	32	0.0087
	115	0.0049		212	0.0151
	212	0.0063	Sulfuro de hidrógeno	32	0.0076
Cloruro de metilo	413	0.0095	Vapor de agua	115	0.0120
	32	0.0053		212	0.0137
	115	0.0072		392	0.0187
	212	0.0094		572	0.0248
	363	0.0130		752	0.0315
	413	0.0148		932	0.0441

* De Perry, J. H. "Chemical Engineers' Handbook", 3d ed. McGraw-Hill Book Company Inc., New York, 1950.

ANEXO 14. Tabla de la conductividad térmica de los gases

FUENTE: Kern. Q. Donald. 1999. "Procesos de transferencia de calor".

TABLA 8. VALORES APROXIMADOS DE LOS COEFICIENTES TOTALES PARA DISEÑO. MS VALORES INCLUYEN UN FACTOR DE OBSTRUCCION TOTAL DE 0.003 Y CAIDA DE PRESION PERMISIBLE DE 5 A 10 LB/PLG² EN LA CORRIENTE QUE CONTROLE

Enfriadores		
Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Agua	Agua	250500 †
Metanol	Agua	250-500 †
Amoniaco	Agua	250500 †
Soluciones acuosas	Agua	250-500 †
Sustancias orgánicas ligeras 1	Agua	75-150
Sustancias orgánicas medias 2	Agua	50-125
Sustancias orgánicas pesadas 3	Agua	5-75
Gases	Agua	2-50
Agua	Salmuera	100-200
Sustancias orgánicas ligeras	Salmuera	40-100

Calentadores		
Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Vapor de agua	Agua	200-700 †
Vapor de agua	Metanol	200-700 †
Vapor de agua	Amoniaco	200-700 †
Vapor de agua	Soluciones acuosas :	
Vapor de agua	menos de 2.0 cp	200-700
Vapor de agua	Más de 2.0 cp	100-500 †
Vapor de agua	Sustancias orgánicas ligeras	50-100
Vapor de agua	Sustancias orgánicas medias	100-200
Vapor de agua	Sustancias orgánicas pesadas	5-50 †
Vapor de agua	Gases	5-50 †

Intercambiadores		
Fluido caliente	Fluido frío	U_D total
Agua	Agua	250-500 †
Soluciones acuosas	Soluciones acuosas	250-500 †
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas ligeras	40-75
Sustancias orgánicas medias	Sustancias orgánicas medias	20-60
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas pesadas	10-40
Sustancias orgánicas pesadas	Sustancias orgánicas ligeras	30-60
Sustancias orgánicas ligeras	Sustancias orgánicas pesadas	10-40

1 Las sustancias orgánicas ligeras son fluidos con viscosidades menores de 0.5 centipoises e incluyen benceno, tolueno, acetona, etanol, metil-etil-cetona, gasolina, kerosén y nafta.

2 Las sustancias orgánicas medias tienen viscosidades de 0.5 a 1.0 centipoises e incluyen kerosén, strawoil, gasoil caliente, aceite de absorbedor caliente y algunos crudos.

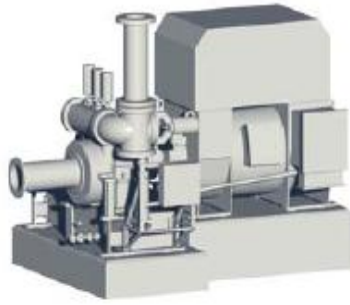
3 Sustancias orgánicas pesadas tienen viscosidades mayores de 1.0 centipoises e incluyen gasoil frío, aceites lubricantes, petróleo combustible, petróleo crudo reducido, breas y asfaltos.

† Factor de obstrucción 0.001.

‡ Caída de presión de 20 a 30 lb/plg².

§ Estas tasas están influenciadas grandemente por la presión de operación.

ANEXO 15. Tabla de coeficiente global de diseño admisibles en intercambiadores de calor en sistema ingles
FUENTE: kern. Q. Donald. 1999. "Procesos de transferencia de calor".



SST-060

(nombre anterior: AFA, CFA oder CFR)

Hasta 6 MW

La SST-060 se caracteriza por una construcción robusta y por un funcionamiento muy seguro incluso bajo las condiciones más duras. Es apropiada también para el funcionamiento con vapor saturado. Como turbina de condensación o contrapresión en combinación con diversos módulos vale para muchos ámbitos de aplicación.

Datos técnicos

- Potencia: hasta 6 MW
- Presión del vapor vivo: hasta 131 bar (a)
- Temperatura del vapor vivo: vapor saturado seco hasta 530 °C
- Velocidad: según la máquina accionada
- Presión del vapor de salida: contrapresión hasta 29 bar (a) o condensación

Dimensiones típicas

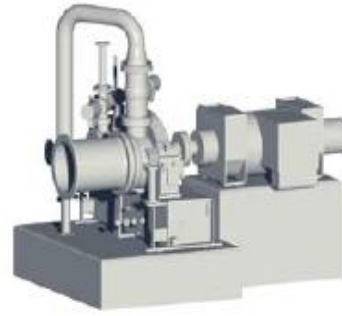
Longitud: aproximadamente 5,5 m incluido el generador
 Anchura: 2,5 m*
 Altura: 2,5 m*

* Solo turbina.

Principales características

- Ejecución como turbina de condensación o contrapresión
- Ejecución en paquete
- Sistema de aceite integrado en el bastidor de base
- Regulación del grupo de toberas disponible
- Arranque rápido sin precalentamiento
- Adaptación específica al cliente
- Corresponde a las especificaciones de API 611 / 612*
- Ejecución ATEX disponible
- Apropiada para ORC (Organic Rankine Cycle)
- Apropiada para la expansión de gas natural

*Para diseño en voladizo ("Overhung-Design") y accionamiento integrado.



SST-110

(nombre anterior: TWIN)

Hasta 7 MW

La SST-110 es una turbina de dos carcasas con un reductor que puede trabajar con diversas redes de vapor. Es extremadamente económica y eficiente y puede absorber elevados gradientes térmicos con una extracción simultánea regulada.

Datos técnicos

- Potencia: hasta 7 MW
- Presión del vapor vivo: hasta 131 bar (a)
- Temperatura del vapor vivo: vapor saturado seco hasta 530 °C
- Velocidad: según la máquina accionada
- Presión del vapor de salida: contrapresión o condensación

Dimensiones típicas

Longitud: aproximadamente 6 m, incluido el generador
 Anchura: 2,8 m
 Altura: 3,2 m

Principales características

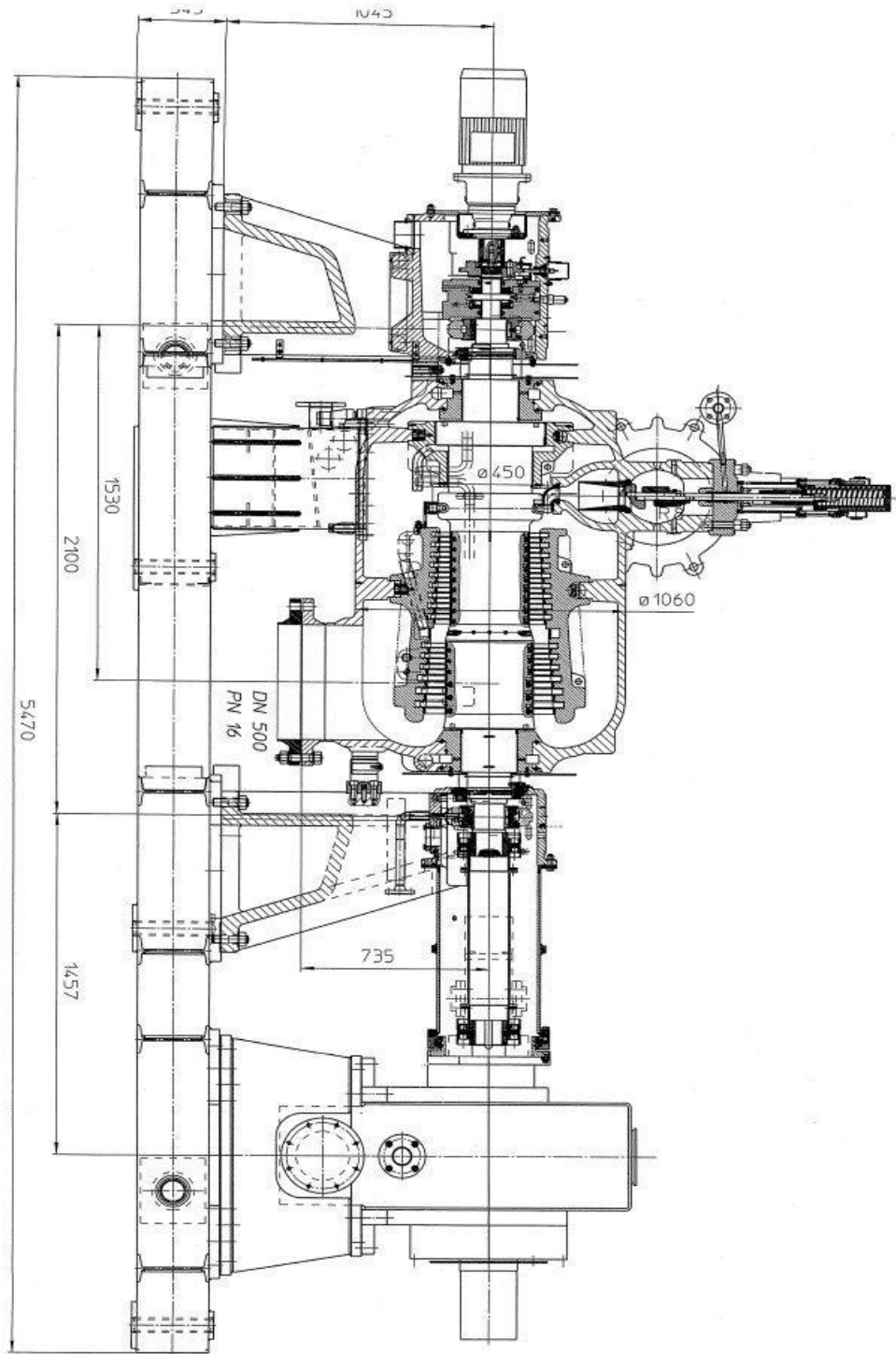
- Ejecución de contrapresión, extracción o condensación
- Ejecución en paquete
- Sistema de aceite integrado en el bastidor de base
- Regulación del grupo de toberas disponible
- Arranque rápido sin precalentamiento
- Configuración totalmente compacta
- Extracción y/o alimentación reguladas por presión
- Disposición de alta presión – baja presión
- Corresponde a las especificaciones de API 611 / 612*
- Ejecución ATEX disponible
- Apropiada para ORC (Organic Rankine Cycle)
- Apropiada para la expansión de gas natural

*Para diseño en voladizo ("Overhung-Design") y accionamiento integrado.



ANEXO 16. Especificaciones técnicas del turbogenerador SIEMENS SST-060

FUENTE: Catalogo de Turbinas de vapor Siemens



ANEXO 17. ESQUEMA DEL TURBOGENERADOR SIEMENS SST-060

FUENTE: Catalogo Siemens