

# UNIVERSIDAD CATÓLICA DE SANTA MARÍA

FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍAS FÍSICAS Y FORMALES

PROGRAMA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA,  
MECÁNICA ELÉCTRICA Y MECATRÓNICA



## DISEÑO DE UNA CENTRAL TERMOELÉCTRICA DE CICLO COMBINADO DE 500 MW

Tesis presentada por el Bachiller:  
Luis Alfredo Ramos Franco

Para optar el Título Profesional de  
Ingeniero Mecánico-Electricista

AREQUIPA - PERÚ  
2014

## ÍNDICE

PRESENTACIÓN .....	i
RESUMEN .....	ii
ABSTRACT.....	iii
CAPÍTULO I - GENERALIDADES.....	1
1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA.....	1
2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	1
3. OBJETIVOS .....	2
3.1. Objetivo General .....	2
3.2. Objetivos Específicos .....	2
4. ALCANCES .....	3
CAPÍTULO II - MARCO TEÓRICO.....	5
1. INTRODUCCIÓN.....	5
2. CONCEPTOS BÁSICOS .....	6
3. TERMODINÁMICA DEL CICLO COMBINADO.....	8
3.1. Ciclo de gas .....	8
3.2. Ciclo de vapor.....	12
3.3. Caldera recuperadora de calor .....	16
3.4. Eficiencia del ciclo combinado .....	19
4. TIPOS DE CENTRALES DE CICLO COMBINADO.....	21
4.1. Ciclo de un Nivel de Presión.....	21

4.2.	Ciclo de dos Niveles de Presión .....	23
4.3.	Ciclo de tres Niveles de Presión.....	24
4.4.	Ciclo de tres Niveles de Presión con Recalentamiento .....	27
4.5.	Variaciones para Combustibles con Azufre .....	28
4.6.	Otras Mejoras e Incremento de Potencia.....	29
5.	COMPONENTES PRINCIPALES.....	31
5.1.	Turbina de Gas .....	31
5.2.	Turbina de Vapor.....	34
5.3.	Caldera Recuperadora de Calor.....	36
5.4.	Sistema de Enfriamiento del Condensador.....	40
5.5.	Tanque Desaireador.....	40
5.6.	Bombas .....	42
5.7.	Tuberías .....	45
5.8.	Aislamiento.....	50
5.9.	Componentes Eléctricos .....	55
6.	CRITERIOS ECONÓMICOS .....	57
CAPÍTULO III - CONDICIONES DE LUGAR .....		61
1.	EL NODO ENERGÉTICO DEL SUR .....	61
2.	GENERACIÓN ELÉCTRICA EN MOQUEGUA.....	63
2.1	CENTRALES DE CICLO COMBINADO A GAS EN EL PERÚ .....	64
3.	REQUERIMIENTOS ECONÓMICOS .....	66

4. UBICACIÓN .....	66
5. DISPONIBILIDAD DE RECURSOS .....	68
6. CONDICIONES AMBIENTALES .....	69
7. REQUERIMIENTOS LEGALES SOBRE EMISIONES .....	71
CAPÍTULO IV - INGENIERÍA DEL PROYECTO .....	73
1. DEFINICIÓN DEL CONCEPTO DE CENTRAL .....	73
2. CICLO DE GAS .....	74
3. CICLO DE VAPOR Y RECUPERACIÓN DE CALOR .....	78
4. TUBERÍAS .....	102
4.1. Lista de líneas .....	102
4.2. Material y espesor de tuberías .....	104
4.3. Diámetro de tuberías .....	104
4.4. Caída de Presión .....	108
4.5. Aislamiento .....	110
5. SELECCIÓN DE EQUIPOS .....	111
6. LAYOUT DE LA PLANTA .....	112
7. RESUMEN DE POTENCIA Y EFICIENCIA DE LA PLANTA .....	113
8. OTRAS ALTERNATIVAS COMERCIALES .....	114
CAPÍTULO V - COSTOS Y PLANIFICACIÓN DEL PROYECTO .....	118
1. COSTOS DE INVERSIÓN .....	118
2. COSTOS DE COMBUSTIBLE .....	118

3. COSTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO .....	119
4. COSTO DEL MW.H .....	119
5. DIAGRAMA GANTT DEL PROYECTO .....	121
OBSERVACIONES .....	123
RECOMENDACIONES.....	124
CONCLUSIONES .....	126
BIBLIOGRAFÍA .....	129
LISTA DE TABLAS .....	131
LISTA DE FIGURAS.....	134
ANEXOS .....	138
1. TURBINA DE GAS SIEMENS SGT6 5000F .....	139
2. TURBINA DE VAPOR SIEMENS SST900.....	145
3. BOMBAS SULZER .....	148
4. RESULTADOS DE AISLAMIENTO.....	163
5. PRECIO DEL GAS NATURAL .....	172
6. PLANOS.....	173



A mis padres.

## **PRESENTACIÓN**

El presente trabajo tiene como objetivo para el autor optar el título profesional de Ingeniero Mecánico Electricista, certificación oficial a nombre de la Nación que acredita que está formado y preparado para el ejercicio de su profesión. En otras palabras busca demostrar, ante un jurado oficial, que reúne las capacidades y requisitos para aplicar los conocimientos adquiridos durante el transcurso de su carrera universitaria.

La tesis “Diseño de una Central Termoeléctrica de Ciclo Combinado de 500 MW” conforma el diseño conceptual de una central de ciclo combinado como elemento del complejo energético del sur, impulsado por la ley N° 29970 aprobada a fines del año 2012. Se ha desarrollado un marco de conocimientos teóricos necesarios y definido los requerimientos de diseño para diseñar la central y llegar finalmente a la evaluación de la eficiencia y el costo del kWhr. El diseño comienza seleccionando una turbina de gas a partir de la cual se diseña el proceso de la central para luego hacer la selección y diseño de los sistemas, equipos y accesorios más significativos.

Así se presenta, a través de este trabajo, el proceso de diseño para determinar que esta central térmica es técnica y económicamente viable y que puede proveer de energía al SEIN y mercado local, y de esa forma contribuir académicamente proponiendo una aproximación a una cuestión de importancia actual y nacional.

## RESUMEN

En el Capítulo I se mencionan las generalidades del trabajo, es decir la presentación del problema, objetivos y alcance.

A continuación se ha desarrollado un marco teórico de los conocimientos necesarios, adecuado al alcance del diseño de la central, lo que conforma el Capítulo II.

El Capítulo III conforma los requerimientos de diseño, es decir las condiciones de sitio a base de las cuales se ha diseñado la central. Las condiciones de sitio se refieren a los requerimientos del cliente, en otras palabras la demanda y factor de planta, a las condiciones ambientales, recursos y marco normativo propios del lugar.

Después de haber definido las condiciones para el diseño se ha procedido a la ingeniería de la central en el Capítulo IV que conforma el centro del trabajo. Primero se definió el concepto de la central y se escogió una turbina de gas, después se evaluaron los niveles de presión y temperatura del ciclo de vapor para hacer el balance térmico de la central. A continuación se diseñaron otros elementos como las tuberías, aislamiento, selección de bombas, etc.

Finalmente se concluye con la estimación de costos y la planificación del proyecto en el Capítulo V.

## **ABSTRACT**

Chapter I is an overview of the work, i.e. presentation of the problem, objectives and scope.

Then a theoretical framework has been developed with the necessary knowledge according to the scope of the power plant design. This makes up Chapter II.

Chapter III conforms the design requirements, i.e. the site conditions on which the plant has been designed. The site conditions refers to the client requirements, in other words the demand and plant factor, weather conditions, resources and regulations of the site.

After having defined the design conditions it has been proceeded to the engineering of the power plant in Chapter IV, this conforms the heart of the work. First, the power plant concept was defined and a gas turbine was selected, then the pressure and temperature levels were evaluated to perform the thermal balance of the plant. Later on, other elements were designed such as piping, thermal insulation, pump selection, etc.

Finally, it has been concluded with the costs estimation and the project planning in Chapter V.

## **CAPÍTULO I - GENERALIDADES**

### **1. IDENTIFICACIÓN DEL PROBLEMA**

A fines del año 2012 se aprobó la ley N° 29970, que afianza la seguridad energética y promueve el desarrollo del polo petroquímico en el sur del país, la cual tiene como objetivo impulsar la construcción del gasoducto sur peruano, el polo petroquímico y el nodo energético del sur. Ante este panorama surge la necesidad de sumar contribuciones académicas en la línea de dicha ley, es decir, en petroquímica, gas natural y centrales de generación a gas natural.

En este último punto se enfocará el trabajo de investigación propuesta, planteando el diseño de una central de 500 MW que está enmarcada dentro de la potencia a instalar que considera el plan de dicho complejo energético en el sur del país de 1700 a 2000 MW.

### **2. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA**

El trabajo de tesis deberá estudiar y evaluar las condiciones de sitio y mercado para conformar los requerimientos de diseño. Tomando esto como base se buscará una solución adecuada a que genere energía de forma eficiente y económicamente viable, que pueda abastecer de energía, al mercado local y al SEIN, como central de carga media o pico.

Por razones obvias el combustible será gas natural. Este ofrece múltiples ventajas ya que cumple un rol importante en la tarea de tener una matriz energética estable y diversa. Al ser un recurso disponible dentro del territorio es menos dependiente de los acontecimientos internacionales como variaciones de precio y crisis, lo que afecta en mayor medida a otros combustibles derivados del petróleo. El gas natural ofrece alto

grado de certeza en cuanto a duración, disponibilidad del recurso y estabilidad de precio lo que minimiza el riesgo de la inversión o favorecen tanto al inversionista como al cliente final.

La Política Energética Nacional, además de promover el desarrollo de la generación eléctrica con el gas natural, habla de eficiencia, bajo impacto ambiental y bajas emisiones de carbono. El gas natural, ofrece ventajas sobre otros combustibles fósiles en cuanto a limpieza y emisiones.

Por cuestiones de eficiencia se ha optado por el ciclo combinado superior al del ciclo simple, ya que aprovecha la energía de gases de escape de la turbina de gas para generar más energía en un ciclo de vapor, es decir más kWhr por la misma cantidad de combustible. De este modo se hará el diseño y los cálculos del proceso, tanto del ciclo de gas, caldera recuperadora de calor y ciclo de vapor, y se dimensionarán y seleccionarán los equipos teniendo como objetivo alcanzar los 500MW, potencia dentro de lo que sería el complejo energético del sur.

### **3. OBJETIVOS**

#### **3.1. Objetivo General**

- Diseño conceptual de una central térmica de ciclo combinado 500 MW como elemento del complejo energético del sur del país.

#### **3.2. Objetivos Específicos**

1. Diseño del ciclo de gas y ciclo de vapor de acuerdo a la potencia requerida.
2. Selección de equipos principales: turbina de gas, turbina de vapor, generadores, condensador y bombas.

3. La central debe ser eficiente y técnicamente viable.
4. Lograr un precio de generación competitivo.
5. Proponer, a partir del actual trabajo, temas de interés relacionados para investigación que profundicen en la optimización de distintos elementos y alternativas de mejora en centrales de ciclo combinado.
6. Ser un referente en cuanto a diseño de centrales y contribuir a la cultura energética y del gas natural.

#### 4. ALCANCES

El diseño de la central se desarrollará en el rango de ingeniería conceptual o básica. Estará limitado por los recursos disponibles, tiempo y extensión propia de una tesis para título profesional de ingeniero.

La central será de dos niveles de presión sin recalentamiento. No se evaluarán la optimización de la central ni las mejoras ya que requieren de un análisis a detalle de costos que compare la mejora de eficiencia contra el costo del kWhr.

Específicamente tendrá como alcance lo siguiente:

- Cálculo térmico del ciclo combinado: ciclo de gas, ciclo de vapor, caldera recuperadora de calor, condensador.
- Especificaciones y selección de equipos principales: turbina de gas y turbina de vapor, bombas, generadores.
- Diagrama del proceso.
- Plano de arreglo general de la planta (layout).
- Tuberías: diámetro, espesor y aislamiento.

- Estimación del costo inversión, operación y mantenimiento, y costo de producción del kWhr.



## CAPÍTULO II - MARCO TEÓRICO

### 1. INTRODUCCIÓN

La creciente preocupación por el impacto ambiental de la industria expresado en iniciativas como la cumbre de Río de Janeiro y el protocolo de Kyoto a finales del siglo XX, además de haber impulsado la generación eléctrica con fuentes renovables, también ha promovido la generación con combustibles fósiles con máxima eficiencia, o mínimo consumo de combustible, y bajas emisiones de CO<sub>2</sub> y otros contaminantes. De esta forma se ha colocado, desde el punto de vista medioambiental, a las centrales de ciclo combinado a gas como alternativa preferida frente a otros tipos de centrales de generación con combustibles fósiles. El primer motivo son las emisiones con menores contaminantes característica de la quema de gas natural, cuya mayor composición es el metano y no contiene azufre, que las ponen con gran ventaja frente al carbón u otros derivados del petróleo. A esto se suman los avances tecnológicos en las turbinas de gas cuyos quemadores hoy en día se llegan incluso a clasificar en quemadores de bajas emisiones y ultra bajas emisiones de NO<sub>x</sub>. El segundo motivo es la alta eficiencia que alcanzan las centrales de ciclo combinado ya que aprovechan el calor residual de los gases de escape de la turbina de gas para generar más energía y llegar a aumentar la eficiencia y potencia en un 50% con respecto al ciclo simple.

Así mismo la apertura de los mercados eléctricos a la competencia de los inversionistas privados, ha ocasionado que se prefiera al ciclo combinado a gas debido a que tienen costos de inversión bajos y menores tiempos de construcción comparados a plantas a carbón y nucleares. La eficiencia también juega acá un rol importante ya que la venta de energía es 50% mayor por la misma cantidad de combustible utilizada.

En el Perú las centrales de ciclo combinado tienen recién 7 años desde el 2006 cuando entraron en operación las calderas recuperadoras de la central térmica de Ventanilla después de su conversión de ciclo simple a ciclo combinado, con 522MW. Hoy en día se tienen 2,373.8 MW de potencia instalada de centrales de ciclo combinado siendo el 31.2 % de la potencia instalada total, y sólo 21 MW no son a gas natural (C.T. Chilina). Además estas producen 11,347.3 GWh, 30.4% de la energía utilizada en el año<sup>1</sup>.

## 2. CONCEPTOS BÁSICOS

El ciclo combinado se puede definir como la existencia de dos ciclos térmicos que se combinan en una misma planta. Esto se hace con el objetivo de aumentar la eficiencia, es decir, lograr una salida de potencia mayor por el mismo consumo de combustible en comparación con cada uno de los ciclos de manera individual.

Si la combinación de ciclos se hace con medios distintos se pueden lograr mejores resultados ya que se pueden aprovechar y complementar las distintas ventajas.

El ciclo a tratar es el ciclo combinado gas-vapor. Este ciclo consta de un ciclo superior de gas, llamado así porque opera a mayor temperatura, y un ciclo de vapor, o ciclo inferior, que opera a una temperatura menor. Ambos ciclos se combinan en la caldera recuperadora de calor o HRSG<sup>2</sup>.

---

<sup>1</sup> Fuente: COES SINAC, Estadística de Operaciones 2012, Lima 2013, <http://www.coes.org.pe>.

<sup>2</sup> Del inglés heat recovery steam generator que significa generador de vapor recuperador de calor.

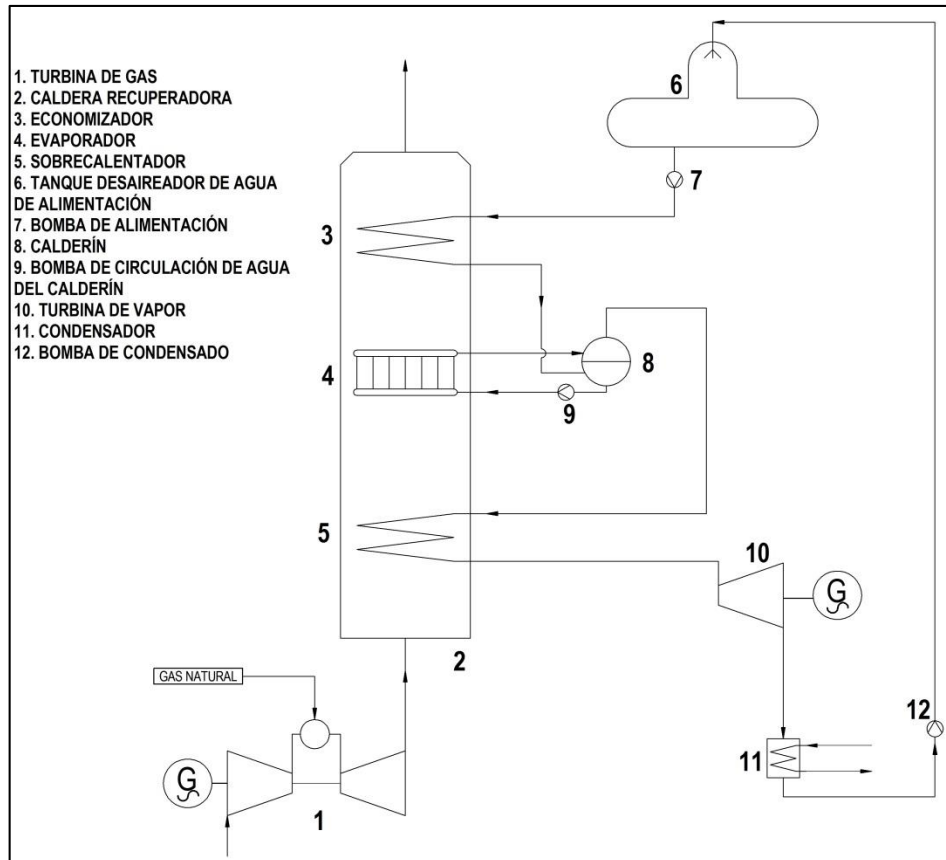


Figura II-1, Diagrama simplificado del ciclo combinado gas-vapor

Como se puede observar en la Figura II-1 los gases de escape de la turbina de gas ingresan en la caldera recuperadora donde el calor residual, que en un ciclo simple se hubiera dejado escapar al medio ambiente, se utiliza para generar vapor sobrecalentado y servir de medio de trabajo a una turbina de vapor. La potencia adicional que se genera por este aprovechamiento del calor de los gases de escape es aproximadamente el 50% de la potencia generada por la turbina de gas.

La caldera recuperadora se puede dividir en tres secciones principales habiendo en algunos casos una cuarta. Después de haber sido elevada la presión a la presión de vapor vivo del proceso, por medio de una bomba de alimentación de agua, el agua ingresa a la primera sección que es el economizador donde el agua de alimentación se eleva hasta una temperatura cercana a la temperatura de evaporación. Luego pasa al evaporador para

finalmente ser sobrecalentado a la temperatura de vapor vivo y poder ser expandido en la turbina de vapor. La cuarta sección es la de recalentamiento cuando se hace una extracción a la turbina de vapor para recalentar el mismo y volver a ser inyectado a la turbina, aprovechando más energía de los gases de escape.

El vapor expandido con una humedad máxima de hasta 16%<sup>3</sup> se condensa en un condensador y la bomba de condensado lo retorna al tanque desaireador de agua de alimentación.

### 3. TERMODINÁMICA DEL CICLO COMBINADO

Los ciclos de potencia son difíciles de analizar si se consideran efectos complicados como la fricción y falta de tiempo para establecer situaciones de equilibrio durante el proceso. Por ello es necesario mantener las complejidades a un nivel manejable y recurrir a ciclos idealizados que proporcionan una aproximación simplificada a expensas de un poco de precisión.

#### 3.1. Ciclo de gas

El ciclo idealizado de la turbina a gas es el ciclo Brayton, llamado así en honor al ingeniero George Brayton (EE.UU. 1830 – 1892), quien introdujo el ciclo de presión constante con su motor de combustión a presión constante.

---

<sup>3</sup> Kehlhofer R., Rukes B., Hanneman F., Stirnimann F., Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plant, 3rd ed., Oklahoma: PennWell Corporation, 2009.

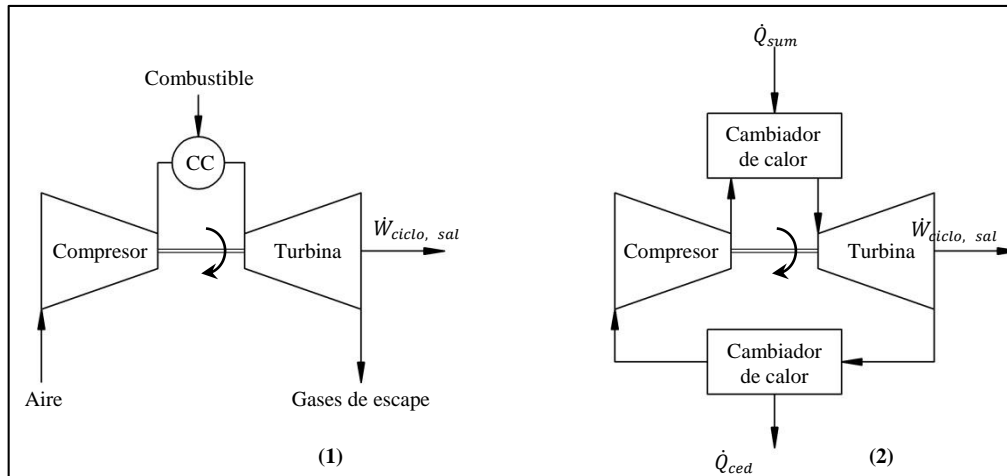


Figura II-2 Turbina de gas según el ciclo Brayton (1) abierto y (2) cerrado.

Una turbina consta de un compresor donde el aire a presión atmosférica se comprime, para luego ingresar a una cámara de combustión. Los gases a alta temperatura y presión son, a continuación, expandidos en la turbina y finalmente liberados a la atmósfera. Este sería el ciclo abierto pero también puede modelarse como un ciclo cerrado como se muestra en la Figura II-2.

El ciclo Brayton ideal consta así de cuatro procesos reversibles internamente (véase la Figura II-3):

- 1 a 2: Compresión adiabática.
- 2 a 3: Suministro de calor a presión constante.
- 3 a 4: Expansión adiabática.
- 4 a 1: Cesión de calor a presión constante.

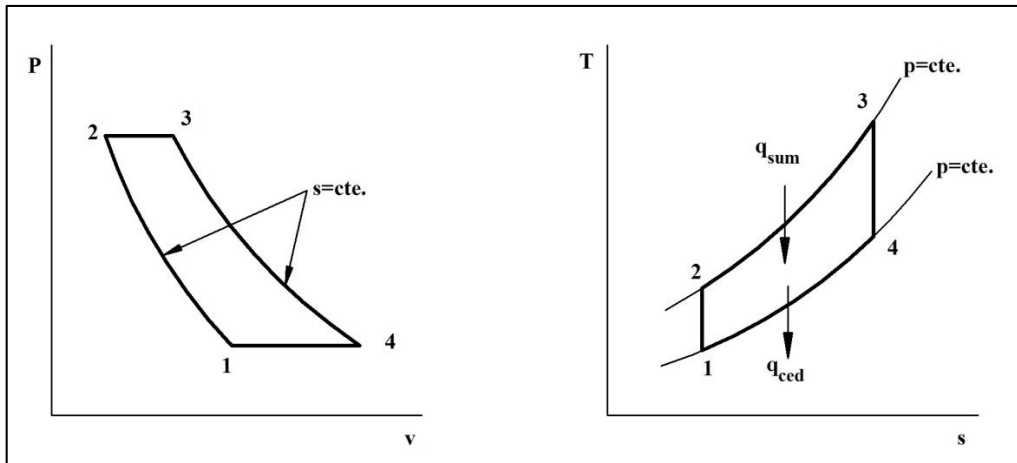


Figura II-3 Diagramas P-v y T-s del ciclo Brayton.

Parte del trabajo de la turbina se utiliza para mover el compresor. La relación entre el trabajo del compresor y la turbina se llama relación de acoplamiento:  $w_{Comp, ent} / w_{Turb, sal}$ . Esta magnitud, en la práctica, oscila entre el 40 y 80%.

La relación de presiones se define como:

$$r_p = \frac{p_2}{p_1} = \frac{p_3}{p_4} \quad (II-1)$$

El balance de energía del ciclo sería:

$$q + w = \Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p \quad (II-2)$$

Como se pueden despreciar  $\Delta e_c$  y  $\Delta e_p$  entonces en los procesos adiabáticos, sin transferencia de calor, 1-2 y 3-4 queda:

$$w = \Delta h \quad (II-3)$$

Y de manera similar en los procesos 2-3 y 4-1 que no hay trabajo:

$$q = \Delta h \quad (II-4)$$

Es decir:

$$w_{Comp, ent} = h_2 - h_1 \quad (II-5)$$

$$w_{Turb, sal} = h_3 - h_4 \quad (II-6)$$

$$q_{sum} = h_3 - h_2 \quad (II-7)$$

$$q_{ced} = h_4 - h_1 \quad (II-8)$$

Así el trabajo neto de salida sería:

$$W_{\text{Ciclo, sal}} = W_{\text{Turb, sal}} - W_{\text{Comp, ent}} \quad (\text{II-9})$$

El rendimiento térmico del ciclo, entonces se define como:

$$\eta_{\text{ter, Brayton}} = \frac{W_{\text{Ciclo, sal}}}{q_{\text{sum}}} = 1 - \frac{q_{\text{ced}}}{q_{\text{sum}}} = 1 - \frac{c_p(T_4 - T_1)}{c_p(T_3 - T_2)} = \frac{c_p(T_4/T_1 - 1)}{c_p(T_3/T_2 - 1)} \quad (\text{II-10})$$

Como  $P_4 = P_1$  y  $P_2 = P_3$ , las relaciones de isoentropía 1-2 y 3-4 se pueden igualar:

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(k-1)/k} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(k-1)/k} = \frac{T_3}{T_4} \quad (\text{II-11})$$

Por lo que  $T_4/T_1 = T_3/T_2$  y la expresión del rendimiento térmico puede también expresarse como:

$$\eta_{\text{ter, Brayton}} = 1 - \frac{T_2}{T_1} = 1 - \frac{1}{r_p^{(k-1)/k}} \quad (\text{II-12})$$

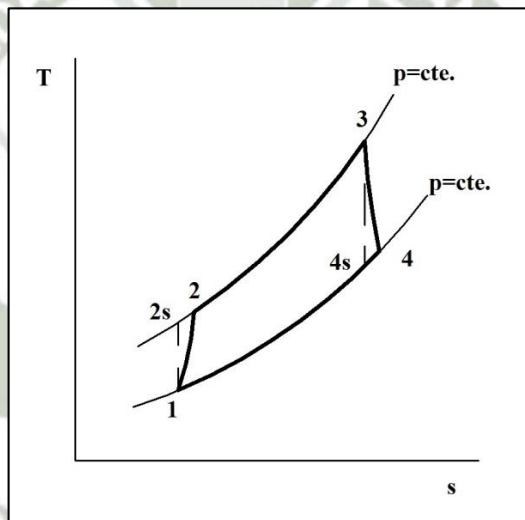


Figura II-4 Diagrama T-s que muestra las irreversibilidades del compresor y de la turbina.

Los procesos de compresión en el compresor y expansión en la turbina tienen irreversibilidades como se muestra en la Figura II-4. Es decir que el trabajo real del compresor es mayor que el trabajo isoentrópico y el trabajo producido por la turbina es menor. La desviación del comportamiento real de turbina y compresor con respecto a los trabajos isoentrópicos se puede representar con los rendimientos adiabáticos o eficiencias isoentrópicas:

$$\eta_{\text{Comp}} = \frac{w_s}{w_{\text{real}}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{II-13})$$

$$\eta_{\text{Turb}} = \frac{w_{\text{real}}}{w_s} = \frac{h_3 - h_4}{h_{3s} - h_4} \quad (\text{II-14})$$

### 3.2. Ciclo de vapor

El ciclo Rankine es el ciclo idealizado de vapor. Recibe su nombre en honor del ingeniero y físico William John Macquorn Rankine (Escocia, 1820 – 1872).

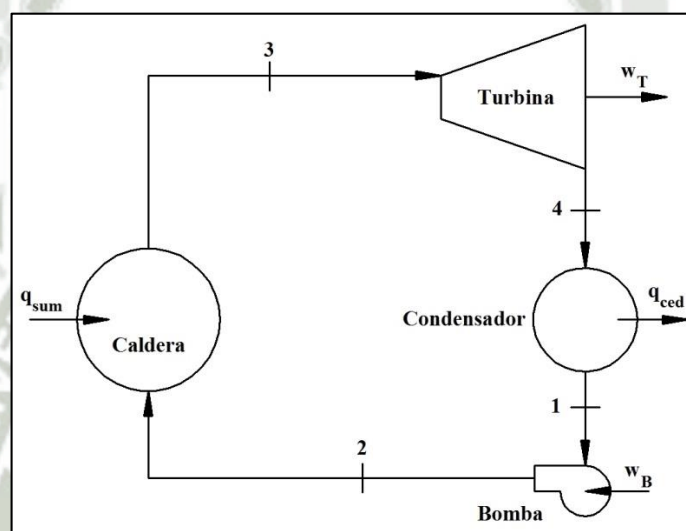


Figura II-5 Ciclo Rankine.

La sustancia de trabajo que utiliza el ciclo Rankine es el agua. El líquido saturado a la salida del condensador es comprimido para ingresar a una caldera donde se entrega calor a presión constante. El vapor sobrecalentado ingresa a una turbina de vapor donde se expande generando trabajo para luego ingresar a un condensador donde se elimina el calor también a presión constante. La bomba sirve en alimentación de agua, da la presión necesaria para la transferencia de calor en la caldera y obtener el grado de presión y temperatura necesaria para la turbina, así como en la generación del vacío del condensador.

Así el ciclo Rankine consta de cuatro procesos como se puede observar en la Figura II-5 y en el diagrama T-s de la Figura II-6:

- 1 a 2: Compresión isoentrópica en una bomba.
- 2 a 3: Suministro de calor a presión constante en una caldera con sobrecalentador.
- 3 a 4: Expansión adiabática en una turbina a vapor.
- 4 a 1: Cesión de calor a presión constante en un condensador

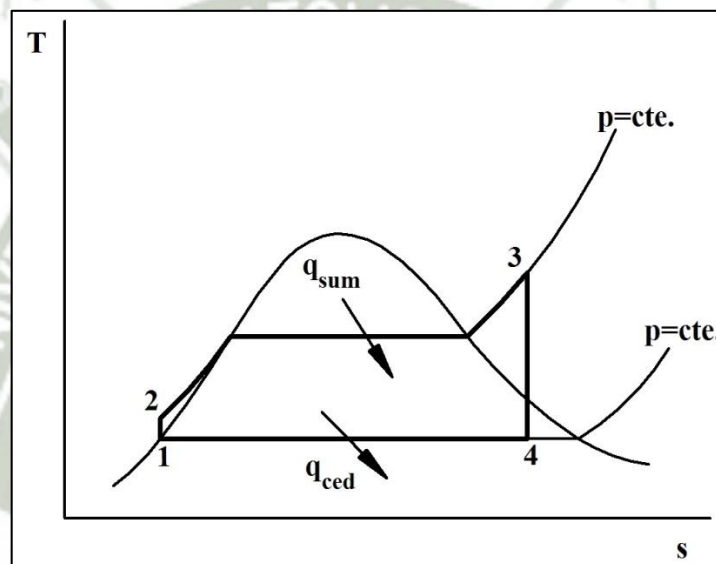


Figura II-6 Diagrama T-s del ciclo Rankine.

El balance de energía del ciclo es:

$$\mathbf{q + w = \Delta h + \Delta e_c + \Delta e_p} \quad (\text{II-15})$$

Como se pueden despreciar  $\Delta e_c$  y  $\Delta e_p$  entonces en los procesos adiabáticos, sin transferencia de calor, 1-2 y 3-4 queda:

$$\mathbf{w = \Delta h} \quad (\text{II-16})$$

Y de manera similar en los procesos 2-3 y 4-1 que no hay trabajo:

$$\mathbf{q = \Delta h} \quad (\text{II-17})$$

Es decir:

$$w_{B, \text{ ent}} = h_2 - h_1 \quad (\text{II-18})$$

$$w_{T, \text{ sal}} = h_3 - h_4 \quad (\text{II-19})$$

$$q_{\text{sum}} = h_3 - h_2 \quad (\text{II-20})$$

$$q_{\text{Cond, ced}} = h_4 - h_1 \quad (\text{II-21})$$

El valor  $h_2$  puede ser calculado por interpolación de la tabla de agua comprimida o mediante un software con propiedades del agua. Otra forma es mediante una ecuación de trabajo en régimen estacionario. Sin embargo, a las presiones en las que normalmente operan las plantas de potencia, la variación del volumen específico del agua saturada al agua comprimida varía muy poco por lo que se puede considerar como incompresible y hacer los cálculos con bastante aproximación:

$$w_{B, \text{ ent}} \approx v_{f,1}(P_2 - P_1) \quad (\text{II-22})$$

El trabajo neto de salida es:

$$w_{\text{Ciclo, sal}} = w_{T, \text{ sal}} - w_{B, \text{ ent}} \quad (\text{II-23})$$

El rendimiento térmico del ciclo, entonces se define como:

$$\eta_{\text{ter, Rankine}} = \frac{w_{\text{Ciclo, sal}}}{q_{\text{sum}}} = \frac{w_{T, \text{ sal}} - w_{B, \text{ ent}}}{q_{\text{sum}}} = \frac{h_3 - h_4 - v_{f,1}(P_2 - P_1)}{h_3 - h_2} \quad (\text{II-24})$$

O también:

$$\eta_{\text{ter, Rankine}} = 1 - \frac{q_{\text{Cond, ced}}}{q_{\text{sum}}} = 1 - \frac{h_4 - h_1}{h_3 - h_2} \quad (\text{II-25})$$

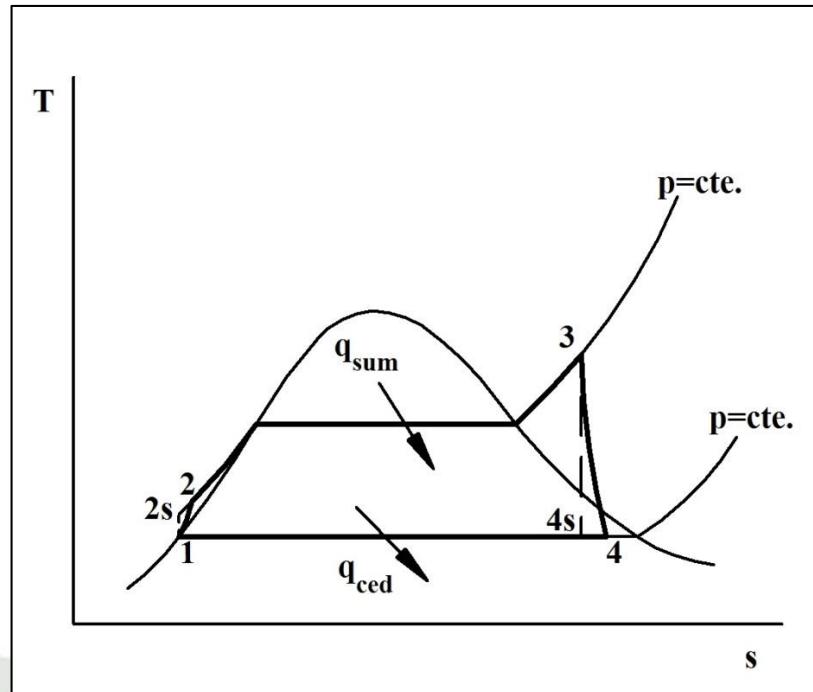


Figura II-7 Diagram T-s de las irreversibilidades de la bomba y la turbina en el ciclo Rankine.

Al igual que en el ciclo Brayton, los procesos de compresión en la bomba y expansión en la turbina tienen irreversibilidades como se muestra en la Figura II-7. Los rendimientos adiabáticos o eficiencias isoentrópicas para el ciclo Rankine serían:

$$\eta_B = \frac{w_s}{w_{real}} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (\text{II-26})$$

$$\eta_T = \frac{w_{real}}{w_s} = \frac{h_3 - h_4}{h_{3s} - h_4} \quad (\text{II-27})$$

Las fórmulas mencionadas de calor y trabajo específicos se pueden expresar también referidos al tiempo como potencia, donde  $\dot{m}$  es el flujo másico:

$$P = \dot{m}w \quad (\text{II-28})$$

$$\dot{Q} = \dot{m}q \quad (\text{II-29})$$

El calor que se extrae en el condensador, normalmente se transfiere a una corriente de agua que puede provenir de una torre de enfriamiento, mar, lago o río. El balance de energía del volumen de control alrededor del condensador es el siguiente:

$$\dot{m}(h_1 - h_4) + \dot{m}_r(h_{r, \text{sal}} - h_{r, \text{ent}}) = 0 \quad (\text{II-30})$$

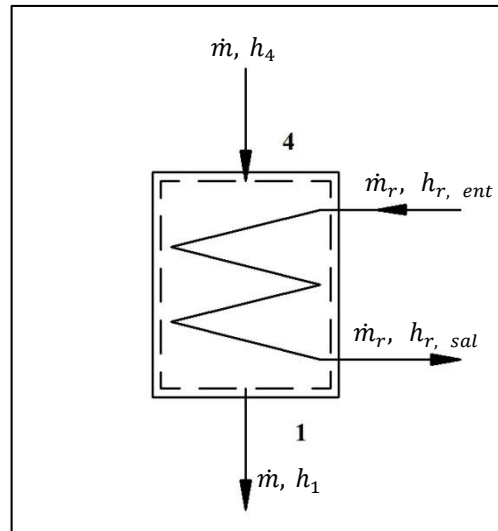


Figura II-8 Balance de energía en el condensador.

Los valores de entalpía para el agua de refrigeración se pueden aproximar a la entalpía del líquido saturado a la temperatura dada o, considerando líquido incompresible a presión constante,  $\Delta h = c_p \Delta T$ .

### 3.3. Caldera recuperadora de calor

La caldera recuperadora de calor es una gran caldera que funciona con los gases de escape de la turbina para producir vapor sobrecalentado a una temperatura y presión requeridas para hacer funcionar la turbina de vapor.

Como se explicó anteriormente consta de tres partes principales, el economizador, donde ingresa el agua de alimentación y es calentada hasta un punto cercano a la temperatura de saturación, el evaporador con su calderín, y el sobrecalentador.

La temperatura en el economizador no llega a la saturación debido a que se debe dejar un margen para evitar que se genere vapor en esta sección, cuyo diseño no lo permite. Esta diferencia con la temperatura de saturación se llama temperatura de aproximación o approach.

La mínima diferencia entre la temperatura del lado del vapor en el evaporador y del lado de los gases de escape se conoce como temperatura de pellizco o pinch point.

Los valores del pinch point encuentran entre 5 y 15 °K y para la temperatura approach de 5 a 12°K.<sup>4</sup>

Así mismo la aproximación de la temperatura del vapor sobrecalentado a la temperatura de gases de escape tiene un mínimo valor de 25°C<sup>5</sup>.

Para el análisis térmico de la caldera recuperadora es muy útil recurrir al diagrama de perfil de temperaturas, donde el eje de las ordenadas está la temperatura y en el de las abscisas, la potencia de transferencia de calor expresada en porcentaje (véase la Figura II-9).

Por el cambio de fases en el agua/vapor la transferencia de calor no obedece al proceso ideal en el que la diferencia de temperaturas es constante sino que hay una sección en la que la temperatura del agua/vapor es constante, en el evaporador. Así hay pérdidas exergéticas debido a estas mayores diferencias de temperaturas entre el vapor/agua y los gases de escape. El aprovechamiento de calor en la caldera, como consecuencia, será más eficiente si se agregan múltiples niveles de presión. Esto obviamente aumenta el costo de la caldera y se debe evaluar hasta qué punto es económicamente justificable la cantidad de niveles y la complejidad de la caldera expresada en la mayor superficie de transferencia de calor, calderines, tuberías, etc. Hoy en día las configuraciones van desde un nivel de presión hasta tres niveles con recalentamiento.

---

<sup>4</sup> Datos tomados de “Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plant”, 3rd ed. de Kehlhofer *et. al*, pinch point de 8 a 15°K y temperatura de aproximación de 5 a 12°K, sin embargo “Centrales Térmicas de Ciclo Combinado” de Sabugal y Gómez indica 5 a 10°C para ambos casos.

<sup>5</sup> Fuente: Sabugal García Santiago, Gómez Moñux Florentino, Centrales Térmicas de Ciclo Combinado, Teoría y Proyecto, Madrid: Ediciones Díaz de Santos, 2006.

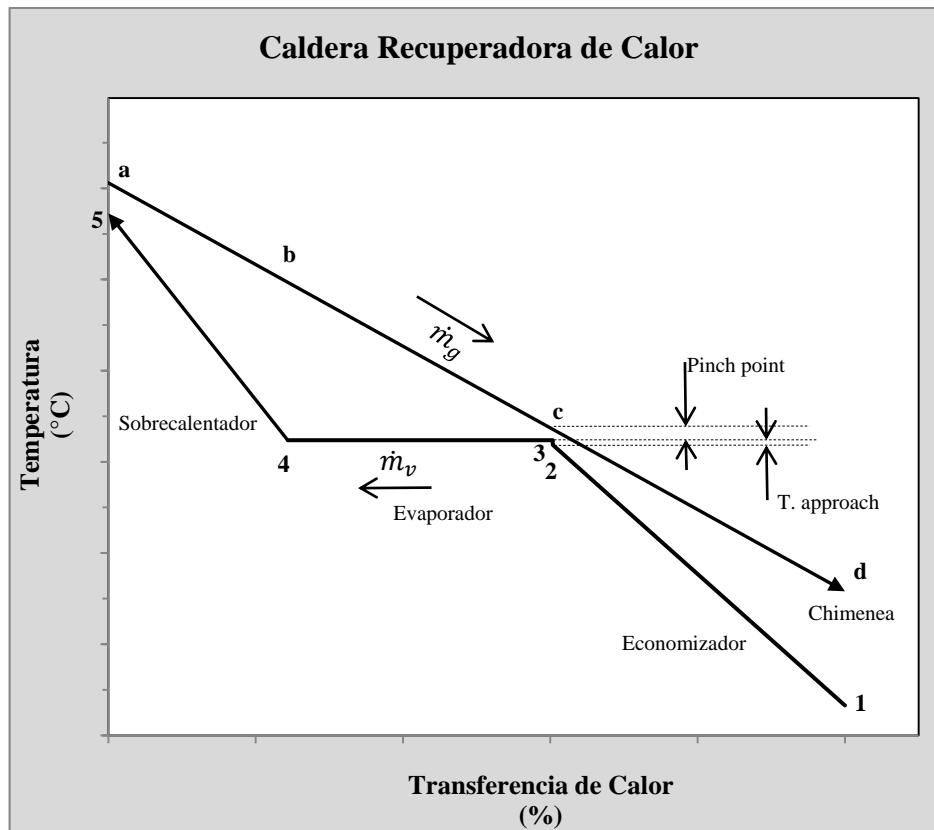


Figura II-9 Perfil de temperaturas de una caldera recuperadora de calor.

Para el balance energético en la caldera recuperadora se ha dividido la misma en dos volúmenes de control como se muestra en la Figura II-10.

El balance de energía en el V.C. “1”, despreciando  $\Delta e_c$  y  $\Delta e_p$ , queda:

$$\dot{m}_v(h_5 + h_2) + \dot{m}_g(h_c + h_a) = 0 \quad (\text{II-31})$$

El flujo másico de los gases de escape  $\dot{m}_g$  es conocido, como también su temperatura y por ende la entalpía de “a”. Si se obtiene el flujo másico de vapor  $\dot{m}_v$  se deben hallar los puntos “2”, “5” y “c”. El punto “5” depende de la selección del nivel más óptimo de temperatura y presión de vapor vivo para la central, de acuerdo a la temperatura de gases de escape. Teniendo este dato, del que se obtiene la temperatura de saturación del vapor a la presión escogida, solo quedaría conocer las temperaturas de los puntos “c” y “2”. Para obtener esto se recurre a las definiciones de pinch point o temperatura de pellizco y temperatura de aproximación:

$$T_c = T_{\text{sat, P vap}} + T_{\text{PinchPoint}} \quad (\text{II-32})$$

$$T_2 = T_{\text{sat, P vap}} - T_{\text{Approach}} \quad (\text{II-33})$$

Y el balance de energía en el V.C. "2", despreciando  $\Delta e_c$  y  $\Delta e_p$ , quedaría:

$$\dot{m}_v(h_2 + h_1) + \dot{m}_g(h_d + h_c) = 0 \quad (\text{II-34})$$

Con lo que se puede obtener la entalpía y temperatura de gases de escape.

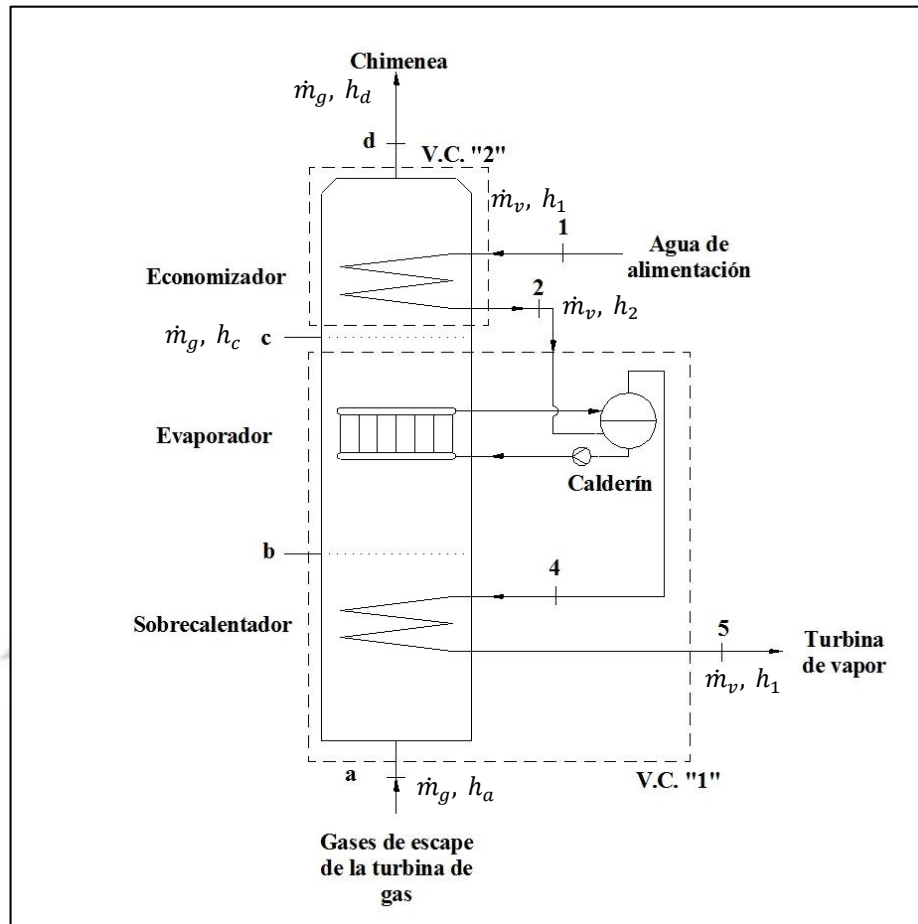


Figura II-10 Diagrama de una caldera recuperadora y volúmenes de control para balance de energía.

### 3.4. Eficiencia del ciclo combinado

La eficiencia del ciclo de Carnot es la máxima que puede lograr cualquier proceso térmico:

$$\eta_{\text{Carnot}} = 1 - \frac{T_F}{T_C} \quad (\text{II-35})$$

Donde  $T_F$  es la temperatura del foco frío o medio ambiente y  $T_C$  es la temperatura del foco caliente a la que se suministra calor. Aunque esta eficiencia es ideal sí da una idea de la calidad del proceso térmico y también se puede usar para ser comparado contra el rendimiento real. Algunos valores se muestran en la Tabla II-1.

Tabla II-1 Eficiencias de Carnot para plantas térmicas de gas (GT), vapor (ST) y ciclo combinado (CC)<sup>6</sup>

	GT	ST	CC
Temperatura de foco caliente °K	1000 – 1350	640 – 700	1000 – 1350
Temperatura de escape (foco frío) °K	550 – 600	300 – 350	300 – 350
Eficiencia de Carnot	45 – 55%	45 – 57%	65 – 78%

La eficiencia del ciclo combinado se define entonces como:

$$\eta_{CC} = \frac{P_{Net\ GT} + P_{Net\ ST}}{\dot{Q}_{GT} + \dot{Q}_{SF}} \quad (II-36)$$

Donde:

$\eta_{CC}$ : Eficiencia del ciclo combinado.

$P_{Net\ GT}$ : Potencia neta de la turbina de gas.

$P_{Net\ ST}$ : Potencia neta de la turbina de vapor:

$\dot{Q}_{GT}$ : Calor aportado por el consumo de combustible de la turbina de gas.

$\dot{Q}_{SF}$ : Calor de quemado suplementario en la caldera (postcombustión), en caso exista.

También se pueden considerar los consumos auxiliares  $P_{Aux}$ :

$$\eta_{CC} = \frac{P_{Net\ GT} + P_{Net\ ST} - P_{Aux}}{\dot{Q}_{GT} + \dot{Q}_{SF}} \quad (II-37)$$

La eficiencia de los ciclos de gas y vapor respectivamente son:

$$\eta_{GT} = \frac{P_{Net\ GT}}{\dot{Q}_{GT}} \quad (II-38)$$

$$\eta_{ST} = \frac{P_{Net\ ST}}{\dot{Q}_{GT}(1 - \eta_{GT}) + \dot{Q}_{SF}} \quad (II-39)$$

<sup>6</sup> Kehlhofer R., Rukes B., Hanneman F., Stirnimann F., Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plant, 3rd ed., Oklahoma: PennWell Corporation, 2009.

#### 4. TIPOS DE CENTRALES DE CICLO COMBINADO

En el diseño de centrales de ciclo combinado las turbinas de gas son estandarizadas, es decir que se selecciona una turbina de gas dada con potencia, flujos de gases de escape y temperatura establecidos, es por ello que la optimización y el análisis se efectúan en el ciclo de vapor. Así el diseño de la caldera recuperadora y turbina de vapor pueden optimizarse para aprovechar mejor la energía de los gases de escape de la turbina de gas y lograr una mayor salida de potencia de la turbina de vapor. De este modo se tienen plantas de uno, dos o tres niveles de presión con o sin recalentamiento. Las mayores complejidades y optimizaciones del aprovechamiento energético conllevan un mayor coste por lo que siempre debe ser evaluado si el resultado deriva en un menor costo del kWhr.

##### 4.1. Ciclo de un Nivel de Presión

Este es el ciclo más sencillo. Como se muestra en la Figura II-11, el ciclo de vapor funciona a un nivel de presión. Se tienen que tomar algunas consideraciones para seleccionar la presión más adecuada. Por ejemplo, una presión alta no significa mejor eficiencia ya que se requiere una temperatura mayor para generar vapor, así se necesitaría que la temperatura de los gases de escape sea más alta lo que significa una turbina de gas de menor eficiencia, aunque esto resulte en una mayor salida en la turbina de vapor. Así también queda menos calor en el lado del sobrecalentador para sobrecalentar el vapor vivo por lo que una presión alta significa que aumenta la humedad a la salida de la turbina de vapor. Las turbinas de vapor pueden soportar hasta un 16% de humedad que es el factor limitante, ya que las gotitas de agua erosionan los álabes y reducen la vida útil de la turbina. La humedad también depende del vacío del condensador. Sin embargo corregir

la cantidad de humedad aumentando la presión del condensador significa una menor caída entálpica en la turbina y por ende menor potencia de salida.

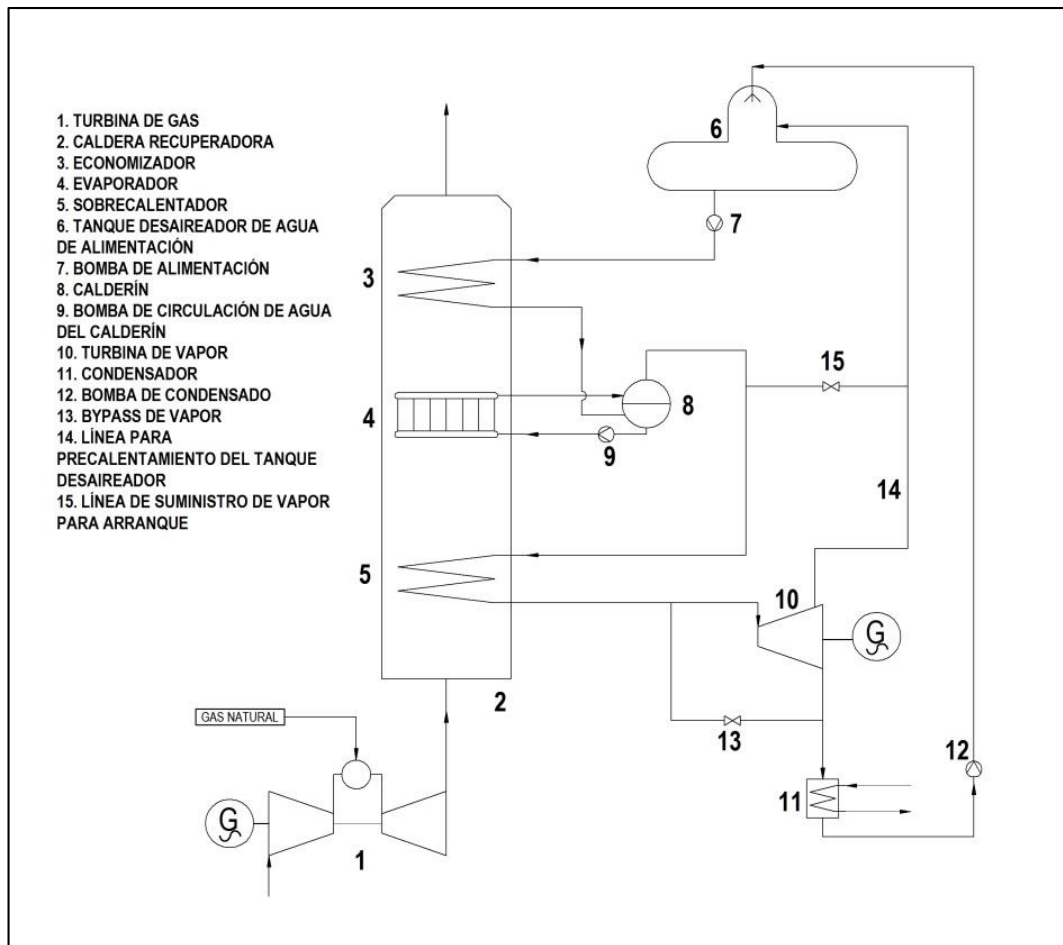


Figura II-11 Diagrama de Proceso del Ciclo de un Nivel de Presión

Aun así hay algunos beneficios económicos de seleccionar una presión alta para el ciclo de vapor. A mayor presión el volumen específico del vapor/agua es menor. Esto significa una menor sección de escape en la turbina de vapor. Así mismo el menor flujo volumétrico significa ahorros en menor tamaño de tuberías, válvulas, bombas y aislamiento. Otro beneficio es la reducción de requerimiento de agua de enfriamiento y equipamiento, ya sea en el bombeo de agua de mar, lago o río, torres de enfriamiento y sobre todo si se utilizan aroenfriadores.

La temperatura de vapor vivo es otro parámetro a seleccionar con cuidado. Aumentar la temperatura significa una mayor caída entálpica en la turbina de vapor pero disminuye el flujo másico por lo que disminuye la potencia, ya que el efecto del flujo másico es predominante. Así mismo el límite de disminuir la temperatura de vapor vivo, buscando el máximo flujo másico, tiene como límite la humedad a la salida de la turbina.

Cabe mencionar que la selección, tanto de presión como temperatura dependen de los parámetros de funcionamiento de la turbina de gas seleccionada.

#### 4.2. Ciclo de dos Niveles de Presión

Este ciclo funciona con dos niveles de presión. Bombas independientes, una de alta presión y otra de baja presión, alimentan cada circuito de vapor.

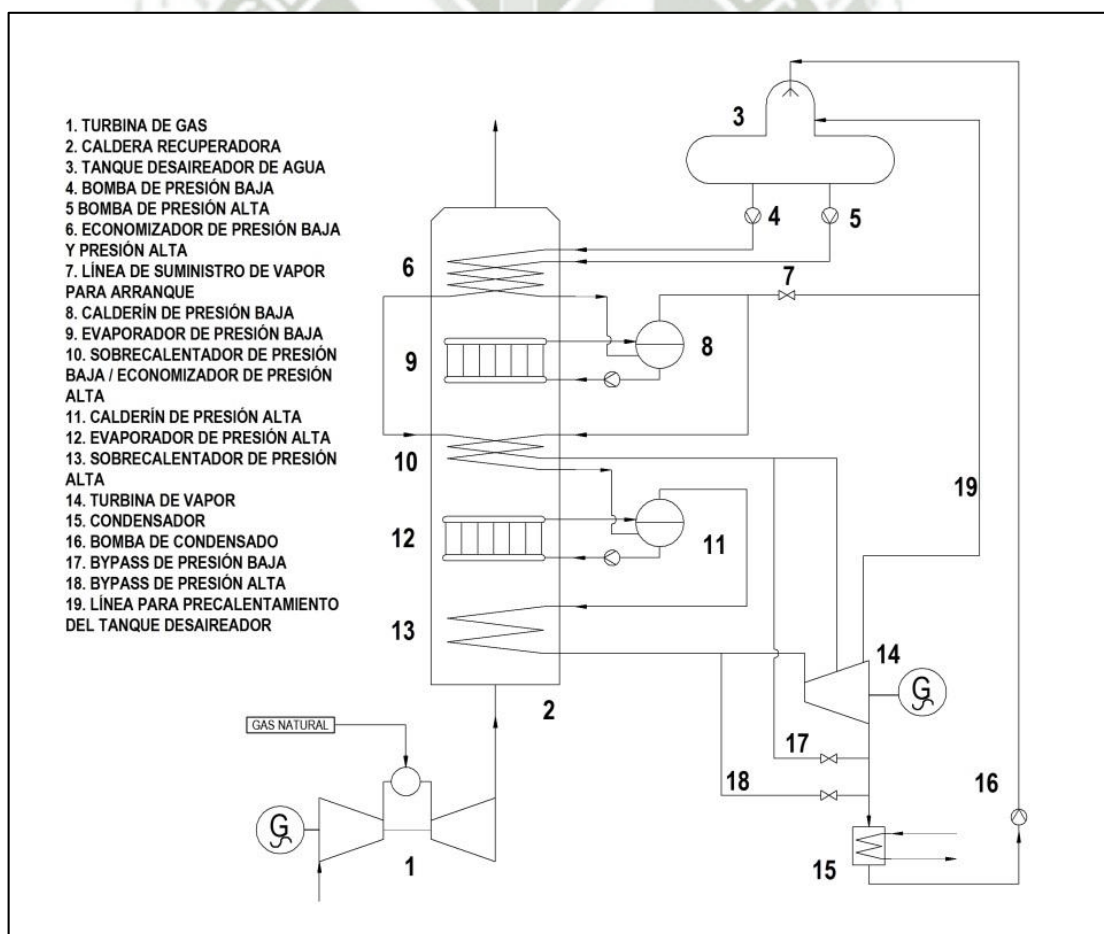


Figura II-12 Diagrama de Proceso del Ciclo de dos Niveles de Presión

Similar al ciclo de un nivel de presión, la presión del circuito de alta debe ser la mayor posible para lograr una buena utilización exergética de los gases de escape teniendo en cuenta las consideraciones de vacío del condensador y humedad en las últimas filas de la turbina de vapor. La presión de baja debe ser relativamente baja para mejor utilización exergética y energética de los gases de escape durante la evaporación del lado del agua. No debe ser menor a 3 bar ya que la caída entálpica en la turbina sería muy baja. Típicamente se selecciona alrededor de 5 bar. La eficiencia del HRSG aumenta al disminuir la presión de baja pero esto no necesariamente da como resultado una mayor salida de potencia.

A diferencia del ciclo de presión simple, el aumento de temperatura en este ciclo brinda un aumento sustancial de salida de potencia. El comportamiento es similar al ciclo de un nivel de presión pero al tener un circuito de baja presión, hay más energía disponible que será aprovechada por este circuito y por ende aumentar la temperatura de alta presión, aumenta la salida de potencia de la turbina de vapor. Aumentar la temperatura de presión baja también es ventajoso, ya que reduce la humedad en la última etapa de la turbina de vapor. Así mismo se reduce la superficie del HRSG en la sección del evaporador y economizador, por el menor flujo másico producto del aumento de temperatura, aunque la superficie del sobrecalentador sí es mayor. El efecto resultante es una menor superficie de la caldera recuperadora (en el circuito de baja presión).

#### **4.3. Ciclo de tres Niveles de Presión**

Con tres niveles de presión es posible recuperar más energía de los gases de escape en la caldera recuperadora. En la Figura II-13 se muestra como se divide la línea de salida del economizador de presión intermedia hacia el calderín de baja presión. El vapor saturado se envía directamente a la turbina de vapor de tres etapas para generar más potencia. Aun

así el incremento en la potencia de salida de la turbina de gas con respecto al ciclo de dos niveles es marginal.

Al ser la presión intermedia más alta que la presión baja del ciclo de presión dual, el flujo másico del ciclo de ala presión es ligeramente menor ya que el ciclo de presión intermedia toma energía del de alta presión, teniendo un efecto negativo que es compensado y revertido por la mayor generación de vapor a esta presión intermedia. El concepto de triple nivel de presión es más atractivo a una menor temperatura de gases de escape ya que más vapor se puede generar en el sector de presión intermedia.

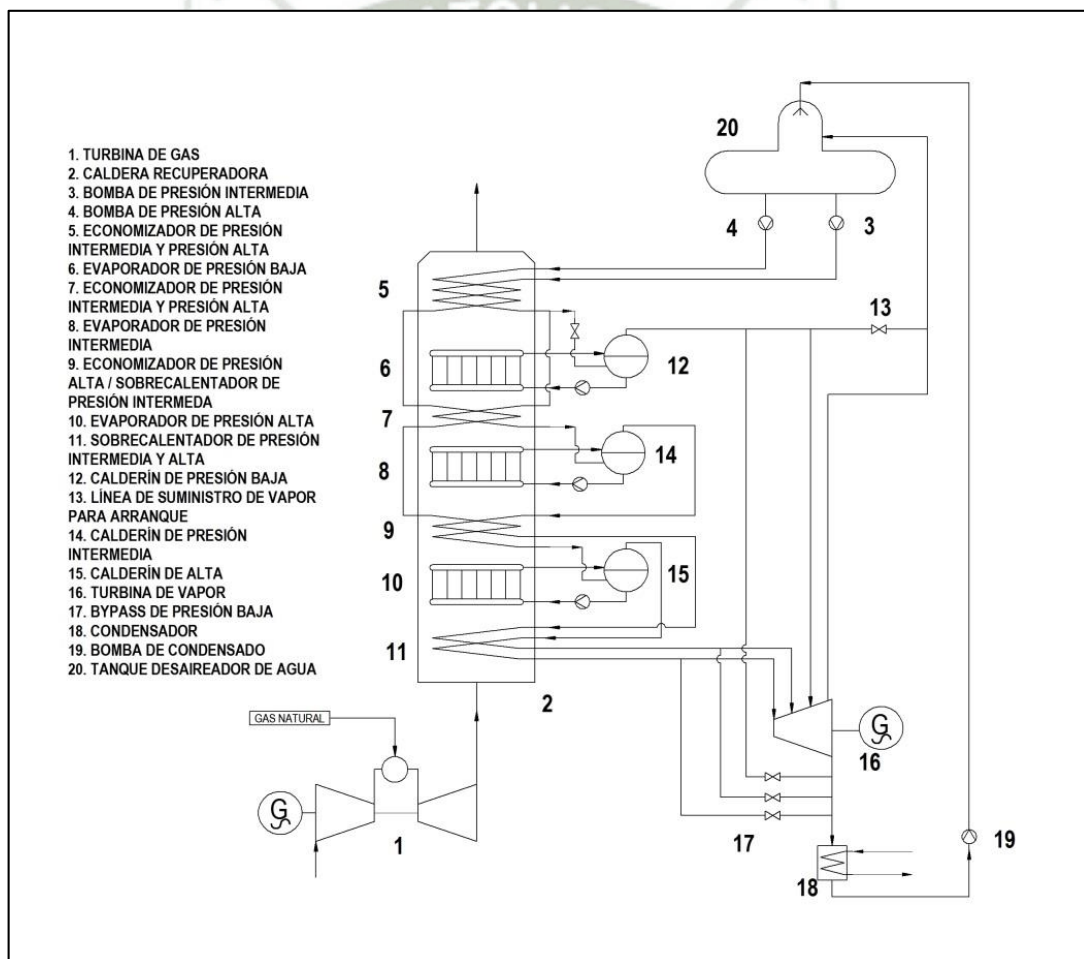


Figura II-13 Diagrama de Proceso del Ciclo de tres Niveles de Presión

Para seleccionar las presiones intermedia y alta se debe evaluar la combinación de mayor aprovechamiento exergético, teniendo siempre como limitante la humedad del vapor a la

salida de la turbina. Con estos niveles establecidos la presión baja se obtiene fácilmente. Se debe procurar que no sea menor de 3bar ya que el salto entálpico en la turbina de vapor sería muy pequeño y la potencia adicional mínima.

La temperatura de alta presión tienen un efecto significativo, mas no es el caso de las temperaturas de presión baja e intermedia que mejoran ligeramente la salida de potencia.

Al calentar el vapor de presión intermedia a una temperatura cercana a la de alta presión se experimenta un efecto de recalentamiento en la turbina de vapor disminuyendo la humedad a la salida de la turbina, lo que previene la erosión por las gotitas de agua condensada. Se debe tener cuidado en este caso de los límites de esfuerzos térmicos dentro de la turbina por la diferencia de temperatura entre el vapor expandido de alta presión y la temperatura de vapor de presión intermedia en el punto de mezcla. Esto puede ser superado por un mejor diseño del casing en el punto de admisión de presión intermedia. El límite de esta mejora es la poca cantidad de vapor generado a presión intermedia producto de la mayor utilización de energía para lograr esta temperatura mayor.

#### 4.4. Ciclo de tres Niveles de Presión con Recalentamiento

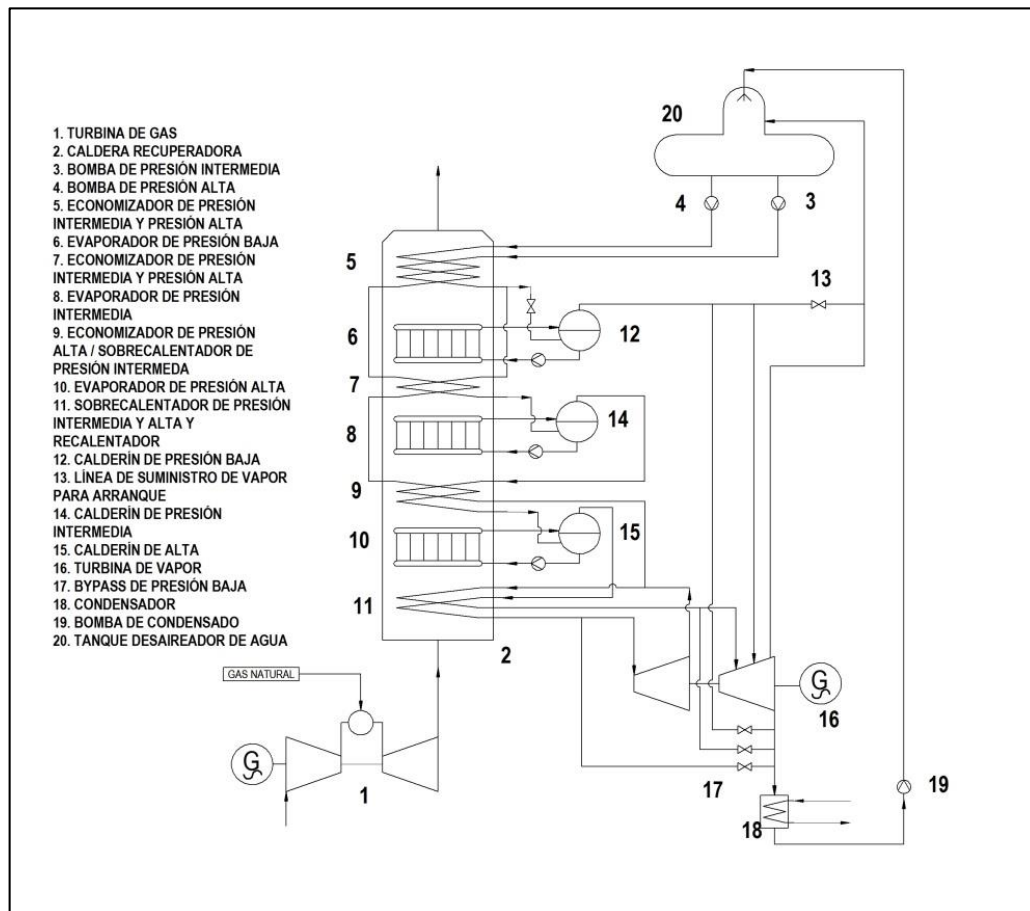


Figura II-14 Diagrama de Proceso del Ciclo de dos Niveles de Presión con Recalentamiento

El contenido de humedad a la salida de la turbina de vapor es el factor que limita predominantemente en las mejoras del desempeño de varios tipos de ciclos. Reducir la humedad, por ende, significa poder mejorar el desempeño. Para esto se usa el recalentamiento. Para el ciclo de presión simple, después de expandir el vapor de alta presión en la turbina se retorna y se mezcla en la zona de sobrecalentamiento de presión intermedia a una temperatura similar a la de alta presión e ingresa a la segunda etapa de la turbina de vapor, como se muestra en la Figura II-14. Para el ciclo de dos niveles de presión con recalentamiento no hay zona de mezcla de reentrada al HRSG, sino que el vapor para recalentar ingresa en una sección de recalentamiento independiente.

Este ciclo aumenta la salida de potencia de la turbina de vapor ya que hay una mejor utilización exergética en la caldera recuperadora (transferencia de energía a una menor diferencia de temperatura).

Como muestra la Figura II-14, la turbina de vapor se ha separado en dos casings uno de alta presión y otro de presión baja e intermedia, esto con el fin de acomodar la extracción del recalentado frío para retorno a la caldera.

El nivel de alta presión, en este caso, aumenta la potencia de salida, siendo el costo el limitante. Las caídas de presión en tuberías de recalentado frío, recalentador y recalentado caliente, deben ser cuidadas ya que pueden disminuir la salida de potencia. Aumentar, también, la temperatura de vapor vivo aumenta significativamente la salida de potencia.

#### **4.5. Variaciones para Combustibles con Azufre**

La corrosión de baja temperatura ocurre en el economizador de la caldera recuperadora cuando se condensa agua y ácido sulfúrico. La corrosión por ácido depende del contenido de azufre en el combustible y se debe cuidar que la temperatura de los gases no baje por debajo del punto de rocío de estos vapores, ya que el óxido de azufre en contacto con agua forma ácido sulfúrico.

Incluso en combustibles libres de azufre, como es el caso del gas natural, se debe tener cuidado que la temperatura no baje por debajo del punto de rocío del agua contenida en los gases de escape, aunque este valor es muy bajo y es difícil que se pueda alcanzar (40°C).

Para proteger la instalación de corrosión por baja temperatura se debe elevar la temperatura del agua al ingreso del economizador para que sea superior a los puntos de rocío de los vapores corrosivos.

Un primer método es haciendo una extracción en las últimas etapas de la turbina de vapor para elevar la temperatura del tanque desaireador. Sin embargo esta solución está limitada por la disminución de salida de potencia. Tienen un beneficio adicional, pues la línea sirve como extracción en caso las condiciones del vapor estén fuera de los límites de diseño, con una humedad elevada, para evitar daño en las últimas filas de la turbina de vapor.

También se puede poner un evaporador en la última sección del HRSG que opere a la temperatura de rocío y hacer circular agua.

Otro método es aumentar la superficie del economizador para hacer recircular agua del tanque que se extrae como vapor en el calderín de baja presión y se retorna al tanque desaireador para precalentamiento del agua de alimentación.

#### **4.6. Otras Mejoras e Incremento de Potencia**

Hay algunos métodos para aumentar la potencia de salida de la planta en caso sea necesario. Para esto se deben tomar algunas consideraciones para seleccionar el método más adecuado como si hay necesidad de producción pico con precio especial, si la demanda de carga pico ocurre sólo en verano, si se requiere compensar la caída de potencia en verano, ya que el aire caliente tiene un efecto reductor de la potencia de la turbina de gas al ser menos denso, o si se requiere vapor para calentamiento domiciliario (en países fríos) o para procesos.

El aumento de potencia se puede hacer por:

- Encendido suplementario en la caldera o postcombustión.
- Inyección de agua/vapor en la turbina de gas.
- Enfriamiento del aire de entrada de la turbina de gas.

La evaluación para selección del tipo de ciclo así como sus posibles mejoras debe ser hecha enfrentando el mejor desempeño contra criterios económicos. Una mejora en la eficiencia de la central o aumento de potencia significa que la complejidad del ciclo aumenta y con esto también la inversión. El criterio será siempre optar por la mejora o ciclo que ofrezca el menor costo de producción de energía: US\$/kWh o NS/kWh.

A continuación se muestra, en la Tabla II-2, como ejemplo, la evaluación de distintos ciclos a condiciones especiales y con la misma turbina de gas, y cómo el incremento de la eficiencia aumenta la inversión:

**Tabla II-2 Comparación de desempeño de diferentes ciclos (gas natural con bajo contenido de azufre, temperatura de escape de la turbina de gas 647°C)<sup>7</sup>**

		Un nivel de presión	Dos niveles de presión	Tres niveles de presión	Tres niveles con recalentamiento	Un nivel con encendido suplementario
Consumo de combustible de la turbina de gas (LHV)	MW	473	473	473	473	473
Consumo de combustible del quemador en el HRSG (LHV)	MW	0	0	0	0	51
Consumo total de combustible (LHV)	MW	473	473	473	473	524
Salida de potencia de la turbina de gas	MW	178	178	178	178	178
Salida de potencia de la turbina de vapor	MW	94.8	99	99.7	102.5	125.5
Salida de potencia bruta	MW	272.8	277	277.7	280.5	303.5
Eficiencia bruta (LHV)	%	57.7%	58.6%	58.7%	59.3%	57.9%
Consumos auxiliares	MW	4.1	4.5	4.5	4.6	5
Salida de potencia neta	MW	268.7	272.5	273.2	275.9	298.5
Eficiencia neta (LHV)	%	56.8%	57.6%	57.8%	58.3%	57.0%
Ratio de consumo neto (LHV)	kJ/kWh	6337	6249	6233	6172	6320
Costo relativo total de la planta	%	100%	104%	106%	112%	

<sup>7</sup> Fuente: Kehlhofer R., Rukes B., Hanneman F., Stirnimann F., Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plant, 3rd ed., Oklahoma: PennWell Corporation, 2009.

## 5. COMPONENTES PRINCIPALES

### 5.1. Turbina de Gas

Es el componente clave de la central de ciclo combinado y genera aproximadamente dos tercios de la potencia.

El aire del medio ambiente filtrado ingresa al compresor donde es comprimido a una presión de 14 a 30 bar (ratio de compresión: 14:1 a 30:1). En la cámara de combustión se mezcla con el combustible y se quema produciendo gas caliente a más de 1000 °C (T.E.T.: Temperatura a la entrada de la turbina). Finalmente se expande en la turbina hasta la presión del ambiente y sale a una temperatura de entre 450 a 650 °C. La turbina produce energía mecánica, parte de la cual es usada para mover el compresor y el resto va al generador para convertirse en energía eléctrica.

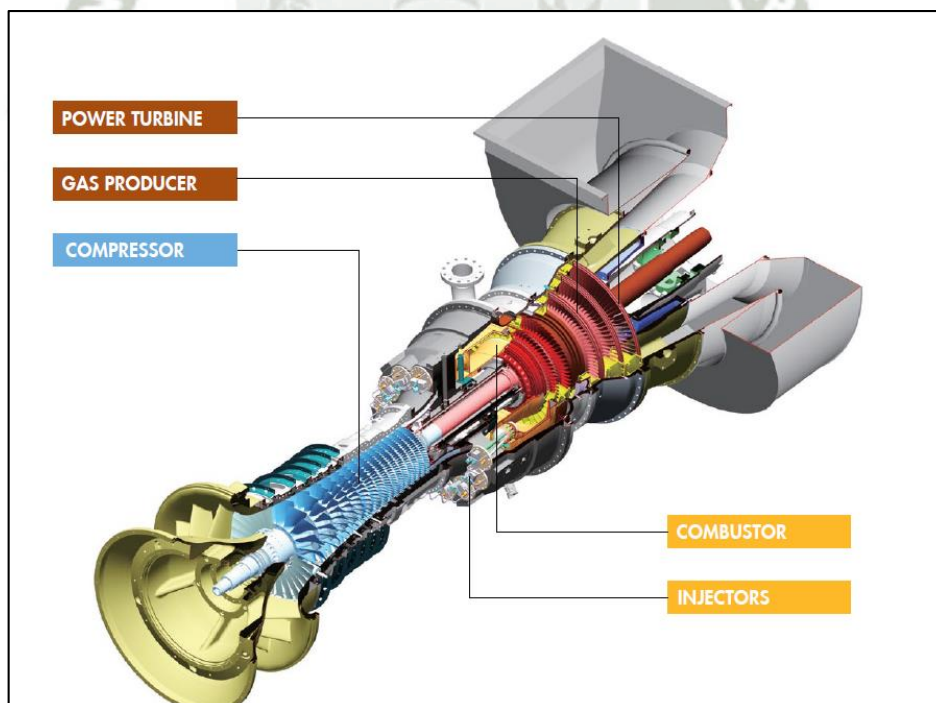


Figura II-15 Turbina a Gas Titan 250 de Solar Turbines<sup>8</sup>

<sup>8</sup> Fuente: Solar Turbines <http://mysolar.cat.com/>

Las tendencias de desarrollo de turbinas de vapor consisten en aumentar la T.E.T. y compresión, esto tiene como efecto turbinas capaces de generar más potencia a la vez que alcanzan mayores valores de eficiencia. Así se logra reducir el costo específico de la planta. El límite de estas mejoras son las presiones y temperaturas que pueden resistir los materiales.

El sistema de combustión debe ser capaz de producir una T.E.T. lo más elevada posible pero al mismo tiempo mantener la llama lo más fría posible para evitar las emisiones de  $\text{NO}_x$ , y lograr que el combustible se queme de forma completa. Ya que en una planta térmica el costo del combustible compone parte importante del precio de la energía. Así mismo el aire de ingreso no sólo sirve como fluido de trabajo sino que cumple la función de enfriar partes de la turbina.

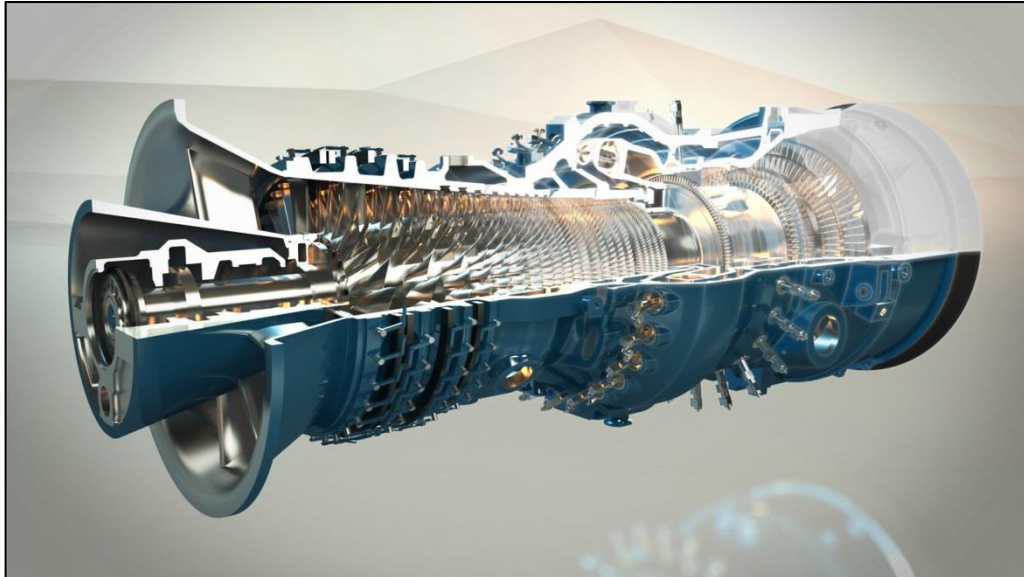


**Figura II-16 Quemador AEV de Alstom<sup>9</sup>**

Otra tendencia de desarrollo es la combustión secuencial, que consiste en dos etapas de combustión con turbina intermedia de alta y una después de la segunda etapa de quemado

<sup>9</sup> Fuente: Alstom <http://www.alstom.com/>

de baja presión. Así se logra una mayor eficiencia sin necesidad de subir la temperatura de encendido.



**Figura II-17 Turbina de Combustión Secuencial GT24/GT26 de Alstom<sup>10</sup>**

Las turbinas para plantas se pueden dividir en dos categorías:

- Turbinas aeroderivativas: Proviene de la industria aeronáutica. Como no importa tanto el costo en esta industria como en la industrial son más pequeñas y livianas, con TET más altas y eficientes. La desventaja es que son de potencia limitada hasta 50 MWe.
- Turbinas industriales de trabajo pesado: Estas llegan hasta 340 MWe, son estandarizadas, y de combustión secuencial.

---

<sup>10</sup> Fuente: Alstom <http://www.alstom.com/>

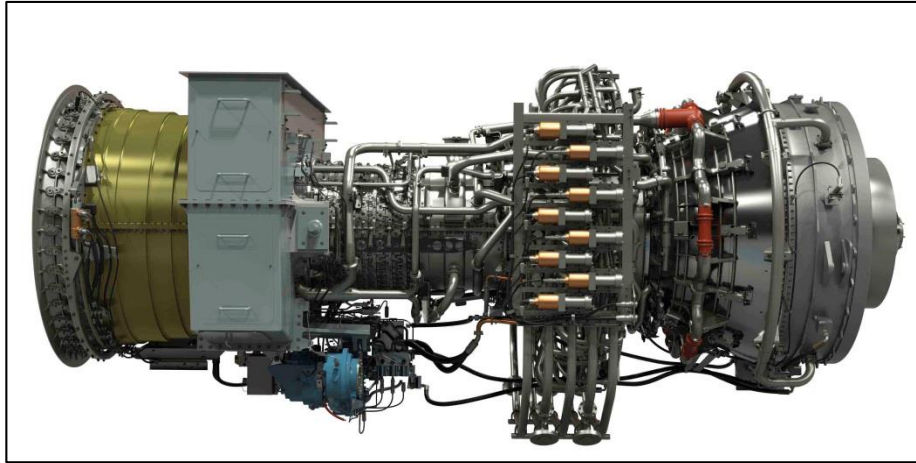


Figura II-18 Turbina Aeroderivativa LM6000-PH de GE<sup>11</sup>

Hoy en día las turbinas a gas alcanzan eficiencias ISO entre 34 a 40%, con TETs de 1100 a 1600°C, temperaturas de gases de escape de 450 a 650°C, compresores con rendimientos adiabáticos de 89 a 91% y turbinas de 91 a 93%.

## 5.2. Turbina de Vapor

Los requerimientos más importantes que debe cumplir la turbina de vapor son alta eficiencia, tiempo corto de encendido, tiempo corto de instalación, configuración de montaje sobre suelo. Las turbinas de vapor para ciclo combinado tienen algunas diferencias con respecto a las turbinas de vapor convencionales, estas tienen menor tiempo de encendido, son normalmente más pequeñas y de menor potencia, y trabajan a menores potencias de vapor vivo ya que la caldera también opera a menor temperatura al ser un recuperador de calor. Así las turbinas de vapor para ciclo combinado trabajan usualmente de 100 a 170 bar y de 520 a 570 °C. Las turbinas de vapor se piden al fabricante para que sean adecuadas al diseño del ciclo de vapor con sus respectivas etapas, y extracciones, para dos o tres niveles de presión y recalentamiento.

<sup>11</sup> Fuente: General Electric <http://www.ge-energy.com/>

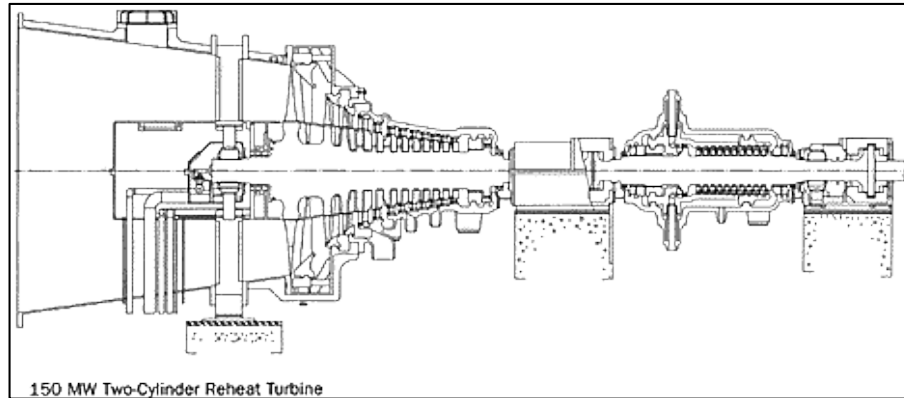


Figura II-19 Turbina de vapor de dos etapas para recalentamiento de MHI<sup>12</sup>

Normalmente la configuración es una o dos turbinas de gas por turbina de vapor. De este modo se puede también tener configuraciones de un solo eje o eje múltiple. Es decir que la turbina de vapor puede estar ubicada lejos de la turbina de gas y cada una en ejes separados con sus generadores o en un mismo eje con la turbina de gas, esto permite tener un solo generador para ambas turbinas. Para esta última configuración es necesario el uso de un embrague para acoplar la turbina de vapor cuando esta entre en funcionamiento, ya que el encendido de la misma es posterior a la de gas.

Las turbinas de vapor vienen en paquete junto con el generador y condensador como se muestra en la Figura II-20 Paquete Modular de una Turbina de Vapor Figura II-20.

<sup>12</sup> Fuente: Mitsubishi Heavy Industries <http://www.mhi.co.jp>

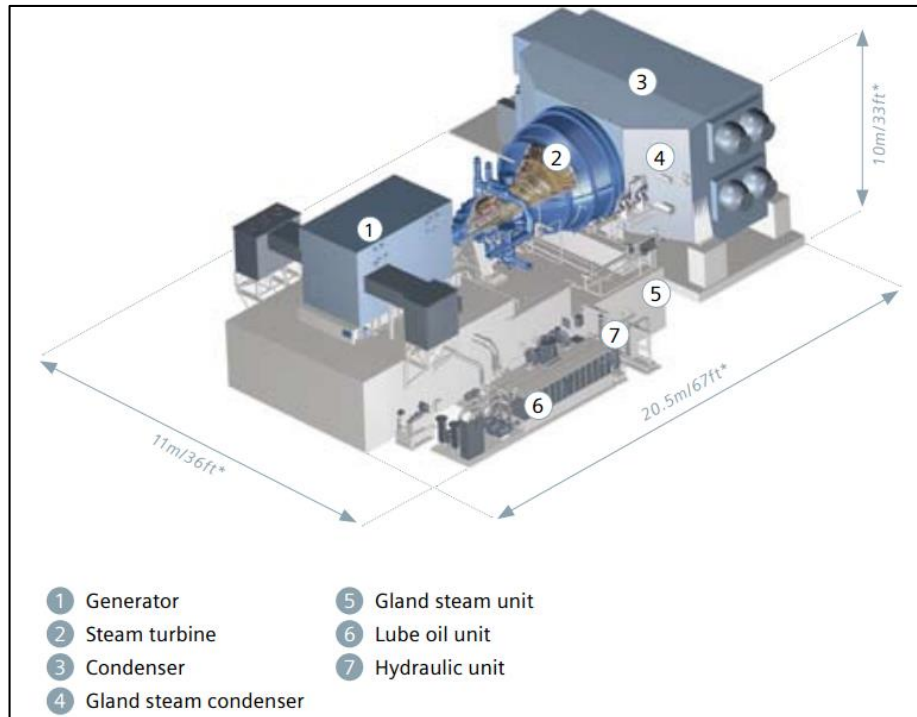


Figura II-20 Paquete Modular de una Turbina de Vapor<sup>13</sup>

### 5.3. Caldera Recuperadora de Calor

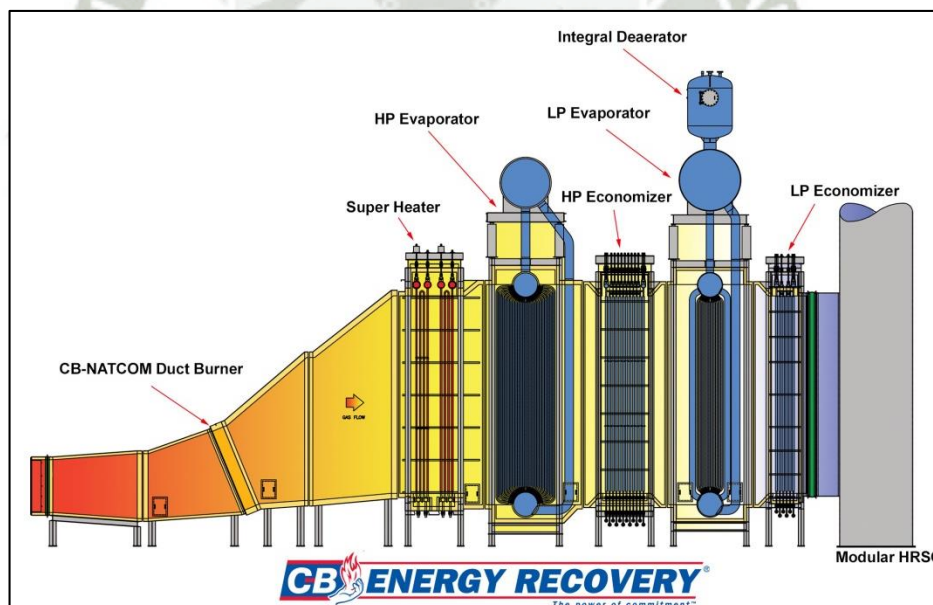


Figura II-21 Partes de una Caldera Recuperadora<sup>14</sup>

<sup>13</sup> Fuente: Siemens <http://www.energy.siemens.com/>

<sup>14</sup> Fuente: Cleaver Brooks <http://www.cleaver-brooks.com/>

Hoy en día son comunes los HRSGs de dos o tres niveles de presión. Así mismo hay con encendido suplementario con quemador en el ducto que a costa de una menor eficiencia del ciclo dotan de mayor control en la producción de vapor cuando además de la producción de energía eléctrica existe el requerimiento de que la planta provea vapor de procesos o para calentamiento doméstico. La caldera recuperadora es esencialmente un intercambiador de calor por convección, que transfiere la energía de los gases de escape de la turbina de gas al ciclo de vapor. Existen dos configuraciones de acuerdo al recorrido de los gases de escape, calderas verticales y horizontales.

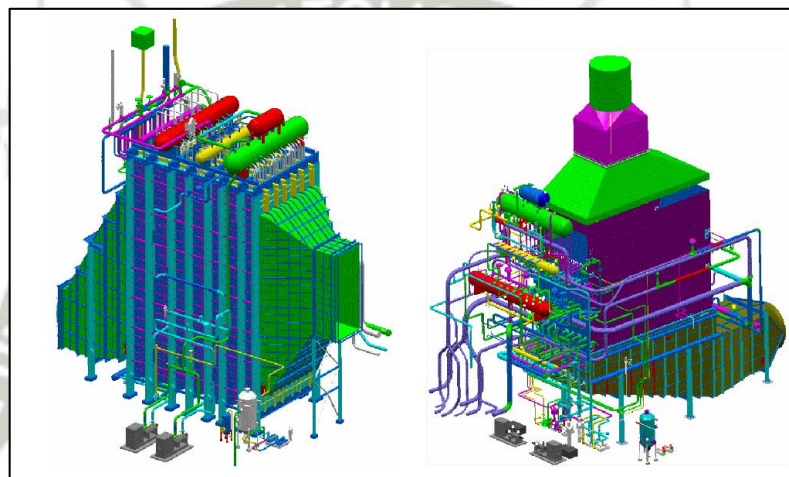


Figura II-22 HRSG Horizontal (izquierda) y Vertical (derecha)

El HRSG vertical también se le conoce como circulación forzada ya que requiere de bombas de circulación para hacer circular el agua por las tuberías de las secciones del evaporador. Las tuberías de transferencia de calor tienen un arreglo horizontal suspendidas por soportes. Las calderas horizontales o de circulación natural no requieren de bombas porque la circulación por el evaporador ocurre por gravedad basada en la diferencia de densidad del agua. Las tuberías en este caso tienen un arreglo vertical y en esencia son autosoportantes, aunque igual van soportadas. Las calderas horizontales tienen ventajas sobre las verticales, al no requerir bombas, por su configuración la circulación es vigorosa y no hay peligro de secado en los tubos verticales. Sin embargo

las calderas verticales requieren menor área para su instalación. La selección obedece a preferencias históricas o regionales siendo las horizontales más comunes.

Una variación de calderas son las de un solo paso o Benson® (de Siemens). El economizador, evaporador y sobrecalentador son básicamente un solo tubo, el agua entra por un lado y sale por el otro, eliminando la necesidad del calderín y bombas de circulación. Éste es más flexible con tiempos de encendido menores y cambios de carga rápidos. Ambos tipos de HRSG, verticales y horizontales, pueden ser de paso único.

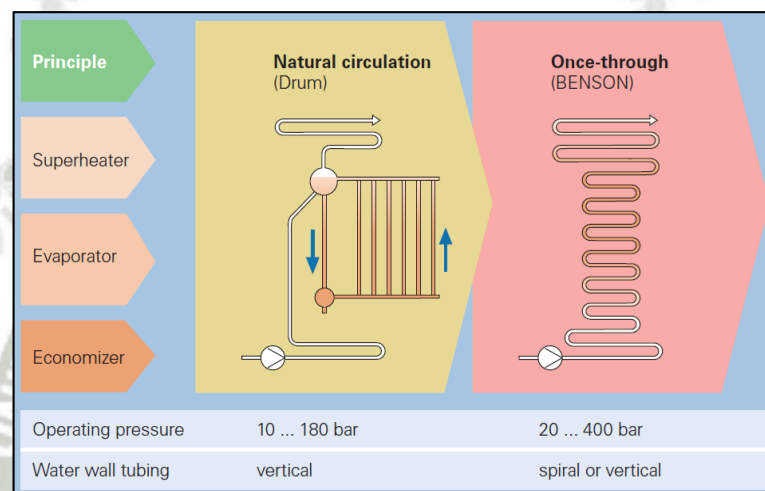


Figura II-23 Caldera Benson® de Siemens<sup>15</sup>

Los tubos de la caldera recuperadora son aletados debido a que al ser transferencia de calor por convección las aletas favorecen el aprovechamiento de la energía. Normalmente se diseña con 5 a 7 aletas por pulgada o 200 a 280 aletas por metro, sin embargo para combustibles pesados, para evitar que incrustaciones obstruya el paso del aire se utilizan 3 a 4 aletas.

<sup>15</sup> Fuente: Siemens <http://www.energy.siemens.com/>



**Figura II-24 Tubos Aletados del HRSG**

Al momento de diseñar un HRSG se deben buscar que cumpla las siguientes condiciones:

- Alto ratio de recuperación de calor (eficiencia del HRSG).
- Baja caída de presión en el lado del gas para limitar las pérdidas de potencia y eficiencia de la turbina de gas.
- Alta gradiente permitida de presión durante encendido.
- Prevención de corrosión de baja temperatura.

Las dos primeras condiciones son difíciles de lograr al mismo tiempo ya que a mayor eficiencia del HRSG aumenta también la superficie de transferencia de calor y si se baja la velocidad de los gases para limitar la caída de presión se obtiene un coeficiente de transferencia de calor menor. Usar tubos aletados de diámetro pequeño favorece a solucionar este dilema.

Algunos parámetros típicos de funcionamiento son:

Temperatura de pellizco:	5 a 15 °K
Temperatura de aproximación:	5 a 12 °K
Caída de presión en el lado de escape:	25 a 35 mbar

En el diseño se debe buscar el equilibrio entre eficiencia y costo, es decir que al reducir los pinch points la producción de vapor aumenta linealmente pero la superficie de transferencia de calor aumenta de manera exponencial, y con ello el costo.

#### **5.4. Sistema de Enfriamiento del Condensador**

Se deben seleccionar entre tres sistemas de enfriamiento para el condensador.

El primero es el enfriamiento por aire directo. En este caso no se requiere agua. Debido a que el calor específico del aire es bajo y se depende de la temperatura ambiental que en verano no es la más óptima, se debe optar por vacíos de condensador menores, es decir una mayor temperatura del condensador para que haya un mayor diferencial de temperatura entre el aire y el vapor y así se pueda extraer el calor. Por este motivo se reduce la eficiencia y potencia de la planta. Se opta por este sistema cuando no haya agua disponible y se requiera minimizar el impacto ambiental o de infraestructura.

Otro sistema de enfriamiento es por evaporación en torre de enfriamiento húmeda o híbrida. Para este sistema se requiere de agua tratada de reposición a un ratio aproximado de 0.3 kg/s por MW. Si la torre es de tiro mecánico o forzado va a tomar de 0.5 a 0.7% de la capacidad de la planta, y si es de tiro natural, de 0.4 a 0.5%.

Finalmente está el sistema de enfriamiento por agua. Esta puede ser tomada de un lago, río o del mar. Para este caso se deben revisar las regulaciones medioambientales sobre la cantidad de agua que se puede tomar y gradiente de temperatura máxima que permite la ley al ser retornada. Este sistema requiere de 40 a 60 veces más agua que el de evaporación y su selección depende de la disponibilidad del recurso hídrico.

#### **5.5. Tanque Desaireador**

Se deben eliminar del agua y vapor los gases no condensables del sistema de vapor de agua ya que pueden causar erosión y/o corrosión de las tuberías y otros componentes

como válvulas y bombas. Este proceso se realiza continuamente ya que la hermeticidad del sistema de vapor no es total y siempre habrán pequeñas filtraciones de aire por los sellos de las bridas, en especial si el sistema se encuentra en vacío con respecto al ambiente.

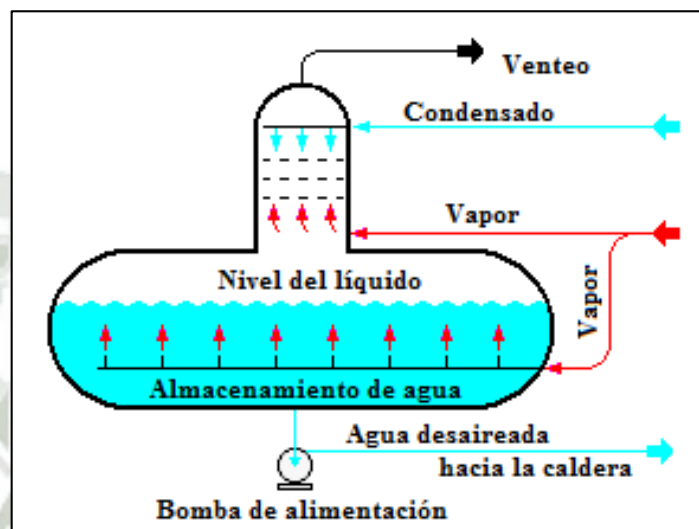


Figura II-25 Tanque Desaireador

La desaireación ocurre en el tanque desaireador normalmente ubicado en la parte superior de la caldera recuperadora y a veces encima del calderín de baja presión. El condensado es rociado en la parte superior y por debajo se alimenta, de una extracción de la turbina, vapor que asciende y eleva la temperatura de las gotitas de agua a temperatura de saturación liberando los gases no condensables. También el vapor cumple la función de mantener una barrera entre el agua desaireada y el aire liberado que se acumula en la parte superior.

La desaireación del agua se puede realizar en un tanque de vacío, de sobrepesión o inclusive en el condensador, con el mismo proceso del tanque desaireador, pero será necesario un sistema de evacuación del aire. Así podría ser eliminado el tanque desaireador. La selección del sistema depende en gran medida de la cantidad de agua de reposición y donde será admitida. Si la cantidad es pequeña puede ser rociada en el

condensador. Para ciclos con extracciones en el proceso se prefiere un tanque independiente.

### **5.6. Bombas**

La industria ofrece diferentes tipos de bombas para centrales de ciclo combinado de acuerdo al servicio específico: bombas de alimentación de agua, bombas para recirculación en la caldera, bombas de condensado y bombas de agua de refrigeración para el condensador. A continuación se repasará brevemente los tipos de bombas fabricadas específicamente para estas aplicaciones. La selección dependerá de las condiciones para cada bomba, presión, caudal, flujo másico, temperatura, NPSH, etc.

#### **Bombas de alimentación**

Estas son las bombas que se encargan de suministrar el agua a alta presión a la caldera, la temperatura también es un factor importante, sobre todo para ciclos con combustible de alto contenido de azufre donde el agua precalentada es bombeada por esta bomba a temperaturas de hasta 180°C.

Se utilizan bombas horizontales multietapa de sección anular, de carcasa de barril y de cámara partida axialmente. La bomba debe ser capaz de arrancar sin precalentamiento por lo que la carcasa tiene un diseño especial.

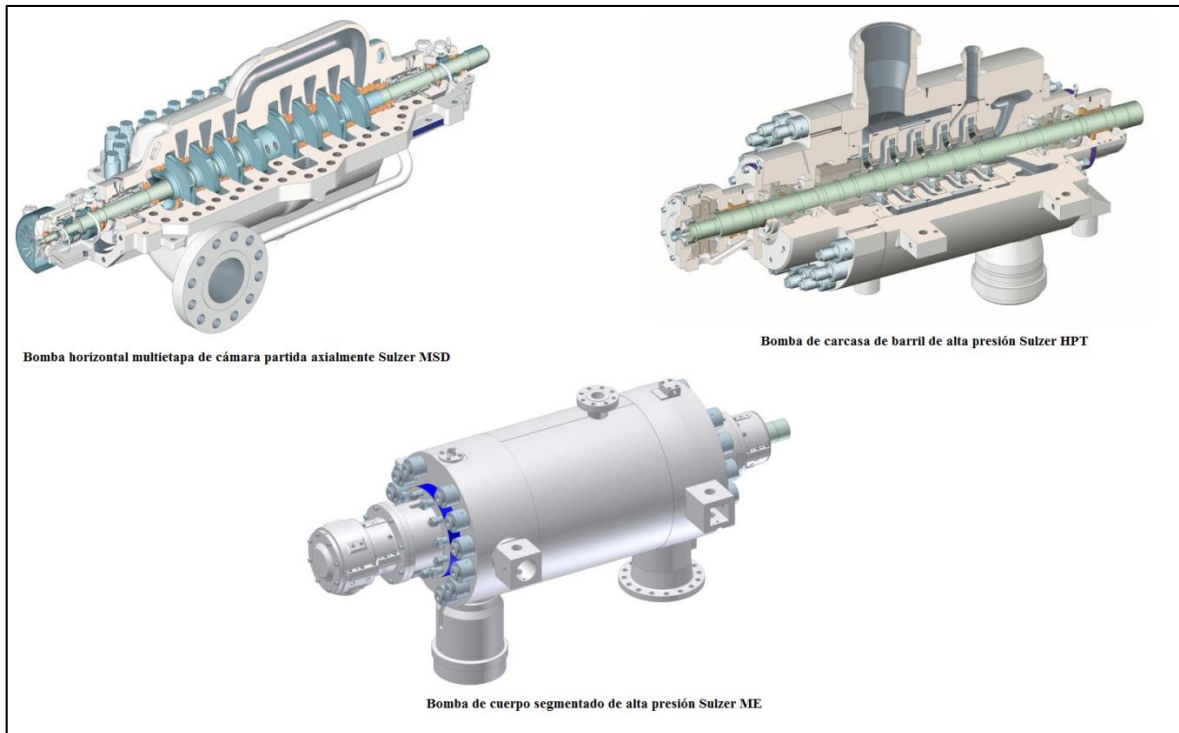


Figura II-26 Bombas Sulzer para Alimentación de la Caldera

### Bombas de condensado

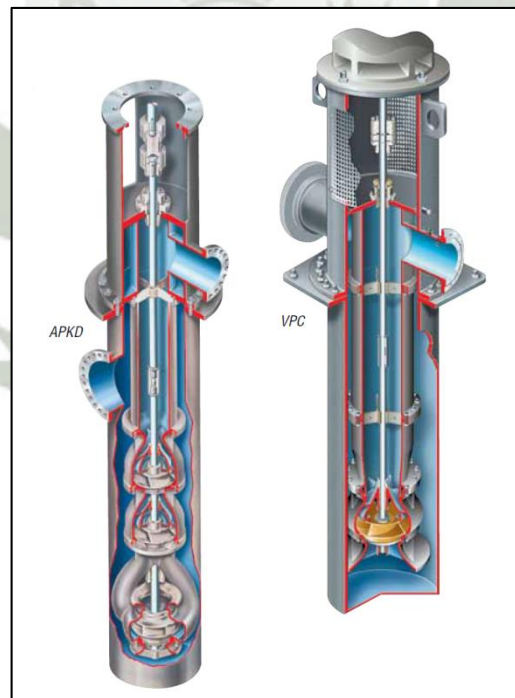
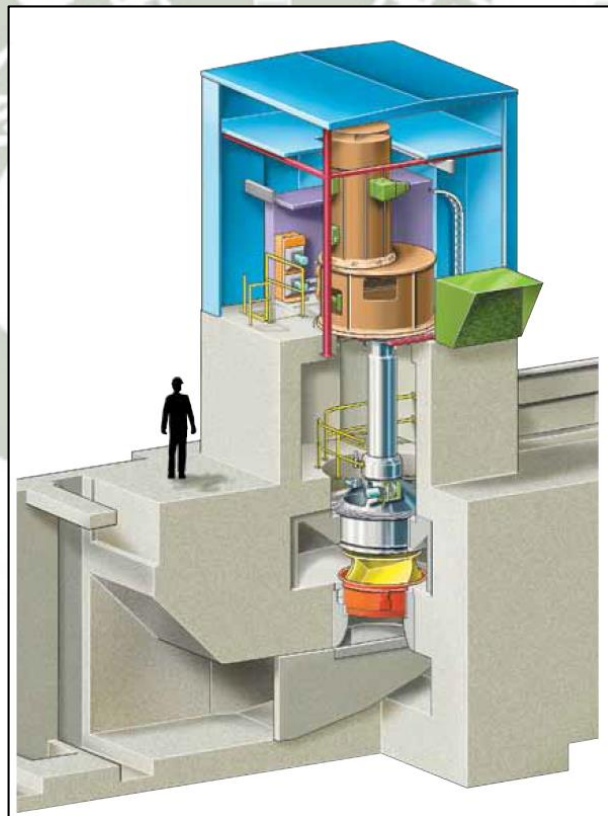


Figura II-27 Bombas verticales para extracción de condensado Flow Serve

Es la bomba que se encarga de crear el vacío del condensador y bombear el agua condensada al tanque desaireador. Se utilizan bombas de bajo  $NPSH_R$  como bombas verticales multietapa.

### **Bombas de agua de enfriamiento para el condensador**

Estas bombas envían agua de enfriamiento al condensador. Dependiendo de la fuente de agua, estas bombas suelen ser tipo verticales cuando bombean agua de mar y de tipo horizontal cuando es agua de una torre de enfriamiento, que son de menor caudal. Así mismo hay bombas de voluta de concreto donde el montaje está integrado a la construcción civil y vienen con secciones prefabricadas de concreto.



**Figura II-28 Bomba de voluta de concreto**

### **Bombas de recirculación de la caldera**

Esta bomba circula el agua en el evaporador de la caldera. Si bien para HRSGs tipo horizontales no es necesario forzar la circulación, esta bomba es necesaria para proteger

las tuberías ya que circula el agua en la caldera en los arranques y en regímenes de carga baja. Se emplean bombas centrífugas para este servicio y diseñadas para trabajar a la temperatura de saturación de un determinado nivel de presión. La bomba de la Figura II-29, por ejemplo, puede trabajar hasta 280°C, es decir que podría trabajar en una caldera de hasta 6 Mpa.



Figura II-29 Bomba Centrífuga para Circulación de Agua en la Caldera, Torishima Modelo CPW

### 5.7. Tuberías

El objetivo de las tuberías es suministrar el fluido al punto de uso a la presión correcta, es por eso que la caída de presión es un factor clave. Sobredimensionar una tubería es aumentar los costos de la tubería, accesorios y válvulas de manera innecesaria así como la soportería y aislamiento. En una tubería de mayor diámetro las pérdidas de calor, son también mayores. Por otra parte subdimensionar una tubería tendrá otros efectos negativos como una caída de presión excesiva, erosión en las tuberías y menor tiempo de vida, ruido y golpe de ariete.

La práctica ha enseñado qué velocidades son más adecuadas para distintos servicios de tuberías. En las Tabla II-3 a la Tabla II-7 está resumida esta experiencia de dos textos de consultas.

Velocidades de flujo típicas de agua/vapor en tuberías en Nayyar<sup>16</sup>:

**Tabla II-3 Velocidades de diseño recomendadas para flujo de agua en tuberías**

Condición de servicio	Velocidad recomendada, m/s
Alimentación de la caldera	2.5 - 4.6
Líneas de succión de bombas y drenajes	1.2 - 2.1
Servicio general	1.2 - 3.0
Agua urbana	hasta 2.1

Fuente: *Crane Technical Paper410, Flow of Fluids Through Valves, Fittings, and Pipe*, The Crane Company, New York, 1985, pp. 3-6.

**Tabla II-4 Velocidades de diseño recomendadas para flujo de vapor en tuberías**

Condición del vapor	Presión, kPa g	Servicio	Velocidad recomendada, m/s
Saturado	0 - 173	Calentamiento (líneas cortas)	20 - 31
Saturado	173 y más	Equipo de potencia, tuberías de proceso, etc.	31 - 51
Sobrecalentado	1380 y más	Caldera e ingreso a la turbina, etc.	36 - 100

Fuente: *Crane Technical Paper410, Flow of Fluids Through Valves, Fittings, and Pipe*, The Crane Company, New York, 1985, pp. 3-16.

**Tabla II-5 Velocidades típicas de flujo de agua**

Succión de la bomba de condensado	1 m/s
Descarga de la bomba de condensado	3 m/s
Descarga de la bomba de presión	3 m/s
Succión de la bomba de alimentación	3 m/s
Descarga de la bomba de alimentación	6 - 7.5 m/s
Sistema de circulación de agua	≤ 3 m/s
Servicio general	1.5 - 3 m/s

Fuente: Stone & Webster

**Tabla II-6 Velocidades típicas de flujo de vapor en tuberías y proyectos industriales**

Presión del vapor	Velocidad	Caída de presión
3.5 bar g y menos	50 m/s	0.1 bar / 100 m
Sobre 3.5 bar g vapor saturado	35 m/s	0.25 bar / 100 m
Sobre 3.5 bar g vapor sobrecalentado	50 m/s	0.25 bar / 100 m

Fuente: Stone & Webster

<sup>16</sup> Tablas B2.7, B2.8, B8.7 y B8.13 respectivamente, Nayyar, Mohinder L., *Piping Handbook*, 7th ed., McGraw-Hill, EE.UU. 2000

Velocidades de flujo típicas de agua/vapor en tuberías recomendadas por Spirax Sarco<sup>17</sup>:

**Tabla II-7 Rango de velocidades para vapor en tuberías**

Vapor saturado	25 - 40 m/s
Vapor sobrecalentado	50 - 70 m/s

Los materiales más utilizados para tuberías de vapor son el acero al carbono ANSI B16.9 A106. Para vapor sobrecalentado a altas presiones, sin embargo, se recurre a aleaciones con cromo y molibdeno, que mejora la resistencia a altas temperaturas.

### **Caída de presión en tuberías para líquidos**

La caída de presión dentro de una tubería es función de la velocidad del fluido, longitud de la tubería, diámetro, velocidad, densidad del fluido, viscosidad del fluido y rugosidad del tubo. Para determinar la caída de presión en tuberías se utiliza la ecuación de D'arcy-Weisbach:

$$h_f = \frac{4fLv^2}{2gD} \quad (\text{II-40})$$

Donde:

$h_f$ : Pérdida de altura por fricción [m]

$f$ : Factor de fricción (adimensional)

$L$ : Longitud de la tubería [m]

$v$ : Velocidad del flujo [m/s]

$g$ : Aceleración de la gravedad [ $\text{m/s}^2$ ]

$D$ : Diámetro interior de la tubería [m]

<sup>17</sup> Spirax Sarco, *The Steam and Condensate Loop*, EE.UU. 2005

El factor de fricción se obtiene del diagrama de Moody (Figura II-30). Para esto se define el número de Reynolds y la rugosidad relativa:

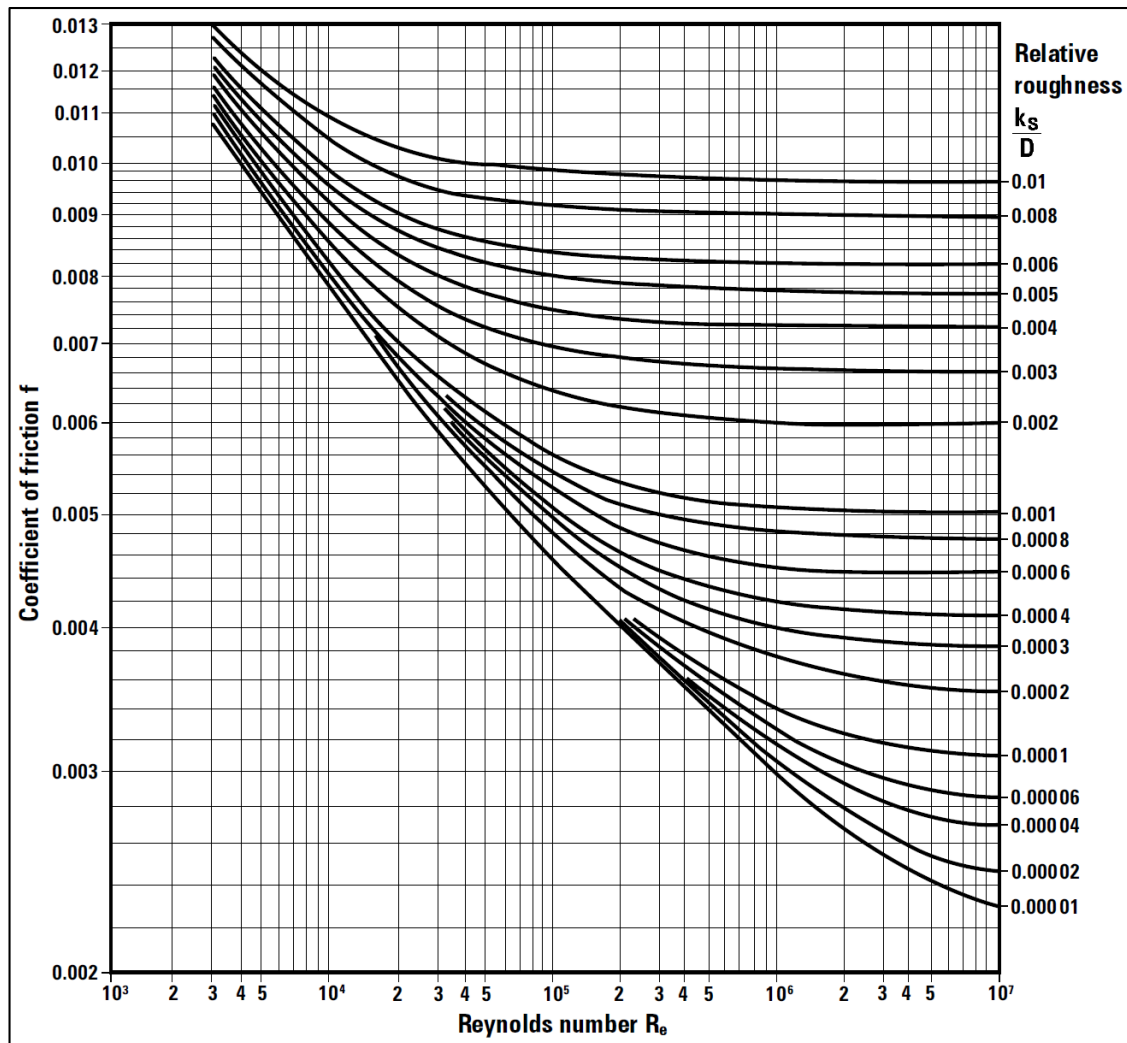


Figura II-30 Diagrama de Moody (S.I.)

$$R_e = \frac{\rho v_s D}{\mu} \quad \text{o} \quad R_e = \frac{v_s D}{\nu} \quad (\text{II-41})$$

Donde:

$R_e$ : Número de Reynolds (adimensional)

$\rho$ : Densidad del fluido [kg/m<sup>3</sup>]

$v_s$ : Velocidad característica del fluido [m/s]

$D$ : Diámetro interior de la tubería [m]

$\mu$ : Viscosidad dinámica del fluido [Pa.s]

$\nu$ : Viscosidad cinemática del fluido [ $\text{m}^2/\text{s}$ ]

$$\text{Rugosidad Relativa} = \frac{k_s}{D} \quad (\text{II-42})$$

Donde:

$k_s$ : Rugosidad de la tubería [m]

$D$ : Diámetro interior de la tubería [m]

### Caída de presión en tuberías para vapor

Calcular la caída de presión en una tubería que transporta vapor es un proceso complicado especialmente para fluidos turbulentos por lo que se recurre a métodos simplificados con datos de tablas

Un primer método es por factor de presión:

$$F = \frac{P_1 - P_2}{L} \quad (\text{II-43})$$

Donde:

$F$ : Factor de presión (de tablas)

$P_1$ : Factor de presión de entrada (de tablas)

$P_2$ : Factor de presión a la distancia  $L$  (de tablas)

$L$ : Longitud equivalente (m)

La tolerancia en longitud para la longitud equivalente se puede calcular aumentando un porcentaje a la longitud total de la tubería. Este método, aunque aproximado, ahorra tiempo en el cálculo. Esto depende de la longitud de la tubería así como el recorrido (si es recta o tienen múltiples cambios de dirección) y su valor es de 5 a 20%.

Otro método más sencillo que no requiere recurrir a tablas es mediante fórmulas empíricas como las fórmulas ( II-44 ) y ( II-45 )<sup>18</sup>. Esta última más sencilla se puede utilizar para tuberías de hasta 200 metros.

---

<sup>18</sup> Fuente: Spirax Sarco, *The Steam and Condensate Loop*, EE.UU. 2005

$$\frac{P_1^{1.9375} - P_2^{1.9375}}{L} = \frac{\dot{m}^{1.853}}{0.011 D^{4.987}} \quad (\text{II-44})$$

$$\Delta P = \frac{L v_g \dot{m}^2}{0.08 D^5} \quad (\text{II-45})$$

Donde:

$P_1$ : Presión en el punto 1 [bar]

$P_2$ : Presión en el punto 2 a una distancia L [bar]

L: Longitud de la tubería [m]

$\dot{m}$ : Flujo másico [kg/h]

D: Diámetro interior de la tubería [mm]

$\Delta P$ : Caída de presión [bar]

$v_g$ : Volumen específico del vapor [m<sup>3</sup>/kg]

### 5.8. Aislamiento

Las instalaciones de una planta térmica se aíslan ya sea por los propios requerimientos del proceso, seguridad de personas o bienes, para evitar que las altas temperaturas ocasionen daños, y reducción de pérdidas energéticas, costos y contaminación ambiental. Como aislamiento térmico para esta industria se prefieren las lanas minerales ya que soportan altas temperaturas, no presentan dilatación térmica, son incombustibles y no desprenden gases tóxicos al contacto con fuego directo y además proveen de aislamiento acústico.

Las lanas minerales son un producto aislante conformado por un entrelazado de filamentos de materiales pétreos que forman un fieltro que mantiene el aire en su interior en estado inmóvil. Existen dos tipos de lanas minerales, las lanas de vidrio que se hacen

por medio de la fusión y fibrado sílice en forma de arena, y las lanas de roca, de roca basáltica. Estas últimas se utilizan para aplicaciones de altas temperaturas.

Las lanas minerales se fabrican en distintas presentaciones de acuerdo a la aplicación específica. Por ejemplo para tuberías de hasta 10" son adecuadas las coquillas preformadas, y para tuberías de mayor diámetro mantas armadas con malla de acero galvanizado que se ajustan a la forma de la tubería y la malla además facilita su instalación y fijación. También existen en forma de paneles y rollos.



**Figura II-31 Lanás Minerales Aislantes**

La selección depende principalmente de la temperatura de trabajo. Las lanas de vidrio con encolado pueden trabajar hasta 250°C, sin encolado hasta 500°C y las lanas de roca hasta 750°C. En la Figura II-33 se muestra una tabla de selección de acuerdo a la aplicación, elemento a aislar y temperatura de trabajo.

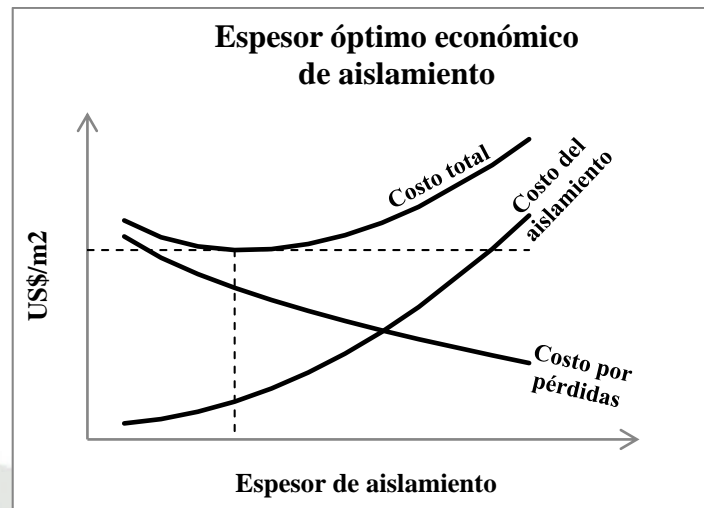


Figura II-32 Espesor Óptimo Económico del Aislante

El criterio de selección del espesor del aislamiento viene dado por el menor costo que esto implica. Es decir que a mayor espesor de aislamiento se debe hacer una inversión mayor por aislamiento de las instalaciones. Este valor debe ser comparado con las pérdidas por no utilizar aislamiento expresadas en el valor monetario de la energía desperdiciada en forma de calor. La Figura II-32 muestra el espesor óptimo económico que se da cuando el costo de sumar la inversión de aislamiento y las pérdidas térmicas es mínimo. El fabricante también puede dar recomendaciones sobre el espesor del aislamiento como se ve en la Figura II-34.

### Tabla de Selección de Productos para Industria

Producto	Temperaturas límites (°C) (*)	Tuberías ≤10"	Tuberías ≥10"	Chimeneas industriales y modulares	Chimeneas decorativas	Cisternas	Tanques	Equipos (calderas, hornos,...)	Maquinaria (motores, compresores,...)	Mamparas y puertas	Criogenia	Acústica Industrial	Página
<b>Coquillas.</b>													
Coquillas BT-LV	≤250												132
Coquillas AT-LR	650												133
<b>Paneles.</b>													
Panel PI 156	≥-30 ≤+150												135
Panel PI 256	≥-30 ≤+200												135
BX Spintex 613	400												138
BX Spintex 623	600												139
BX Spintex 643	700												140
Spintex HP 353	750												141
Panel Neto	≥-30 ≤+300												136
Panel NV 40	400												137
Panel NV 70	600												137
Rocflam	600												143
<b>Mantas.</b>													
Manta Spintex 322-G	600												134
Manta Spintex 342-G	700												134
<b>Borra.</b>													
Banroc 151	700												142
Banroc 511	≥-200 ≤+700												142

(\*) Temperatura máxima puntual en régimen discontinuo.

Figura II-33 Tabla de Selección de Aislante de Lanas Minerales (ISOVER®)

## Aislamiento térmico

### Espesores recomendados para equipos industriales

Tuberías		Temperatura del fluido (°C)									
Diámetro nominal		100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
Pulgadas	mm	Espesor aislamiento (mm)									
≤1"	≤34	30	30	40	40	50	60	60	80	80	100
1 1/2"	48	30	30	40	50	60	60	80	80	80	100
2"	60	30	40	40	50	60	80	80	80	100	100
2 1/2"	76	40	40	50	60	80	80	80	100	100	100
3"	89	40	50	50	60	80	80	80	100	110	120
4"	114	40	50	60	80	80	80	100	100	120	130
6"	169	50	60	80	80	100	100	110	120	130	140
8"	219	50	60	80	80	100	110	120	130	140	160
10"	273	60	80	80	100	100	110	120	130	150	170
12"		60	80	80	100	110	120	130	140	160	180
14"		60	80	80	100	110	120	140	150	170	180
16"		60	80	100	100	120	120	130	150	170	190
18"		60	80	100	100	120	130	140	160	170	190
20"		80	80	100	110	120	130	150	160	180	200
22"		80	80	100	110	130	140	150	170	180	200
24"		80	80	100	110	130	140	160	180	190	210

Producto recomendable: ■ Coquilla Isover ■ Coquilla Roclairne para espesor >80 mm combinar coquillas  
■ Manta Spintex 322-G ■ Manta Spintex 342-G ■ Manta Spintex 342-G-125

Tuberías		Temperatura del fluido (°C)									
Superficies planas		100	150	200	250	300	350	400	450	500	550
		Espesor aislamiento (mm)									
		70	90	110	120	140	160	180	200	220	240

Producto recomendable: ■ PI-256 ■ BX Spintex 613 o Manta Spintex 322-G ■ BX Spintex 643 o Manta Spintex 342-G  
■ Spintex HP 353 o Manta Spintex 342-G-125

Condiciones de ambiente: Temperatura media exterior: 20 °C.

- Los productos que se indican como recomendables se han elegido en su campo óptimo de trabajo. Las temperaturas máximas de utilización son superiores a las señaladas y se especifican en las fichas técnicas de cada producto.
- Los espesores mínimos aconsejados que se indican son fruto de nuestra experiencia. En caso de ser necesario una mayor exactitud de cálculo, les remitimos a la norma UNE 12241:1998.
- Los **espesores rentables** deben calcularse en todo caso, en función de parámetros económicos específicos de cada instalación (coste de la instalación, de la energía, períodos de amortización, etc.).

Figura II-34 Tabla de Espesores Recomendado de Aislamiento (ISOVER®)

## 5.9. Componentes Eléctricos

### Generador

Los generadores normalmente vienen acoplados a las turbinas en paquete. Pueden ser de dos polos o cuatro polos que giran a la mitad de velocidad para potencias menores a 40 MW que son más económicos. En plantas de ciclo combinado se pueden utilizar cuatro tipos de generadores: enfriados por aire con circuito abierto de enfriamiento de aire, enfriados por aire con circuito cerrado de agua a aire, enfriados por hidrógeno, y enfriados por agua.

Los generadores enfriados por aire de circuito abierto son baratos pero tienen problemas con incrustaciones, atmósferas corrosivas y son ruidosos. Los de circuito cerrado tienen precios razonables y ofrecen buena eficiencia, hasta 98% a carga plena. Los generadores enfriados por hidrógeno y agua ofrecen aun mayor eficiencia, 99% a carga plena y a carga parcial tienen un desempeño superior. Sin embargo son de diseño más complejo y requieren de equipos auxiliares que los hacen más costosos. Los generadores enfriados por aire se seleccionan para potencias de hasta 480 MVA; para potencias superiores los más adecuados son los enfriados por agua o hidrógeno.

### Transformador

El transformador principal es el elemento que adapta la tensión del generador a la línea de transmisión que hará el transporte de energía. Para un generador se puede optar por tres transformadores monofásicos o uno trifásico más uno de repuesto. Normalmente se opta por un transformador ya sea monofásico o trifásico de repuesto de menor fiabilidad es decir más barato.

El transformador es una fuente de ruido importante por lo que deben revisarse los límites legales y tener en cuenta su ubicación, velocidad de giro de los ventiladores de

refrigeración y características de insonorización. Además otros aspectos a considerar son el factor de potencia, el método de refrigeración y capacidad de variación a cambios de temperatura ambiente.

Los sistemas de enfriamiento se basan en bombas de aceite y ventiladores de aire. Sus distintas variaciones son las siguientes:

- ONAN (Oil Natural circulation Air Natural circulation), refrigeración mediante circulación natural de aceite y aire en los radiadores.
- ONAF (Oil Natural circulation Air Forced circulation), refrigeración por circulación natural de aceite y circulación forzada de aire por ventiladores en los radiadores.
- OFAF (Oil Forced circulation Air Forced circulation), refrigeración por circulación forzada de aceite por medio de bombas y circulación forzada de aire por ventiladores en los radiadores.
- ODAF (Oil forced circulation Direct Air Forced circulation), refrigeración por circulación dirigida de aceite por medio de bombas hacia los radiadores y elementos de direccionamiento en el interior del transformador hacia los canales de aceite y circulación forzada de aire por ventiladores en los radiadores.

### **Barras de fase aislada e interruptor de grupo**

Las barras de fase aislada y el interruptor de grupo son los elementos de enlace entre el generador y el transformador. Las barras de fase aislada son tres conductores de aluminio soportadas por aislante y con una cubierta de aluminio cortocircuitada y puesta a tierra en ambos extremos. Este es el medio más económico y seguro para transportar grandes

intensidades de corriente siempre y cuando las distancias sean cortas como suele suceder en las configuraciones de centrales de ciclo combinado.

La puesta a tierra sirve como seguridad en caso haya un cortocircuito y la corriente se limita, por medio del diseño de la puesta a tierra, a un valor que no dañe el devanado del transformador, menor a 10A, normalmente a 5A. Además evitan que los campos que se puedan generar disminuyan la capacidad de conducción y aumenten su temperatura más allá del diseño protegiendo al aislante de temperaturas elevadas que lo puedan dañar.

El interruptor de grupo se encuentra entre el transformador y generador unido a ambos equipos por las barras de fase. Permite hacer la conexión con el transformador y aislar durante el arranque y alimentar al transformador de servicios auxiliares. Este se diseña o selecciona de acuerdo a la normativa local, es accionado por aire comprimido y de SF<sub>6</sub>. Tiene dos bobinas de disparo y una de cierre, con prioridad de disparo en caso de simultaneidad de señales.

## **6. CRITERIOS ECONÓMICOS**

La evaluación económica de una central de ciclo combinado se realiza como cualquier inversión industrial de acuerdo al libre mercado. Los inversionistas evaluarán indicadores financieros más comunes como el ROI (Return On Investment), IRR (Internal Rate of Return) o VAN.

Así es necesario también comparar el precio del mercado, que puede fluctuar ampliamente, con el costo de producción que depende de los costos financieros y amortización, costo del combustible y costo de operación y mantenimiento. El factor combustible está directamente vinculado con la eficiencia de la planta, aunque a mayor eficiencia, la complejidad de la planta aumenta y por ende el costo de amortización, por

lo que se debe encontrar el equilibrio entre estos dos factores que dé como resultado el mejor costo de la producción energía.

El precio del mercado varía también para el tipo de central, por ejemplo para una central base el precio es menor pero el tiempo de operación mayor, y si es de carga pico sucede lo contrario, tiempo de operación menor y mayor precio.

El costo de producción de energía se mide en US\$/kWh o NS/kWh. Está compuesto por el costo de inversión, costo de combustible y costo de operación y mantenimiento.

El costo de inversión por unidad de energía depende de los costos de inversión, la estructura de financiamiento, el ratio de intereses y ratio de retorno sobre el patrimonio y factor de planta o tiempo de utilización. Los costos de inversión son la suma del costo del contrato de la planta, los intereses durante la construcción y los costos del propietario durante la ejecución del proyecto, es decir todos los costos incurridos hasta que el proyecto de construcción concluya. La estructura de financiamiento se expresa en la razón deuda-patrimonio y el retorno sobre el patrimonio que espera el inversionista sobre su capital. El factor de planta depende de la aplicación de la planta:

- Carga base: > 5000 h/a
- Carga intermedia: 2000 a 5000 h/a
- Carga pico: < 2000 h/a

Los costos de combustible por unidad de energía dependen directamente del precio del combustible en el mercado y eficiencia promedio de la planta. Ésta es:

$$\bar{\eta} = \eta \cdot \eta_{\text{oper}} \quad (\text{II-46})$$

Donde:

$\bar{\eta}$ : La eficiencia promedio de la planta.

$\eta$ : Eficiencia eléctrica de la planta o el porcentaje de la energía del combustible que se convierte en electricidad

$\eta_{oper}$ : Eficiencia operativa producto de las pérdidas de arranque y apagado, mayores consumos durante operación a carga parcial, pérdida de eficiencia por envejecimiento de la planta.

Los costos de operación y mantenimiento de la planta se pueden dividir en fijos como son el staff, servicios, limpieza, mantenimiento de edificios, seguros, etc., y variables que están en función de las horas de operación de la planta: reparaciones, consumibles, repuestos, etc.

Así el costo de la electricidad es la suma de estos tres costos y se calcula de la siguiente forma:

$$Y_{EL} = \frac{TCR \cdot \Psi}{P \cdot T_{eq}} + \frac{Y_F}{\bar{\eta}} + \frac{U_{fix}}{P \cdot T_{eq}} + U_{var} \quad (II-47)$$

Donde:

$Y_{EL}$ : Costo de la electricidad [US\$/a]

TCR: Inversión total requerida, valor total de todos los gastos durante planeamiento, procura, construcción, comisionamiento, valor de la planta e intereses [US\$]

$\Psi$ : Factor de anualidad  $\Psi = \frac{q-1}{1-q^{-n}}$  [1/a]

$P$ : Salida de potencia efectiva en MW.

$T_{eq}$ : Utilización equivalente en tiempo a salida de potencia efectiva en horas por año

$Y_F$ : Precio total del combustible [US\$/MWh térmicos]

$\bar{\eta}$ : Eficiencia promedio de la planta.

$U_{fix}$ : Costos fijos de operación, mantenimiento y administración en US\$ al año

$U_{\text{var}}$ : Costos variables de operación, mantenimiento y reparación [US\$/MWh]

$q$ :  $1 + z$

$z$ : Ratio de descuento promedio en porcentaje por año [%/a]

$n$ : Amortización en años.



## CAPÍTULO III - CONDICIONES DE LUGAR

### 1. EL NODO ENERGÉTICO DEL SUR

La demanda de energía del SEIN se viene incrementando en función de las necesidades de la población y sus diversas actividades económicas. Según el MINEM<sup>19</sup> en el periodo 2011 al 2016 el crecimiento de la demanda será de entre 500 a 857 MW/año, manteniéndose en valores similares por los años siguientes y llegando inclusive a los 1,154 MW/año. Este crecimiento obedece principalmente al incremento de las cargas vegetativas, es decir consumos relacionados al crecimiento de la población y PBI conformados por hogares, comercios y pequeñas industrias. A esto se suman los grandes proyectos mineros y las incorporaciones de pequeños sistemas aislados al SEIN. Esta prospectiva lleva al MINEM a tomar acciones para garantizar el abastecimiento de la energía y su viabilidad en el largo plazo.

En este contexto cabe señalar algunos puntos de los objetivos de la Política Energética Nacional. En esta<sup>20</sup> se habla de una matriz diversificada y de eficiencia, así como mínimo impacto ambiental y bajas emisiones de carbono, del desarrollo de la industria del gas natural y su uso doméstico, en transporte, industria y generación energética.

Así una acción del MINEM, en este sentido, fue la impulsión de lo que a fines del año pasado se concretó como la ley 29970 – “Ley que afianza la Seguridad Energética y promueve el desarrollo del Polo Petroquímico en el sur del país”.

Esta ley dicta disposiciones para impulsar la construcción del Gasoducto Sur Peruano con objetivo de afianzar la seguridad en el transporte del gas contra posibles fallas (eventos naturales, terrorismo, sabotaje, etc.) con la construcción de dos tramos desde Camisea,

---

<sup>19</sup> “Documento Promotor 2012”

<sup>20</sup> Puntos 1, 6 y 7 de la Política Energética Nacional (D.S. N° 064-2010)

así también llevará gas al sur del país con el fin de promover la industria petroquímica y para alimentar al Nodo Energético del Sur. Así se podrá descentralizar la generación eléctrica del país, concentrada actualmente más de 50% en la costa central.

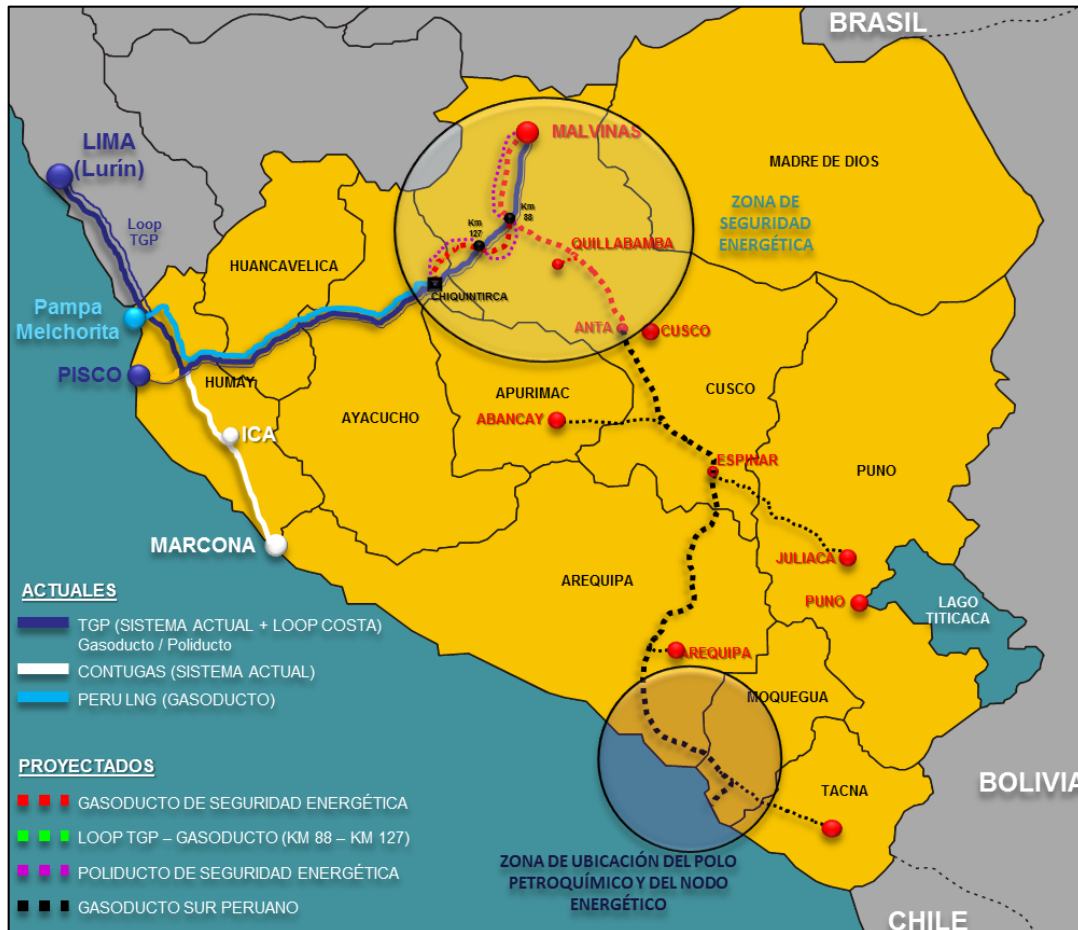


Figura III-1 Ruta del Gasoducto Sur Peruano (Fuente: Proinversión)

El Nodo Energético en el Sur del Perú contempla la construcción de un parque energético en el sur, entre Arequipa y Moquegua. Actualmente Proinversión ya ha convocado a un Concurso Público Internacional para transferir al sector privado el desarrollo del proyecto que constan de dos centrales térmicas de 500 MW +/- hasta 20%, como parte de un requerimiento de hasta 2,000 MW que considera la totalidad de dicho parque energético, con un plazo de compromiso de inversión de 20 años.

## 2. GENERACIÓN ELÉCTRICA EN MOQUEGUA



Figura III-2 Mapa del SEIN, Recorte Sur (Fuente: COES)

El departamento de Moquegua tiene cuatro centrales generadoras: Ilo 1, Ilo 2, Panamericana Solar y la recientemente puesta en servicio, la Reserva Fría de Generación. La Tabla III-1 muestra las características de estas centrales, así mismo en la Tabla III-2 se puede observar el factor de planta.

Tabla III-1 Centrales de Generación en Moquegua

CENTRAL	UNIDAD	TECNOLOGÍA	TIPO DE RECURSO ENERGÉTICO	POTENCIA INSTALADA (MW)	POTENCIA EFECTIVA (MW)
ENERSUR					
C.T. ILO1	CATKATO	DIESEL	Diesel 2	3.1	3.3
	TG-1	TG	Diesel 2	39.3	34.9
	TG-2	TG	Diesel 2	42.2	30.7
	TV2	TV	Residual 500	22.0	
	TV3	TV	Residual 500	66.0	67.1
C.T. ILO2	TVC1	TV	Carbón	135.0	140.6
C.T. RESERVA FRÍA ILO	TG1, TG2, TG3	TG	Diesel 2 – B5	560.0	460.0
PANAMERICANA SOLAR					

C.S. PANAMERICANA SOLAR	71 334 MODULOS	PANELES	Solar	20.0	20.0
-------------------------------	-------------------	---------	-------	------	------

Notas:

Ingreso de operación comercial la C.T. Reserva Fría de Generación en Ilo el 21-06-2013.

Ingreso de operación comercial de los paneles fotovoltaicos de la C.S. Panamericana Solar el 31-12-2012.

**Tabla III-2 Factores de planta anuales de las centrales generadoras en Moquegua**

Central	Unidad	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
C.T. ILO1	Catkato	0.2%	0.5%	2.6%	5.2%	3.0%	22.6%	20.8%	11.7%	4.4%	6.9%
	TG1, TG2	0.1%	0.0%	0.4%	0.4%	1.4%	12.0%	7.1%	6.4%	2.3%	3.8%
	Ilo 1 TV	29.9%	38.3%	48.5%	33.8%	32.7%	41.4%	33.5%	33.9%	15.7%	14.0%
C.T. ILO2	TV1	68.3%	69.5%	80.4%	67.2%	70.9%	73.2%	0.5%	85.8%	59.4%	45.0%
PANAMERICANA SOLAR	71 334 MOD.										0.7%

## 2.1 CENTRALES DE CICLO COMBINADO A GAS EN EL PERÚ

La Tabla III-3 muestra las centrales en operación (hasta el 2012) de ciclo combinado a gas natural. Cabe mencionar a Fénix Power en Chilca que está próxima a entrar en operación con 540 MW.

**Tabla III-3 Centrales de Generación de Ciclo Combinado a Gas Natural en el Perú**

CENTRAL	UNIDAD	TECNOLOGÍA	TIPO DE RECURSO ENERGÉTICO	POTENCIA INSTALADA (MW)	POTENCIA EFECTIVA (MW)
C.T. VENTANILLA (EDEGEL)	TG3+TG4 CCOMB F.DIREC.	CCOMB	Gas Natural de Camisea	522.0	485.0
C.T. CHILCA1 (ENERSUR)	CCOMB (TG1+TG2+TG3+TV)	CCOMB	Gas Natural de Camisea	851.8	811.1
C.T. KALLPA (KALLPA)	CCOMB (TG1+TG2+TG3+TV)	CCOMB	Gas Natural de Camisea	979.0	857.4

Notas:

Ingreso de operación comercial del ciclo combinado (TG1+TG2+TG3+TV) C.T. Kallpa el 08-08-2012.

Ingreso de operación comercial del ciclo combinado (TG1+TG2+TG3+TV) C.T. Chilca1 el 15-11-2012.

**Tabla III-4 Factores de planta anuales de las centrales generadoras de ciclo combinado a gas natural**

Central	Unidad	2003	2004	2005	2006	2007	2008	2009	2010	2011	2012
C.T. VENTANILLA	TG3+TG4 CCOMB F.DIREC.	0.3%	0.2%	35.6%	0.2%	55.7%	80.8%	75.4%	74.5%	79.6%	66.6%
C.T. CHILCA1	CCOMB (TG1+TG2+TG3+ TV)					6.0%	83.4%	53.5%	51.8%	60.3%	59.3%
C.T. KALLPA	CCOMB (TG1+TG2+TG3+ TV)						63.8%	38.4%	64.8%	78.9%	56.9%

Así mismo se muestran los costos variables y costos de combustibles de las centrales de ciclo combinado a gas como las térmicas de Moquega en la Tabla III-5, que servirán como punto de referencia y comparación de la central diseñada en este trabajo.

**Tabla III-5 Costos variables de centrales de referencia<sup>21</sup>**

Unidad	Empresa	Cons. Especif. (MMBTU/MW.h) (Ton/MW.h)	Precio Comb. (US\$/MMBTU) (US\$/Ton)	COSTOS VARIABLES (US\$/MWh)		
				Valores Nominales		
				CVC	CVNC	CVT
Turbo Gas Natural Chilca TG1	ENERSUR	9.704	2.4117	23.40	4.41	27.82
Turbo Gas Natural Chilca TG2	ENERSUR	9.876	2.4117	23.82	4.49	28.31
Turbo Gas Natural Chilca TG3	ENERSUR	10.282	2.4117	24.80	3.41	28.21
Turbo Gas Natural CC TG3 Ventanilla (sin fuego adicional)	EDEGEL	6.741	2.4664	16.63	3.35	19.97
Turbo Gas Natural CC TG3 Ventanilla (con fuego adicional)	EDEGEL	6.955	2.4664	17.15	3.35	20.50
Turbo Gas Natural CC TG4 Ventanilla (sin fuego adicional)	EDEGEL	6.840	2.4664	16.87	3.35	20.21
Turbo Gas Natural CC TG4 Ventanilla (con fuego adicional)	EDEGEL	6.986	2.4664	17.23	3.35	20.58
Turbo Gas Natural Kallpa TG1	KALLPA	9.985	2.4110	32.14	4.47	28.55
Turbo Gas Natural Kallpa TG2	KALLPA	10.153	2.4110	24.80	4.03	28.51
Turbo Gas Natural Kallpa TG3	KALLPA	10.044	2.4110	24.48	3.91	28.12
Ilo 1 TV N°3	ENERSUR	0.279	675.7	188.34	1.32	189.66
Ilo 1 TV N°4	ENERSUR	0.267	743.2	198.77	1.32	200.09
Ilo 1 TG N°1	ENERSUR	0.254	1259.7	320.33	9.25	329.58
Ilo 1 TG N°2	ENERSUR	0.252	1259.7	317.31	10.32	327.63
Ilo 1 GD N°1	ENERSUR	0.237	1259.7	298.54	16.7	315.24
Ilo 2 TV Carbón N°1	ENERSUR	0.370	111.0	41.06	2.19	43.25

<sup>21</sup> Fuente: Osinergmin,  
<http://www2.osinerg.gob.pe/procreg/tarifasbarra/PrcdmntoFjcionPreciosBrraPrdoMyo2012Abril2014/SbcMteGnrdrCOES/06.Costos-Variables.pdf>

### 3. REQUERIMIENTOS ECONÓMICOS

A partir de los datos mostrados más arriba se han establecido los requerimientos de diseño, en cuanto a requerimientos de mercado o cliente, que se detallan brevemente a continuación:

Demanda Eléctrica:

Demanda de potencia eléctrica: 500 MW +/- 20%

Factor de planta: 75%

Demanda de agua/vapor de proceso: No.

Financiamiento:

Costos variables referenciales del mercado/competencia

Ciclo combinado GN en Lima: 20.5 US\$/MW.h

Centrales en Ilo: 190 US\$/MW.h

Periodo de amortización: 20 años

### 4. UBICACIÓN

La central eléctrica, de acuerdo al plan del Nodo Energético del Sur, estará ubicada en la provincia de Ilo, departamento de Moquegua. El área de Influencia abarca los departamentos de Apurímac, Cusco, Moquegua, Tacna, Arequipa y Puno.



Figura III-3. Área de influencia del nodo energético del sur. (Fuente: Proinversión)

Aunque inicialmente las centrales del nodo energético del sur estarían ubicadas sólo en Ilo el MINEM decidió ubicar las en Mollendo e Ilo ya que ambas ciudades cumplen con los requerimientos técnicos ya que cuentan con conexión al SEIN, ambos puertos tienen estaciones cercanas de 500 kV, y están cerca del mar cubriendo la necesidad de agua de mar para enfriamiento del proceso. Además, por seguridad energética, conviene no concentrar la generación en un solo sitio.

A continuación se exponen las ventajas de cada puerto. Para este trabajo se optó por la localidad de Ilo.

**Mollendo:**

- Ofrecería un mejor precio de generación ya que el combustible sería más barato por el menor coste de transporte.
- El departamento de Arequipa cuenta con grandes proyectos mineros minero por ejecutar, Tía María y ampliación de Cerro Verde. Esto implicaría un aumento en la demanda energética de 90 MW y 60 MW respectivamente.

- La región tiene una buena prospectiva de crecimiento económico, además de su mayor desarrollo y población que Moquegua. A esto se suma la construcción de la carretera interoceánica.

**Ilo:**

- El mayor costo de la energía es relativo ya que la mayor distancia a comparación de Mollendo son solo 130 kms. Esto elevaría solamente en un 2% el precio de la energía.
- Los grandes proyectos mineros de Moquegua superan el incremento de la demanda energética de sus equivalentes arequipeños, Quellaveco con 150 MW y las ampliaciones de Toquepala y Cuajone con 90MW.<sup>22</sup>
- A la industria minera de Moquegua se suma la industria pesquera más desarrollada que Arequipa.
- Ya que las necesidades de industria, transporte y uso doméstico por si solas no justifican la construcción del gasoducto, la construcción de esta planta permitiría que la industria, transporte y uso doméstico de Moquegua se beneficien del recurso gas natural. Este aspecto es de gran importancia ya que es parte de la política energética nacional y ha definido el recorrido del gasoducto sur peruano y su conclusión en el departamento de Moquegua.

**5. DISPONIBILIDAD DE RECURSOS**

Combustible: Gas Natural

Contenido de azufre: No tiene. No genera dióxido de azufre tampoco.

---

<sup>22</sup> Según el MINEM en las prospectivas de su “Documento Promotor 2012”, <http://www.minem.gob.pe/>

Medio de enfriamiento: Hay agua disponible de mar para enfriamiento.

Espacio: El espacio no es limitante.

## 6. CONDICIONES AMBIENTALES

De acuerdo a datos históricos de clima de la ciudad de Ilo se definieron las siguientes condiciones climáticas de temperatura, presión y humedad, las cuales serán la base de diseño. De la Tabla III-6 a la Tabla III-7 se muestran datos históricos de referencia, cuyos promedios se han usado para determinar las condiciones ambientales de diseño.

**Tabla III-6 Temperatura del Aire en Ilo Promedio, Mínima y Máxima Anual**

Año	Temperatura en °C		
	Prom.	Mín.	Máx.
2002	19.9	15.9	23.8
2003	19.9	15.8	24.6
2004	19.8	15.3	24.6
2005	19.8	16.5	24.3
2006	20.8	17.3	24.9
2007	18.7	14.8	24.6
2008	20.0	16.7	24.1
2009	20.5	16.2	24.9
2010	20.1	15.2	24.4
2011	20.4	16.7	24.4

Estación de medición Ilo, Moquegua, Latitud: 17°38'36" Sur, Longitud: 71°20'38" Oeste, Altitud: 5,0 m.s.n.m.

Fuente: Marina de Guerra del Perú - Dirección de Hidrografía y Navegación.

**Tabla III-7 Humedad Relativa en Ilo Promedio, Mínima y Máxima Anual**

Año	Humedad Relativa en %		
	Prom.	Mín.	Máx.
2002	89.2	82.0	93.0
2003	90.0	87.0	93.0
2004	83.0	68.0	87.0
2005	76.0	69.0	81.0

2006	80.0	72.0	87.0
2007	83.0	71.0	93.0
2008	77.0	71.0	79.0
2009	78.0	67.0	89.0
2010	78.0	71.0	87.0
2011	74.0	69.0	81.0

Estación de medición Ilo, Moquegua.

Fuente: Marina de Guerra del Perú - Dirección de Hidrografía y Navegación.

Tabla III-8 Temperatura Superficial del Mar en Ilo

Año	Temperatura Superficial del Agua de Mar en °C											
	Ene.	Feb.	Mar.	Abr.	May.	Jun.	Jul.	Ago.	Set.	Oct.	Nov.	Dic.
2002	16.09	16.20	16.89	16.39	16.04	14.96	14.63	14.46	14.60	15.05	15.39	16.14
2003	17.06	18.31	16.01	15.84	15.33	14.77	14.47	14.70	14.43	15.35	16.13	16.28
2004	16.85	16.06	16.48	15.88	15.32	14.77	14.46	14.30	14.80	14.97	15.60	16.99
2005	16.84	16.21	15.95	15.68	15.70	15.45	14.74	14.61	14.13	13.87	15.47	16.55
2006	16.24	16.80	15.79	15.39	15.80	15.66	15.91	15.03	14.83	14.96	15.66	16.17
2007	17.84	15.92	16.24	15.34	14.49	14.18	14.11	13.54	13.14	13.77	15.07	15.00
2008	16.31	14.96	15.67	15.53	15.17	15.21	15.79	15.27	14.92	13.92	15.49	15.96
2009	16.66	16.46	16.27	15.99	15.85	16.03	15.44	15.00	14.28	14.97	16.57	16.36
2010	17.45	17.88	17.06	16.78	16.04	15.08	13.92	13.77	13.75	13.72	14.35	14.10
2011	14.60	15.80	15.67	15.65	15.85	16.56	14.95	14.97	14.23	14.61	14.70	15.19

**Nota:** Laboratorio Regional de Ilo (17°38'S; 71°21'W).  
Fuente: Instituto del Mar del Perú (IMARPE).

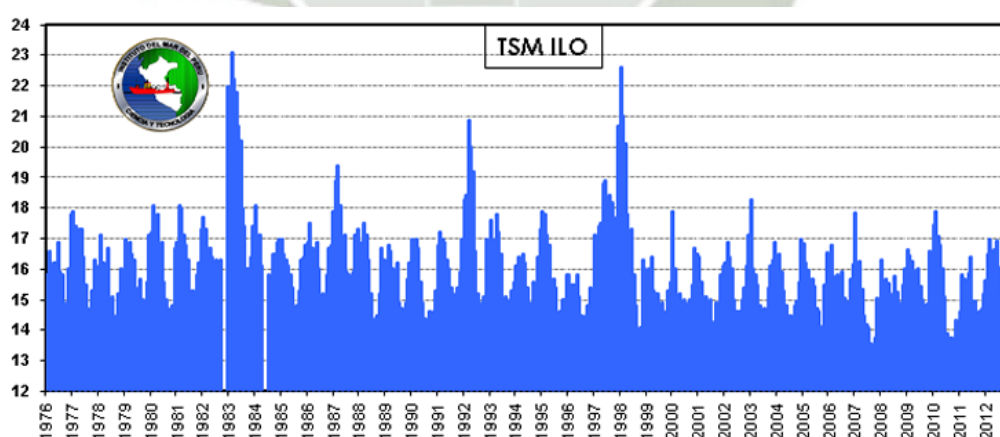


Figura III-4 Evolución de la Temperatura Superficial del Mar en Ilo (Fuente: IMARPE)

En resumen, las condiciones climáticas definidas para el diseño son:

**Tabla III-9 Condiciones Ambientales de Diseño**

Temperatura del aire:	20.0 °C
Presión:	101.3 kPa @ 25 m.s.n.m.
Humedad relativa:	81%
Temperatura del agua de mar:	15.5°C

## 7. REQUERIMIENTOS LEGALES SOBRE EMISIONES

Los requerimientos legales sobre emisiones son un parámetro que define el tipo y la calidad de la combustión. Según Osinergmin<sup>23</sup>, el requerimiento aplicable a esta actividad está determinado por el proyecto de decreto supremo “Aprobación de Límites Máximos Permisibles de Emisiones Gaseosas y Partículas para el Subsector Electricidad” (El Peruano, 13 de febrero de 2004). El mismo establece los siguientes límites:

**Tabla III-10 Límites Máximos Permisibles para Emisiones de Calderos y Turbinas a Gas a Combustible Sólido, Líquido o Gas, que Generan Potencia Igual o Mayor a 1.0 MW**

<b>Combustible</b>	<b>Partículas</b> (mg/m <sup>3</sup> a 11% O <sub>2</sub> )	<b>NO<sub>x</sub></b> (mg/m <sup>3</sup> a 11% O <sub>2</sub> )	<b>SO<sub>2</sub></b> (mg/m <sup>3</sup> a 11% O <sub>2</sub> )
Gas	100	200	700 o Combustible: < 0.7 S en masa
Líquido o Sólido	100 Opacidad < 20%	275	700 o Combustible líquido: < 0.7 S en masa Combustible sólido: < 1.5 S en masa

Nota: El límite de opacidad no se aplica durante los 30 primeros minutos de arranque y apagado de la fuente.

En cuanto a efluentes líquidos, un factor que debe tomarse en cuenta es el límite de variación de temperatura del agua de enfriamiento. La resolución directoral N°008-97-EM/DGAA “Aprobación de Niveles Máximos Permisibles para Efluentes Líquidos

<sup>23</sup> Osinergmin>>Normas Legales>>Normas del Sector Electricidad>>4. Normas de Seguridad y Medio Ambiente del Subsector Electricidad, <http://www.osinerg.gob.pe/newweb/pages/Publico/465.htm>

Producto de las Actividades de Generación, Transmisión y Distribución de Energía Eléctrica” establece, en su artículo 5°, lo siguiente:

**Tabla III-11 Variación máxima permitida de temperatura para efluentes líquidos productos de actividades de generación, transmisión y distribución de energía eléctrica**

Descarga	Temperatura máxima permitida	Punto de Medición
En ríos	Incremento máximo de 3°C	Radio de cinco veces el cauce en torno al punto de descarga
Al mar o lagos	No debe superar los 50°C	En punto de descarga



## CAPÍTULO IV - INGENIERÍA DEL PROYECTO

### 1. DEFINICIÓN DEL CONCEPTO DE CENTRAL

La central térmica de ciclo combinado que se va a diseñar deberá satisfacer las necesidades de mercado y se calculará sobre las condiciones descritas en el capítulo anterior.

El tipo de central será de dos turbinas de gas, cada una con su caldera recuperadora, una turbina de vapor y de eje múltiple.

El ciclo de vapor será de dos niveles de presión con una extracción en la turbina de vapor para precalentamiento de los tanques desaireadores.

En la Figura IV-1 se muestra el diagrama de proceso del concepto de central definido.

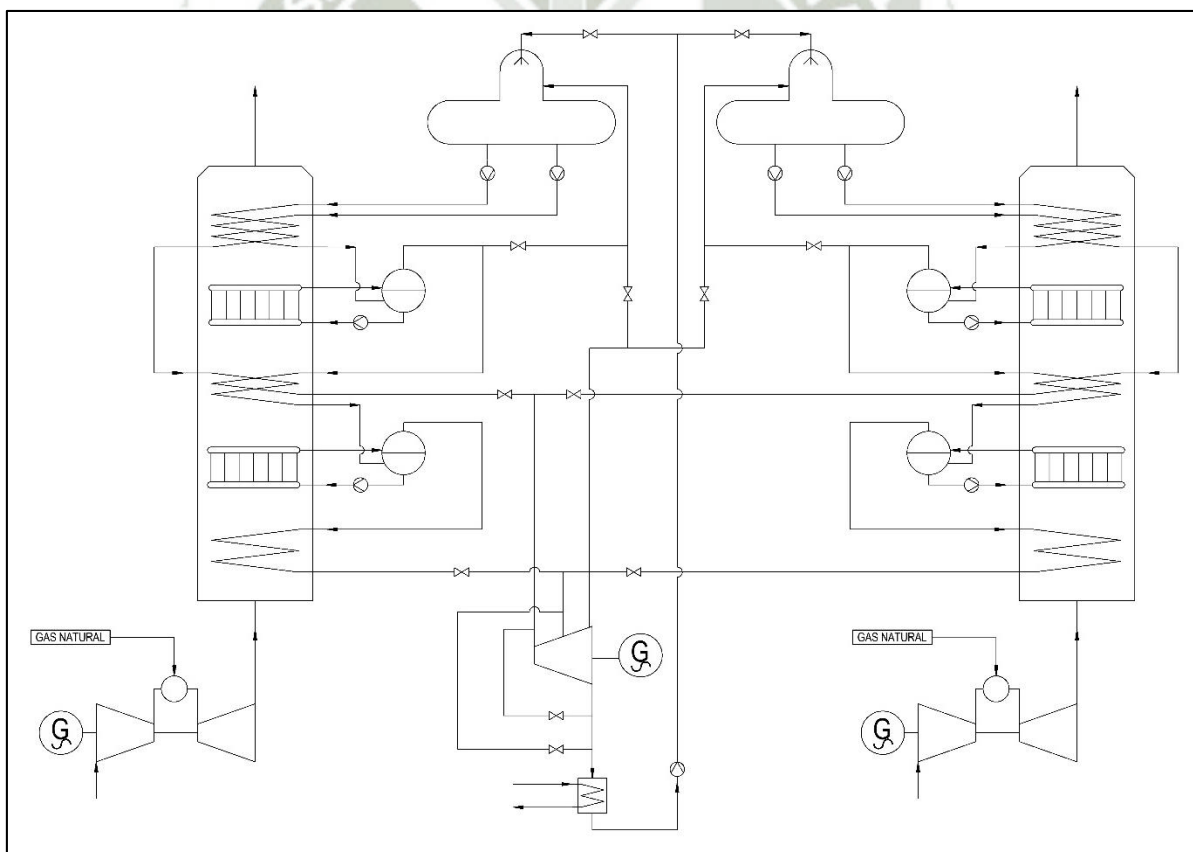


Figura IV-1 Diagrama de Proceso de la Central de Ciclo Combinado del Proyecto

## 2. CICLO DE GAS

Normalmente las centrales de ciclo combinado producen dos terceras partes de su potencia en el ciclo de gas. Para una potencia de 500 MW se buscarán dos turbinas de gas de 167 MW (+/- 20%, o sea de 134 a 200 MW).

Frequency	Type	Power Output (MW)																
		25	50	75	100	125	150	175	200	225	250	275	300	325	350	375		
50 Hz or 60 Hz	SGT-100	5																
	SGT-200	7																
	SGT-300	8																
	SGT-400	13																
		14																
	SGT-500	19																
	SGT-600	25																
	SGT-700	31																
	SGT-750	36																
	SGT-800	47																
50																		
50 Hz	SGT5-2000E									168								
	SGT5-4000F												292					
	SGT5-8000H															375		
60 Hz	SGT6-2000E							113										
	SGT6-5000F												208					
	SGT6-8000H															274		

Figura IV-2 Rango de Selección de Turbinas de Gas<sup>24</sup>

La turbina seleccionada es la Siemens SGT6-5000F, con las siguientes características:

Tabla IV-1 Características de la Turbina de Gas STG6-5000F<sup>25</sup>

Tipo de combustor:	DLN DRY
Combustible:	Gas natural
Salida neta de potencia:	205,900 kW
Consumo específico:	9,582 kJ/kWhr
Temperatura de gases de escape:	601°C

<sup>24</sup> Fuente: [www.siemens.com/energy](http://www.siemens.com/energy)

<sup>25</sup> Fuente: [www.siemens.com/energy](http://www.siemens.com/energy). A condiciones: Elevación: nivel del mar, 1.013 bar, 60% humedad relativa, Temperatura del aire: 15°C, generador enfriado por aire y factor de potencia de 0.9 .

Flujo másico de gases de escape:	1,814,400 kg/hr
Flujo másico de combustible:	39,400 kg/hr
Relación de compresión ( $\pi$ ):	17:1
Velocidad de la turbina:	3600 RPM
Dimensiones físicas	
Peso aprox.:	193,000 kg
Longitud:	10.1 m
Ancho:	4.0 m
Alto:	4.0 m

Los datos de fabricante se ajustarán a las condiciones de funcionamiento o condiciones de sitio por medio de las curvas de corrección proporcionadas por el fabricante:

- Temperatura del aire: 20 °C
- Presión: 101.3 kPa @ 25 m.s.n.m.
- Humedad relativa: 81%

**Curvas de corrección del fabricante:**

Con los datos de la Tabla IV-1 se corrigen los parámetros de funcionamiento de la turbina hallando la intersección con las curvas de corrección del fabricante de la Figura IV-3.

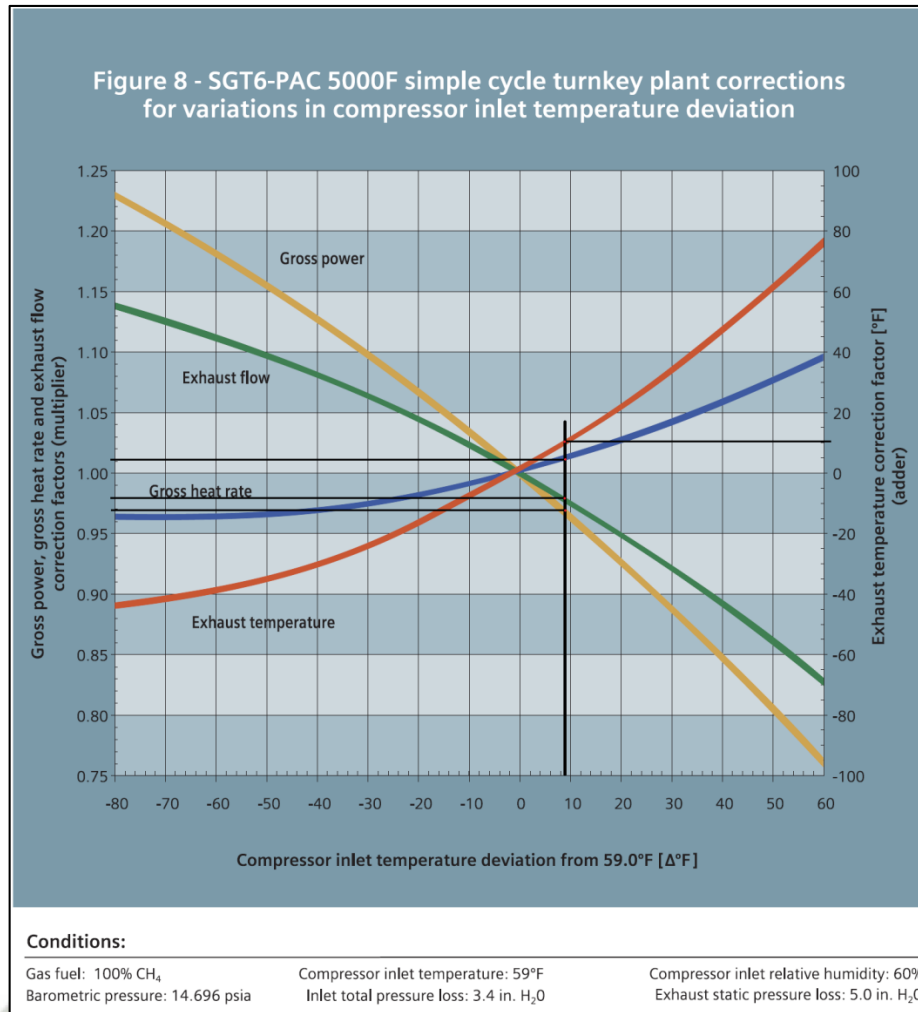


Figura IV-3 Correcciones de Planta para Variaciones en la Desviación de la Temperatura de Entrada al Compresor<sup>26</sup>

Los resultados son:

*Factor de corrección de potencia neta = 0.97*

*Factor de corrección de temperatura de escape = +10°F = +5.6°C*

*Factor de corrección de flujo másico de gases de escape = 0.98*

*Factor de corrección de consumo específico = 1.01*

<sup>26</sup> Fuente: [www.siemens.com/energy](http://www.siemens.com/energy)

Con estos datos se corrigen los parámetros de funcionamiento de cada turbina de gas:

$$\text{Potencia neta} = 205,900 \text{ kW} \times 0.97 = 199,723 \text{ kW}$$

$$\text{Temperatura de gases de escape} = 601^\circ\text{C} + 6^\circ\text{C} = 607^\circ\text{C}$$

$$\begin{aligned} \text{Flujo másico de gases de escape} &= 1,814,400 \text{ kg/hr} \times 0.98 = 1,778,112 \text{ kg/hr} \\ &= 493.92 \text{ kg/s} \end{aligned}$$

$$\text{Consumo específico} = 9,582 \text{ kJ/kWhr} \times 1.01 = 9,678 \text{ kJ/kWhr}$$

### **Eficiencia del ciclo de gas:**

La eficiencia del ciclo de gas se calcula con la fórmula:

$$\eta_{C.gas} = \frac{\dot{W}_{Net.GT}}{\dot{Q}_{GT}}$$

El calor aportado al ciclo es,

$$\dot{Q}_{GT} = 9,678 \frac{\text{kJ}}{\text{kWhr}} \times 199,723 \text{ kW} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{Q}_{GT} = 536,922 \text{ kW}$$

Con la potencia neta se calcula la eficiencia del ciclo:

$$\eta_{C.gas} = \frac{\dot{W}_{Net.GT}}{\dot{Q}_{GT}} = \frac{199,723 \text{ kW}}{536,922 \text{ kW}}$$

$$\eta_{C.gas} = 37.2\%$$

### **Flujo másico de combustible por turbina:**

$$\dot{m}_{GN} = 39,400 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \times \frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} = 10.94 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_{GN} = \frac{\dot{Q}_{GT}}{q_{LHV CH_4}} \times \frac{1}{\eta_{COMB.}} = \frac{536,922 \text{ kW}}{50,020 \text{ kJ/kg}} \times \frac{1}{\eta_{COMB.}} = 10.94 \text{ kg/s}$$

La eficiencia del combustor de la turbina de gas es,

$$\eta_{COMB.} = 98.12\%$$

$$\dot{m}_{GN} = 10.94 \text{ kg/s}$$

### 3. CICLO DE VAPOR Y RECUPERACIÓN DE CALOR

Como simplificación para el cálculo se evaluará el ciclo de vapor para cada caldera recuperadora de forma independiente, ya que se dispone de dos turbinas de gas y dos calderas recuperadoras iguales.

#### **Selección del Nivel de Alta Presión:**

De acuerdo a lo que se explicó en el Capítulo II. Aumentar la presión y la temperatura ofrece ventajas económicas que finalmente contribuyen a un menor precio del kWh, que es el parámetro determinante de cualquier diseño (aunque por la extensión de este trabajo no se pueda hacer un análisis de optimización detallado). Por tal motivo se seleccionará el mayor nivel de presión y temperatura que permita el flujo y temperatura de los gases de escape en el HRSG. Así se evaluará la caída entálpica en la turbina a mayor presión y temperatura que lo permitan los gases de escape de la turbina de gas, el rendimiento adiabático de la turbina de vapor, la humedad admitida por la misma y el vacío del condensador. De esta forma los parámetros determinantes para la selección de presión y temperatura de vapor vivo son:

$$\text{Gases de escape: } T_{ESCAPE} = 607 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Rendimiento adiabático de la turbina:  $\eta_{ST} = 88.5 \%$

Vacío del condensador:  $P_{COND.} = 5 \text{ kPa}$

Humedad admitida por la turbina:  $y = 14 \%$

Se evaluarán distintos escenarios para encontrar una temperatura y presión que se acerquen al máximo diferencial de temperatura del sobrecalentador del HRSG de  $25^\circ\text{C}$  como mínimo<sup>27</sup>. Este valor será referencial.

El esquema de un ciclo de potencia de vapor es el que se muestra a continuación:

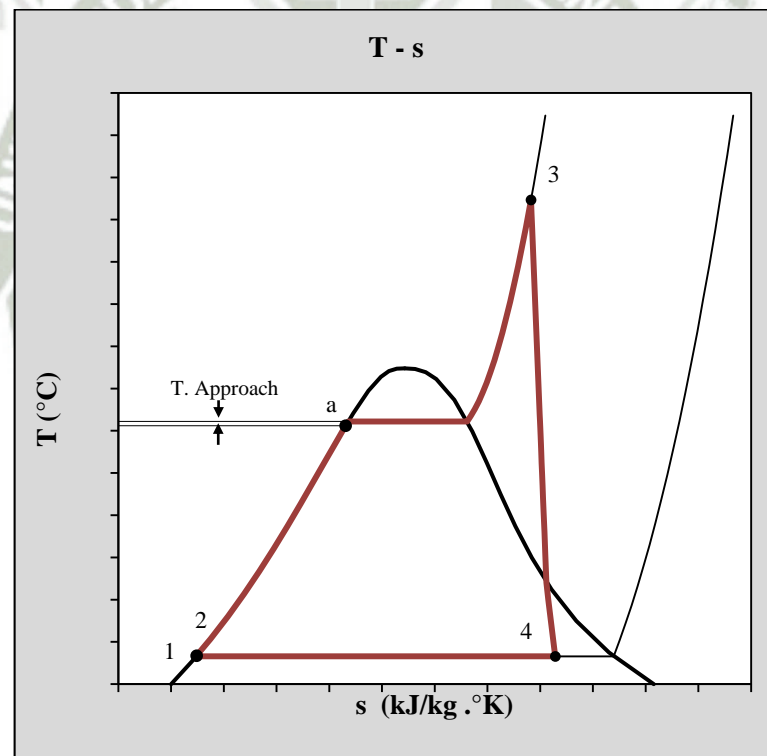


Figura IV-4 Diagrama T-s del Ciclo de Vapor de un sólo Nivel de Presión

Con los datos asumidos se pueden calcular la entalpía y entropía del punto 4:

<sup>27</sup> Fuente: Sabugal García Santiago, Gómez Moñux Florentino, Centrales Térmicas de Ciclo Combinado, Teoría y Proyecto, Madrid: Ediciones Díaz de Santos, 2006.

$$s_4 = s_{x=86\%,p=5kPa} = 7.285 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ K$$

$$h_4 = h_{x=86\%,p=5kPa} = 2221.4 \text{ kJ/kg}$$

Con una iteración simple o a través de un solver con propiedades y funciones termodinámicas se puede hallar el punto 3 que es lo que se quiere evaluar a distintos escenarios de presión para seleccionar el nivel de alta presión.

La eficiencia de la turbina es:

$$\eta_{ST} = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} = 88.5 \%$$

Las entalpías de los puntos 3 y 4s se evaluarán a distintos valores isoentrópicos para hallar el punto 3 que cuadre con la eficiencia de la turbina de 90.5%.

Por iteración a 120bar:

Con  $s_3 = 6.6 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ K$  :

$$h_3 = h_{s3,p=120bar} = 3437.3 \text{ kJ/kg},$$

$$h_{4s} = h_{s3,p=5kPa} = 2011.8 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{ST} = \frac{3437.3 - 2221.4}{3437.3 - 2011.8} = 85.3\%$$

Con  $s_3 = 6.7 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ K$  :

$$h_3 = h_{s3,p=120bar} = 3459.7 \text{ kJ/kg},$$

$$h_{4s} = h_{s3,p=5kPa} = 2073.0 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{ST} = \frac{3519.6 - 2221.4}{3519.6 - 2042.4} = 87.88\%$$

Interpolando los resultados, se evaluará con  $s_3 = 6.724 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{K}$

Con  $s_3 = 6.724 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{K}$  :

$$h_3 = h_{s3,p=120\text{bar}} = 3539.8 \text{ kJ/kg},$$

$$h_{4s} = h_{s3,p=5\text{kPa}} = 2049.8 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{ST} = \frac{3539.8 - 2221.4}{3539.8 - 2049.8} = 88.48\%$$

Interpolando nuevamente los resultados, se evaluará con  $s_3 = 6.725 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{K}$ , entropía con la que cuadra la curva de eficiencia de la turbina:

Con  $s_3 = 6.725 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{K}$  :

$$h_3 = h_{s3,p=120\text{bar}} = 3540.6 \text{ kJ/kg},$$

$$h_{4s} = h_{s3,p=5\text{kPa}} = 2050.1 \text{ kJ/kg}$$

$$\eta_{ST} = \frac{3540.6 - 2221.4}{3540.6 - 2050.1} = 88.5\%$$

De esta forma se evaluó a distintas presiones. Los resultados se muestran en la Tabla IV-2.

**Tabla IV-2 Resultados de Temperaturas de Vapor Vivo a diferentes Presiones**

P (kPa)	s (kJ/kg.°K)	h (kJ/kg)	T (°C)	$\Delta T$ ( $T_{G.ESCAPE} - T_{VAPOR VIVO}$ )
8,000	6.77	3,434.2	514.4	92.6
9,000	6.757	3,464.5	531.2	75.8
10,000	6.745	3,491.8	546.4	60.6

11,000	6.735	3,517.5	560.6	46.4
<b>12,000</b>	<b>6.725</b>	<b>3,540.6</b>	<b>573.5</b>	<b>33.5</b>

En la Figura IV-5 se muestra la curva de rendimiento adiabático o eficiencia isoentrópica de la turbina de vapor (o rendimiento adiabático) y la intersección a distintos valores de presión.

Se selecciona la presión de 120 bar para una temperatura de gases de escape de 607 °C. Se podría ir hasta un máximo de temperatura de vapor vivo en la línea de alta presión de 582°C, por lo que 120 bar como alta presión da una aceptable una temperatura de 573.5°C, a 33.5 °C de la temperatura de los gases de escape.

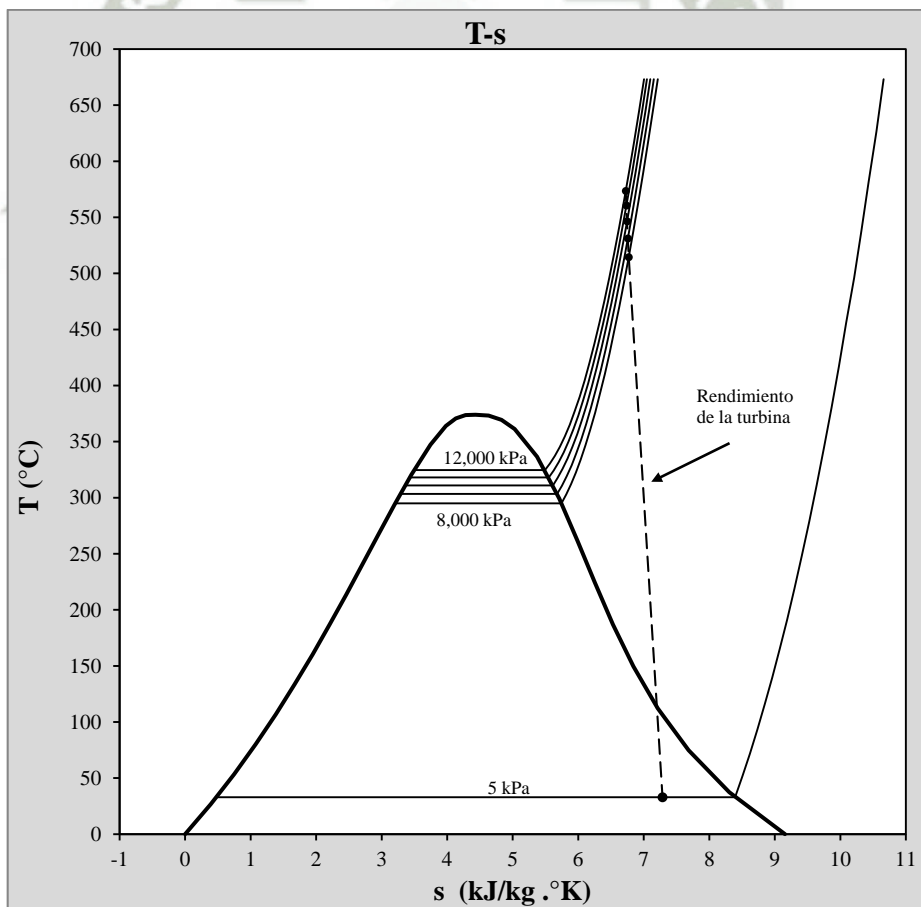


Figura IV-5 Diagrama T - s de la Intersección de la Curva de Rendimiento Adiabático de la Turbina a distintos niveles de Presión

Trabajo específico del ciclo:

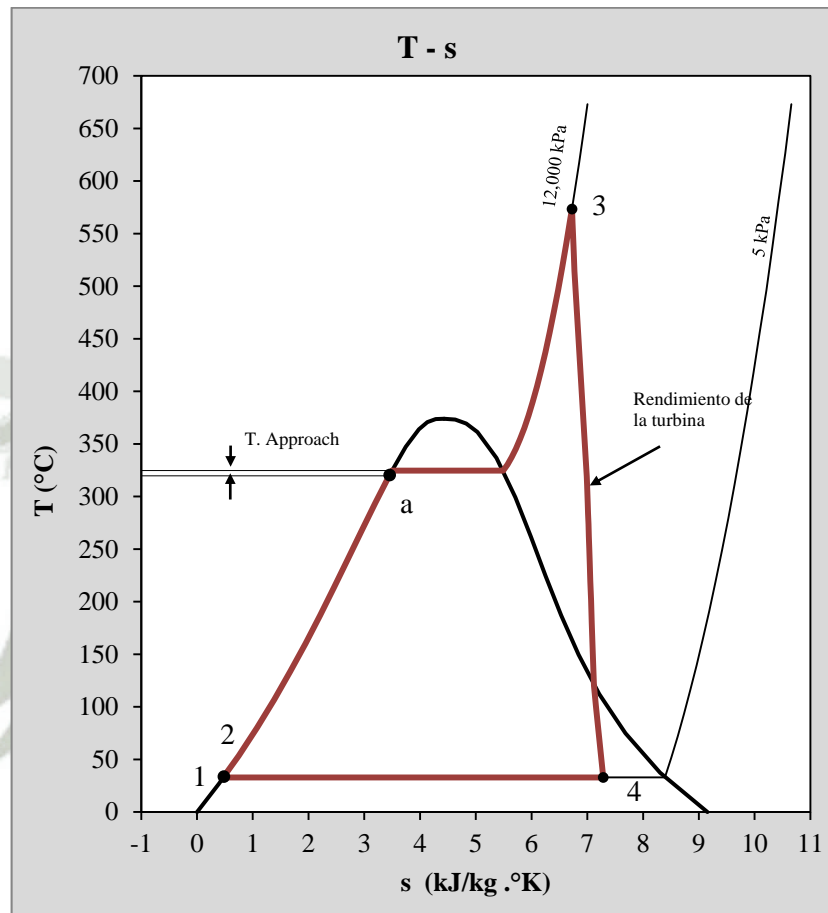


Figura IV-6 Diagrama T - s Resultados del Ciclo de Vapor

Para calcular el trabajo específico del ciclo se necesitan conocer las entalpías de los puntos “1”, “2”, “3” y “4”, según Figura IV-6. Los puntos “1”, “3”, y “4” son conocidos faltando solamente el punto “2”.

Para esto se calculará la potencia de la bomba de manera simplificada pero bastante aproximada con un 80% de eficiencia:

$$w_b \approx \frac{v * \Delta p}{\eta} = \frac{0.001 * (12,000 - 5)}{80\%}$$

$$w_b \approx 14.994 \text{ kJ/kg}$$

La entalpía del punto “2” sería:

$$h_2 = h_1 + w_b = 137.7 + 15.0 = 152.7 \text{ kJ/kg}$$

Entonces el trabajo específico neto sería:

$$w_{ST} = h_3 - h_4 = 3,540.6 - 2,221.4 = 1,319.2 \text{ kJ/kg}$$

$$w_{Net.ST} = w_{ST} - w_b = 1,319.2 - 15.0 = 1,304.2 \text{ kJ/kg}$$

#### **Transferencia de energía en el HRSG:**

La energía de los gases de escape se aprovecha en la caldera de recuperación de calor. El balance de energía correspondiente al calor cedido por los gases de escape desde la temperatura de escape de la turbina de gas hasta el pinch point, que es igual al calor ganado por el vapor de agua desde el calderín – desde el punto de aproximación – hasta la temperatura de vapor vivo, es el siguiente:

$$\dot{m}_v(h_3 - h_a) = \dot{m}_g(h_b - h_c)$$

Donde:

$\dot{m}_v$ : Flujo másico de vapor (kg/s)

$\dot{m}_g$ : Flujo másico de gases de escape (kg/s)

$h_3$ : Entalpía del vapor a presión y temperatura de vapor vivo (kJ/kg)

$h_a$ : Entalpía del vapor a presión de vapor vivo y temperatura de aproximación (kJ/kg)

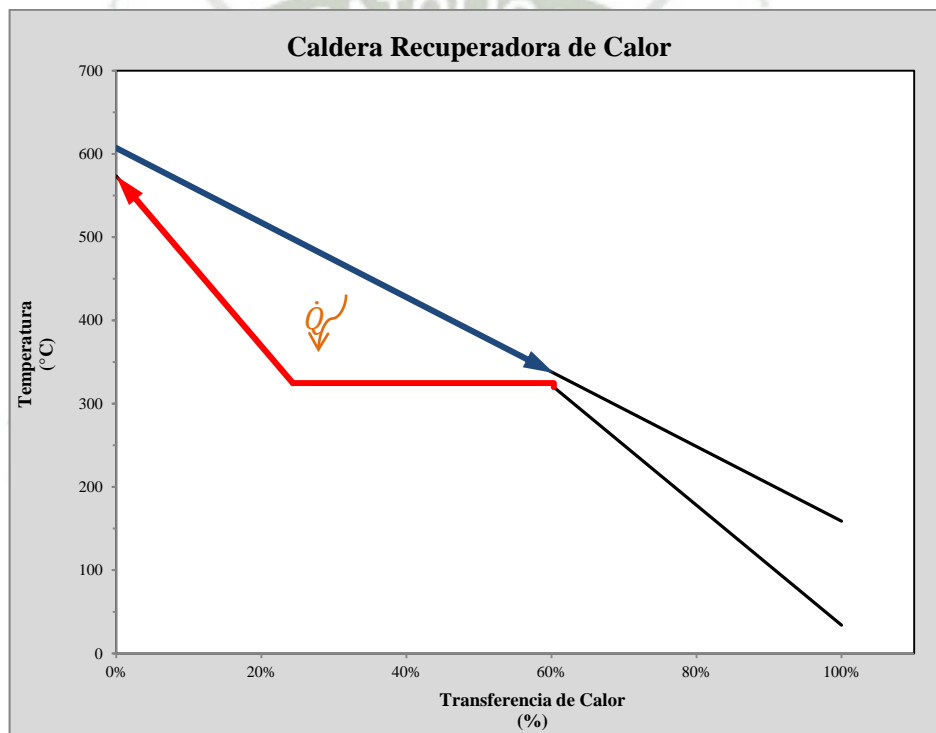
$h_b$ : Entalpía de los gases de escape a la salida de la turbina de gas (kJ/kg)

$h_c$ : Entalpía de los gases de escape a la temperatura de Pinch Point (kJ/kg)

Se asumen valores típicos de temperaturas de Pinch Point y Approach:

$$T_{Pinch\ Point} = 12^{\circ}C$$

$$T_{Approach} = 5^{\circ}C$$



**Figura IV-7 Perfil de Temperaturas en la Caldera Recuperadora, Transferencia de Calor hasta el Calderín**

Si la temperatura de saturación a 120 bar es  $324.7^{\circ}C$ , entonces la temperatura del vapor en el punto de aproximación es  $319.7^{\circ}C$  y la temperatura de los gases de escape en el punto de pellizco sería de  $336.7^{\circ}C$ . Con estos valores se pueden sacar todas las entalpías de tablas quedando el flujo másico de cada caldera:

$$\dot{m}_v(3,540.60 - 1,457.60) = 493.92(911.40 - 617.90)$$

$$\dot{m}_v = 69.59 \text{ kg/s}$$

De las dos calderas sería:

$$\dot{m}_{vT} = 139.18 \text{ kg/s}$$

### Potencia y eficiencia:

Multiplicando el flujo másico se puede hallar la potencia del ciclo de vapor y eficiencia.

Potencia del ciclo:  $\dot{W}_{ST} = 183,618.36 \text{ kW}$

Potencia de cada bomba:  $\dot{W}_b = 1,043.48 \text{ kW}$

Potencia neta del ciclo:  $\dot{W}_{Net.C.vap} = 181,531.4 \text{ kW}$

$$\eta_{C.vap} = \frac{\dot{W}_{Net.C.vap}}{\dot{Q}_{GT} * (1 - \eta_{C.gas})} = \frac{181,531.4 \text{ kW}}{2 * 536,922 \text{ kW} * (1 - 37.2 \%)}$$

$$\eta_{C.vap} = 26.92 \%$$

Además la eficiencia del ciclo combinado:

$$\eta_{C.C.} = \frac{\dot{W}_{Net.C.C.}}{\dot{Q}_{GT}} = \frac{2 * 199,723 \text{ kW} + 181,531 \text{ kW}}{2 * 536,922 \text{ kW}} = \frac{580,977 \text{ kW}}{1,073,844 \text{ kW}}$$

$$\eta_{C.C.} = 54.10 \%$$

### Temperatura de chimenea:

Para hallar la temperatura de chimenea se hace el balance de energía en la caldera recuperadora de calor desde el punto “2”, al ingreso del economizador, hasta el punto “3” de vapor vivo con los gases de escape hasta el punto de la chimenea:

$$\dot{m}_v(h_3 - h_2) = \dot{m}_g(h_b - h_{ch})$$

$$69.59(3,540.6 - 152.7) = 493.92(911.40 - h_{ch})$$

$$h_{ch} = 434.04 \text{ kJ/kg}$$

Con este valor se tiene una temperatura de chimenea de 159°C.

### Resumen de Resultados:

A continuación se resumen los resultados para las distintas presiones evaluadas. Como se observa, una mayor presión da como resultado una mayor eficiencia y se dispone de una temperatura de chimenea mayor para aprovechamiento de calor a más niveles de presión en la caldera recuperadora. Como se vio anteriormente para este caso el limitante es la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas.

Tabla IV-3 Evaluación de la Eficiencia del Ciclo a Distintos Niveles de Presión

Presión (kPa)	T. Chimenea (°C)	$\dot{W}_{Net.C.vap.}$ (kW)	$\eta_{C.vap}$	$\dot{W}_{Net.C.C.}$ (kW)	$\eta_{C.C.}$
8,000.00	139.4	179,819	26.56%	579,265	54.05%
9,000.00	145.0	180,466	26.65%	579,912	54.00%
10,000.00	150.1	180,924	26.72%	580,370	54.05%
11,000.00	154.7	181,320	26.78%	580,766	54.08%
<b>12,000.00</b>	<b>159.0</b>	<b>181,531</b>	<b>26.92%</b>	<b>580,977</b>	<b>54.10%</b>

### Selección del Nivel de Baja Presión

Para seleccionar el nivel de presión más óptimo se comenzará definiendo la temperatura de vapor vivo de baja presión que está limitada por la temperatura de aproximación de alta presión, es decir  $319.7^{\circ}\text{C}$ , como se ve en la Figura IV-8.

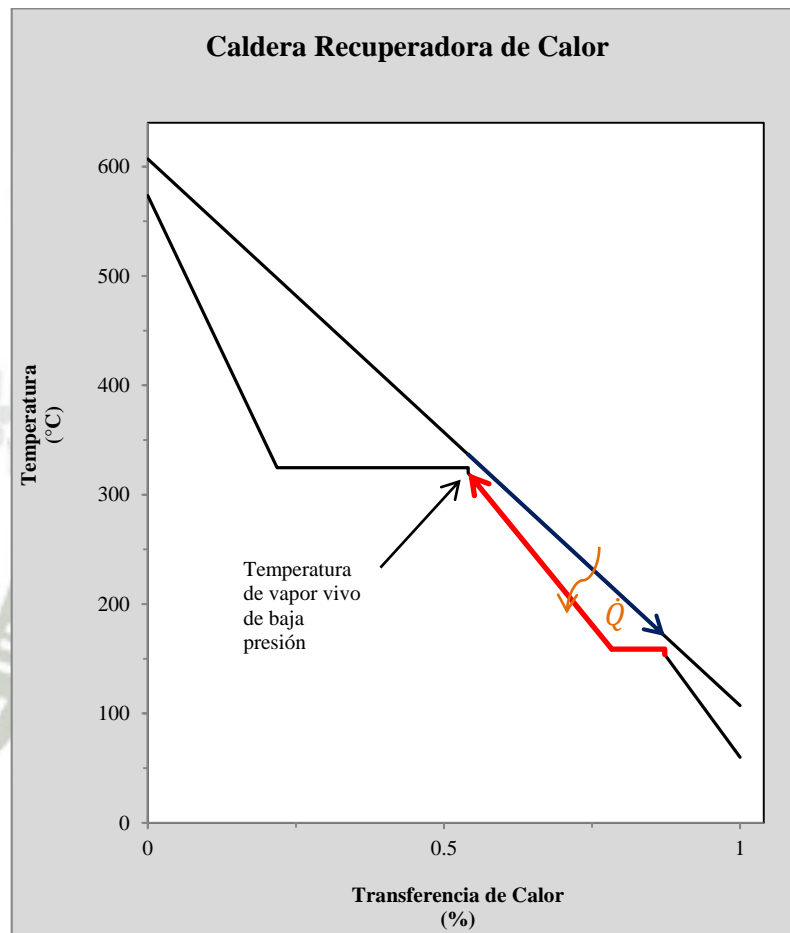


Figura IV-8 Perfil de Temperaturas en la Caldera Recuperadora, Transferencia de Calor desde la Entrada al Evaporador de Presión Alta hasta la entrada al Evaporador de Presión Baja

Con esta temperatura se hará un análisis a diferentes presiones para obtener el nivel que permita un mejor aprovechamiento del calor, es decir la máxima potencia de salida. De tablas se pueden obtener los valores de entalpía, siendo conocidos la presión, temperatura de vapor vivo y temperatura de saturación, para calcular el flujo másico del vapor por el circuito de baja presión.

El calor transferido por los gases de escape desde el punto de pellizco de alta presión hasta el punto de pellizco de baja presión es igual al calor ganado por el vapor desde la temperatura de aproximación de baja presión hasta la temperatura de aproximación de alta presión (306 °C), como se ve en la Figura IV-9 los segmentos entre las temperaturas de aproximación resaltados en de rojo.

En el siguiente cuadro se muestran los valores de entalpía de estos puntos tanto para el vapor a presión alta y presión baja como para los gases de escape:

**Tabla IV-4 Valores de Entalpía para Evaluación del Flujo Másico del Circuito de Presión Baja**

Presión (kPa)	T. Sat. °C	T1		T2		Circuito de Vapor de Presión Alta		Circuito de Vapor de Presión baja		GASES DE ESCAPE	
		T. Aprox. LP °C	T. Aprox. HP °C	Entalpía a T1	Entalpía a T2	Entalpía a T1	Entalpía a T2	T. en Pinch Point HP °C	Entalpía a T. PP HP kJ/kg	T. en Pinch Point LP °C	Entalpía a T. PP LP kJ/kg
101.3	100.0	95.0	319.7	407.1	1,456.9	398.0	3,113.7	336.7	617.9	112.0	386.2
200	120.2	115.2	319.7	491.9	1,456.9	483.4	3,111.4	336.7	617.9	132.2	406.7
300	133.5	128.5	319.7	548.0	1,456.9	540.0	3,109.1	336.7	617.9	145.5	420.2
400	143.6	138.6	319.7	590.9	1,456.9	583.6	3,106.8	336.7	617.9	155.6	430.5
500	151.8	146.8	319.7	625.8	1,456.9	618.5	3,104.5	336.7	617.9	163.8	438.9
600	158.8	153.8	319.7	655.8	1,456.9	648.8	3,102.2	336.7	617.9	170.8	446.0
700	165.0	160.0	319.7	682.4	1,456.9	675.7	3,099.9	336.7	617.9	177.0	452.3
800	170.4	165.4	319.7	706.5	1,456.9	699.2	3,097.5	336.7	617.9	182.4	458.0
900	175.4	170.4	319.7	727.2	1,456.9	721.1	3,095.1	336.7	617.9	187.4	463.0
1,000	179.9	174.9	319.7	746.8	1,456.9	740.8	3,092.8	336.7	617.9	191.9	467.6
1,100	184.1	179.1	319.7	765.0	1,456.9	759.3	3,090.4	336.7	617.9	196.1	471.9
1,200	188.0	183.0	319.7	782.0	1,456.9	776.6	3,088.0	336.7	617.9	200.0	475.9
1,300	191.6	186.6	319.7	797.8	1,456.9	792.5	3,085.5	336.7	617.9	203.6	479.6
1,718.8	204.9	199.9	319.7	856.3	1,456.9	852.0	3,075.2	336.7	617.9	216.9	493.2

Los valores de las temperaturas se han calculado con las temperaturas de aproximación y de punto de pellizco definidas anteriormente:

$$T_{Pinch\ Point} = 12^{\circ}C$$

$$T_{Approach} = 5^{\circ}\text{C}$$

La tabla termina con una presión de 1,718.8 kPa que es la máxima presión posible para el segundo nivel de presión, ya que a este valor y con 319.7°C se da la intersección con la caída entálpica de la turbina de vapor. Es decir que a una presión superior la humedad a la salida de la turbina sería mayor que la máxima admisible por la misma.

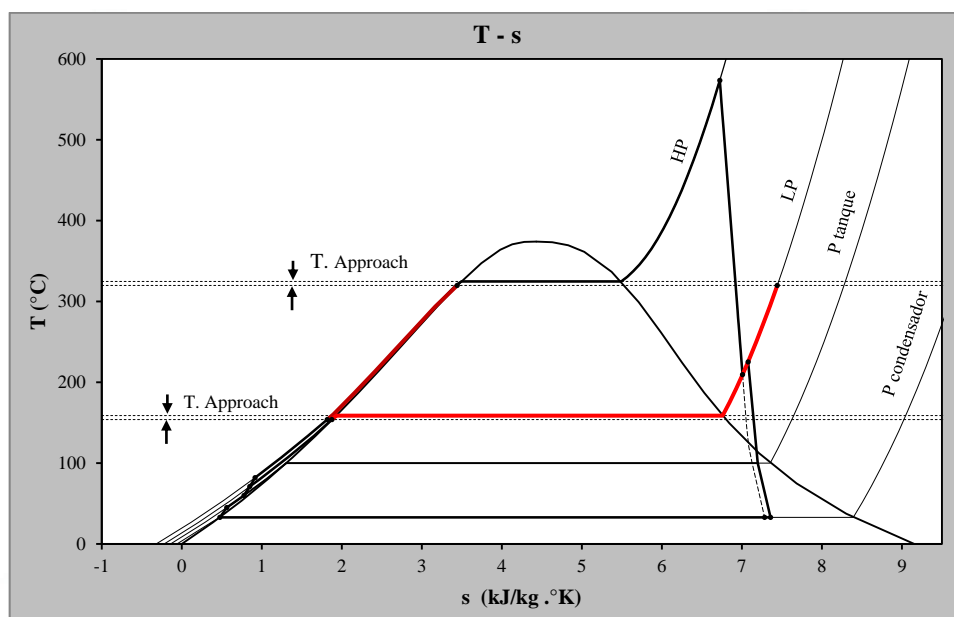


Figura IV-9 Diagrama T - s, Visualización del Proceso de Calentamiento a Presión Constante entre el Inicio del Evaporador de Presión Baja hasta el inicio del Evaporador del Presión Alta

Con los valores de la Tabla IV-4, haciendo el balance de energía en cada caldera recuperadora de calor se puede calcular el flujo másico:

$$\begin{aligned} \dot{m}_{vHP}(h_{HP\ AppHP} - h_{HP\ AppLP}) + \dot{m}_{vLP}(h_{LP\ AppHP} - h_{LP\ AppLP}) \\ = \dot{m}_g(h_{PP\ HP} - h_{PP\ LP}) \end{aligned}$$

Donde:

$\dot{m}_{vHP}$ : Flujo másico de vapor del circuito de presión alta de cada caldera (kg/s)

$h_{HP AppHP}$ : Entalpía del vapor a presión alta y temperatura de aproximación de presión alta (kJ/kg)

$h_{HP AppLP}$ : Entalpía del vapor a presión alta y temperatura de aproximación de presión baja (kJ/kg)

$\dot{m}_{vLP}$ : Flujo másico de vapor del circuito de presión baja de cada caldera (kg/s)

$h_{LP AppHP}$ : Entalpía del vapor a presión baja y temperatura de aproximación de presión alta (kJ/kg)

$h_{LP AppLP}$ : Entalpía del vapor a presión baja y temperatura de aproximación de presión baja (kJ/kg)

$\dot{m}_g$ : Flujo másico de gases de escape (kg/s)

$h_{PP HP}$ : Entalpía de los gases de escape a la temperatura de Pinch Point de presión alta (kJ/kg)

$h_{PP LP}$ : Entalpía de los gases de escape a la temperatura de Pinch Point de presión baja (kJ/kg)

Con el flujo másico calculado se puede hallar el punto “c” (Figura IV-10), de la mezcla de masas en la turbina, a la entrada de la sección de presión baja. Y con esto la nueva potencia de la turbina y la mejora en la humedad a la salida de la misma.

Para simplificar el cálculo se ha aproximado a 1% la potencia de bombeo (Potencia Neta):

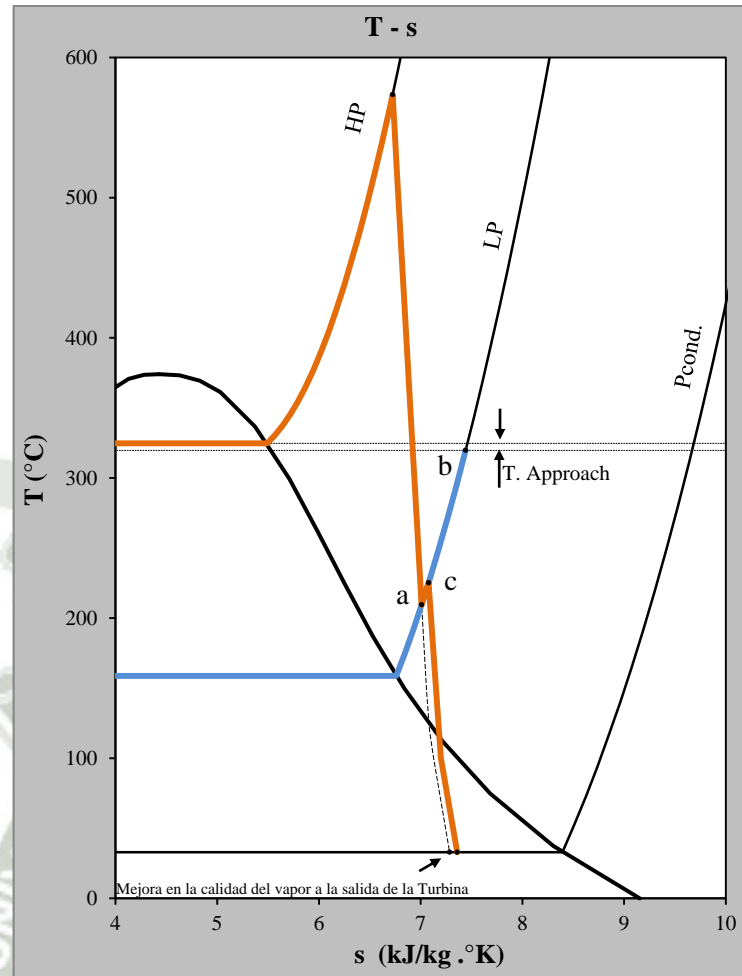


Figura IV-10 Diagrama T - s, Variación de la Caída Entálpica de la Turbina por la Inyección del Flujo de Presión Baja

Los resultados se muestran a continuación:

Tabla IV-5 Evaluación de la Eficiencia del Ciclo Combinado a Distintos Valores de Presión Baja

Presión (kPa)	Flujo másico de presión baja (por cada) kg/s	Flujo másico de presión baja (total) kg/s	Calidad x	Pot. Bruta del Ciclo de Vapor (kW)	Eficiencia del Ciclo de Vapor	Potencia Neta del Ciclo de Vapor (kW)	Potencia del Ciclo Combinado (kW)	Eficiencia del Ciclo Combinado
101.3	15.238	30.475	89%	197,444	29.28%	195,469	594,915	55.40%
200	14.139	28.278	88%	199,469	29.58%	197,475	596,921	55.59%
300	13.387	26.775	88%	200,361	29.71%	198,357	597,803	55.67%
400	12.798	25.596	87%	200,699	29.76%	198,692	598,138	55.70%
500	12.298	24.595	87%	200,851	29.78%	198,843	598,289	55.71%
<b>600</b>	<b>11.883</b>	<b>23.765</b>	<b>87%</b>	<b>200,885</b>	<b>29.79%</b>	<b>198,877</b>	<b>598,323</b>	<b>55.72%</b>
700	11.506	23.011	87%	200,810	29.78%	198,802	598,248	55.71%
800	11.155	22.311	87%	200,702	29.76%	198,695	598,141	55.70%
900	10.836	21.672	87%	200,590	29.74%	198,585	598,031	55.69%

1,000	10.551	21.103	87%	200,004	29.66%	198,004	597,450	55.64%
1,100	10.278	20.557	86%	200,133	29.68%	198,132	597,578	55.65%
1,200	10.023	20.046	86%	199,994	29.66%	197,994	597,440	55.64%
1,300	9.786	19.572	86%	199,759	29.62%	197,761	597,207	55.61%
1,718.8	8.903	17.806	86%	198,829	29.48%	196,840	596,286	55.53%

Como se ve en la Tabla IV-5, la presión más óptima, que resulta en la mejor eficiencia del ciclo combinado es 6 bar y es la que se selecciona para el ciclo.

### **Balance Térmico del Ciclo Combinado**

Habiendo seleccionado la presión de alta y baja más óptimas a las condiciones específicas del proyecto y turbina de gas se terminará de hacer el balance térmico de todo el ciclo, o lo que falta de él, es decir de la potencia de bombas, agua de enfriamiento del condensador, flujo másico del agua de extracción para calentamiento del tanque desaireador, transferencia de calor en la última sección de la caldera recuperadora y temperatura de chimenea.

### **Extracción de agua para calentamiento**

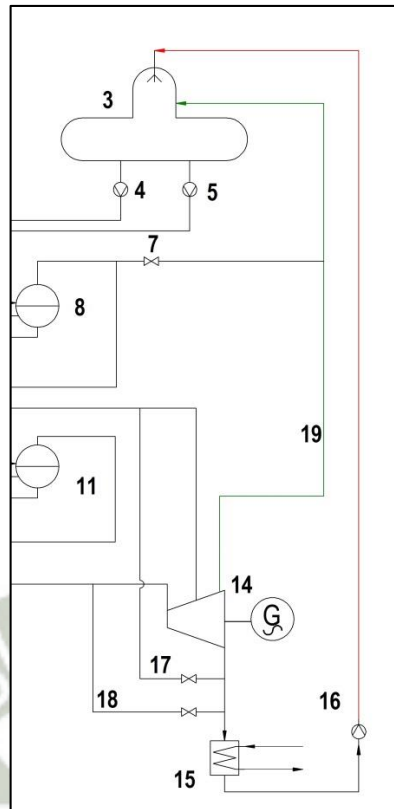


Figura IV-11 Flujos de ingreso al Tanque Desaireador

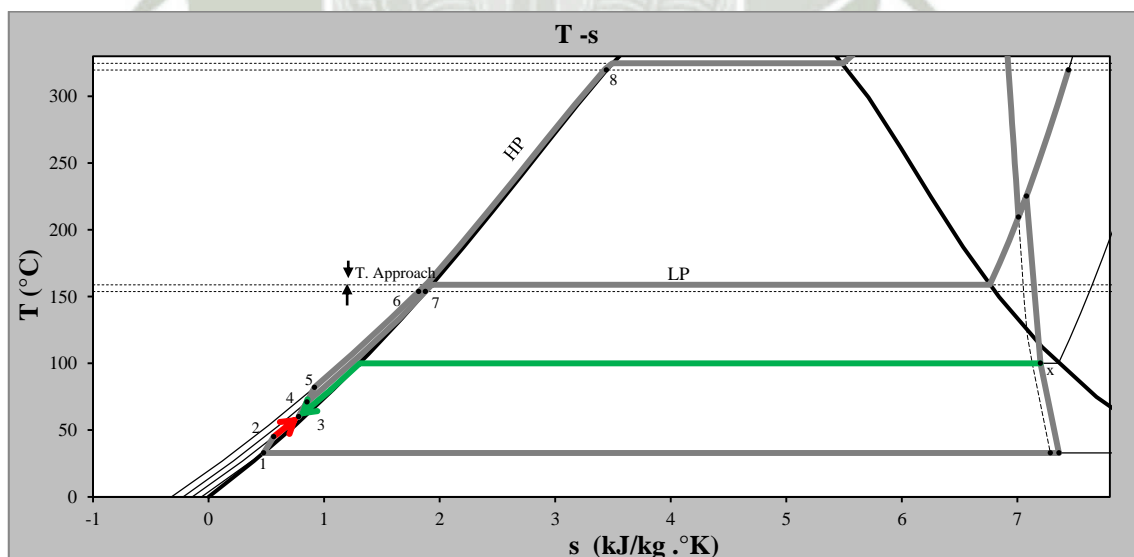


Figura IV-12 Diagrama T – s, Proceso de Mezcla del Agua desde la Bomba de Condensado y el Agua de Extracción para Pre calentamiento

Se hará una extracción en la turbina de vapor a 1 atm para subir la temperatura del tanque desaireador. Se deberá elevar la temperatura del agua desde la temperatura de salida de la bomba de condensado, casi a la temperatura de saturación a 5 kpa (33°C) hasta 60°C. El flujo másico de la extracción de agua  $\dot{m}_x$  se calcula de la siguiente manera, para cada tanque de agua (el valor verdadero sería el doble):

$$\dot{Q}_{2 a 3} = -\dot{Q}_{x a 3}$$

$$(\dot{m}_{vHP} + \dot{m}_{vLP} - \dot{m}_x)(h_3 - h_2) = -\dot{m}_x(h_3 - h_x)$$

Donde:

$\dot{m}_x$ : Flujo másico del agua extraída de la turbina para precalentamiento de cada tanque de agua (kg/s)

$h_x$ : Entalpía en el punto de extracción, retorno hacia el tanque desaireador, a 1atm, 100°C y con una calidad del 97% (kJ/kg)

$h_3$ : Entalpía del agua a la presión del tanque desaireador a la temperatura a la cual se quiere llegar, 60°C (kJ/kg)

$\dot{m}_{vHP}$ : Flujo másico de vapor del circuito de presión alta de cada caldera (kg/s)

$\dot{m}_{vLP}$ : Flujo másico de vapor del circuito de presión baja de cada caldera (kg/s)

$h_2$ : Entalpía del agua a la salida de la bomba de condensado (kJ/kg)

Así queda:

$$(69.59 + 11.88 - \dot{m}_x)(251.2 - 138) = -\dot{m}_x(251.2 - 2617.5)$$

$$\dot{m}_x = 3.73 \text{ kg/s}$$

El flujo másico total extraído de la turbina de vapor sería:

$$\dot{m}_{xT} = 7.45 \text{ kg/s}$$

### Agua de enfriamiento del condensador

Los valores del agua de enfriamiento y vapor condensado en el condensador se muestran tabulados a continuación. Se ha definido una temperatura de aproximación de 8°C por lo que el agua de enfriamiento se retorna al mar a una temperatura de 24.9°C.

Tabla IV-6 Valores del vapor de agua y agua de enfriamiento en el condensador

	Lado vapor		Lado agua de enfriamiento	
	Entrada	Salida	Entrada	Salida
T (°C)	32.9	32.9	15.5	24.9
h (kJ/kg)	2,243.9	137.7	65.3	104.6
$\dot{m}$ (kg/s)	155.50	155.50	8,334	8,334

El flujo másico de vapor a la salida de la turbina sería la suma de los flujos de alta y baja presión menos el flujo extraído para precalentamiento de los tanques desairadores de agua de alimentación:

- Flujo másico de alta presión:  $\dot{m}_{vHPT} = 139.19 \text{ kg/s}$
- Flujo másico de baja presión:  $\dot{m}_{vLPT} = 23.77 \text{ kg/s}$
- Flujo másico de extracción para precalentamiento:  $\dot{m}_{xT} = 7.45 \text{ kg/s}$
- Total flujo másico a la salida de la turbina de vapor:  $\dot{m}_{vT} = 155.50 \text{ kg/s}$

El flujo másico de agua de enfriamiento de la Tabla IV-6 ha sido calculado aplicando estos valores a la fórmula ( II-30 ):

$$155.5(137.7 - 2243.9) + \dot{m}_r(104.6 - 65.3) = 0$$

$$\dot{m}_r = 8,334 \text{ kg/s}$$

## Trabajo de las bombas

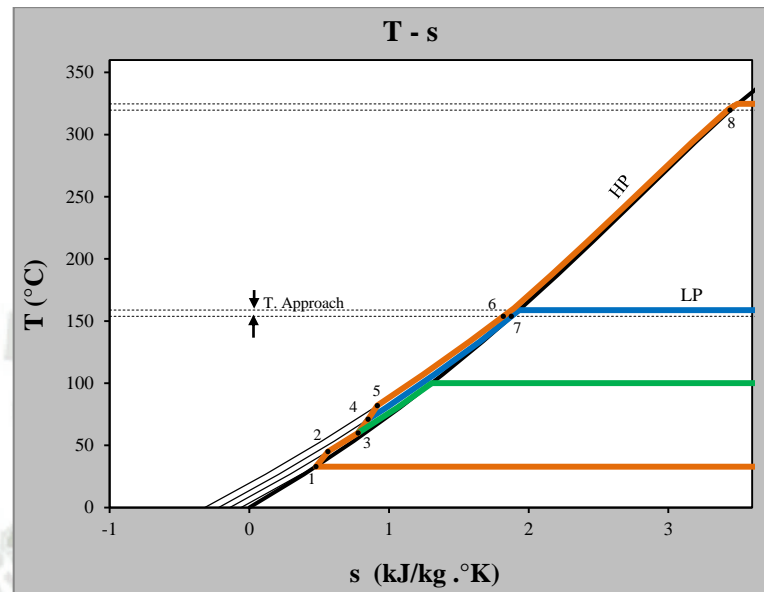


Figura IV-13 Diagrama T – s, Ampliación para Visualización del Trabajo de Bombas

Teniendo todos los flujos másicos se puede calcular el trabajo de las bombas de cada caldera recuperadora:

El trabajo específico sería:

Para la bomba de condensado:

$$w_{B.cond} \approx \frac{v * \Delta_P}{\eta} = \frac{0.001 * (101.3 - 5)}{80\%} \approx 0.1204 \text{ kJ/kg}$$

Para la bomba de presión baja:

$$w_{B.LP} \approx \frac{v * \Delta_P}{\eta} = \frac{0.001 * (600 - 101.3)}{80\%} \approx 0.62 \text{ kJ/kg}$$

Para la bomba de presión alta:

$$w_{B.HP} \approx \frac{v * \Delta_P}{\eta} = \frac{0.001 * (12,000 - 101.3)}{80\%} \approx 14.873 \text{ kJ/kg}$$

Para la bomba de agua de enfriamiento:

$$w_{B.R} \approx \frac{v * \Delta_P}{\eta} = \frac{0.001 * (300 - 101.3)}{80\%} \approx 0.248 \text{ kJ/kg}$$

Trabajo de las bombas:

Con los trabajos específicos y flujos másicos se calculan todos los trabajos de las bombas.

$$\dot{W}_{B.cond} = w_{B.cond}(\dot{m}_{vHPT} + \dot{m}_{vLPT} - \dot{m}_{xT}) = 0.1204(155.5) = 18.72 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{B.LP} = w_{B.LP}(\dot{m}_{LP}) = 0.6234(11.883) = 7.41 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{B.HP} = w_{B.HP}(\dot{m}_{HP}) = 14.873(69.59) = 1,035.11 \text{ kW}$$

$$\dot{W}_{B.R} = w_{B.R}(\dot{m}_r) = 0.2484(8,334) = 2,069.92 \text{ kW}$$

Trabajo total de bombeo:

$$\dot{W}_{B.Total} = \dot{W}_{B.cond} + 2 \times \dot{W}_{B.LP} + 2 \times \dot{W}_{B.HP} + \dot{W}_{B.R} = 4,173.7 \text{ kW}$$

### Potencia y eficiencia

De la siguiente suma de caídas entálpicas se tiene la potencia bruta del ciclo de vapor:

$$\dot{m}_{vHPT}(h_{HP} - h_a) + (\dot{m}_{vHPT} + \dot{m}_{vLPT})(h_c - h_x) + (\dot{m}_{vHPT} + \dot{m}_{vLPT} - \dot{m}_{xT})(h_x - h_{eT})$$

Donde:

$\dot{m}_{vHPT}$ : Flujo másico total de vapor del circuito de presión alta (kg/s)

$h_{HP}$ : Entalpía de vapor vivo de presión alta (kJ/kg)

$h_a$ : Entalpía al final de la sección de alta presión de la turbina de vapor (kJ/kg)

$\dot{m}_{vLPT}$ : Flujo másico total de vapor del circuito de presión baja (kg/s)

$h_c$ : Entalpía al inicio de la sección de baja presión de la turbina de vapor, mezcla con el flujo de baja presión (kJ/kg)

$h_x$ : Entalpía en el punto de extracción, retorno hacia el tanque desaireador, a 1atm, 100°C  
y con una calidad del 97% (kJ/kg)

$\dot{m}_{xT}$ : Flujo másico total del agua extraída de la turbina para precalentamiento (kg/s)

$h_{eST}$ : Entalpía a la salida de la turbina de vapor (kJ/kg)

Así se tiene:

$$139.19(3,540.6 - 2,870.3) + (139.19 + 23.765)(2,904.12 - 2,617.15) \\ + (139.19 + 23.765 - 7.45)(2,617.5 - 2,243.9) = 198,102 kW$$

Restando el trabajo de bombas se tiene:

$$\dot{W}_{ST} = 198,102 kW$$

$$\dot{W}_{B.Total} = 4,174 kW$$

$$\dot{W}_{Net.C.vap} = 193,928 kW$$

$$\eta_{C.vap} = \frac{\dot{W}_{Net.C.vap}}{\dot{Q}_{GT} * (1 - \eta_{C.gas})} = \frac{193,928 kW}{1,073,844 kW * (1 - 37.20 \%)}$$

$$\eta_{C.vap} = 28.76 \%$$

Además la eficiencia del ciclo combinado:

$$\dot{W}_{Net.C.C.} = 2 \times 199,723 kW + 193,928 kW = 593,374 kW$$

$$\eta_{C.C.} = \frac{\dot{W}_{Net.C.C.}}{\dot{Q}_{GT}} = \frac{593,374 kW}{2 \times 536,922 kW}$$

$$\eta_{C.C.} = 55.26 \%$$

Para comparar estos valores con los obtenidos en el ciclo de un solo nivel de presión se debería extraer el trabajo de las bombas de agua de enfriamiento con lo que se tiene 593,364 kW y 55.26% de eficiencia contra 580,977 kW y 54.1%. Es decir que el segundo nivel de presión ha logrado aprovechar 12.4 MW más y aumentar en 1.16% la eficiencia de la planta.

### Temperatura de chimenea

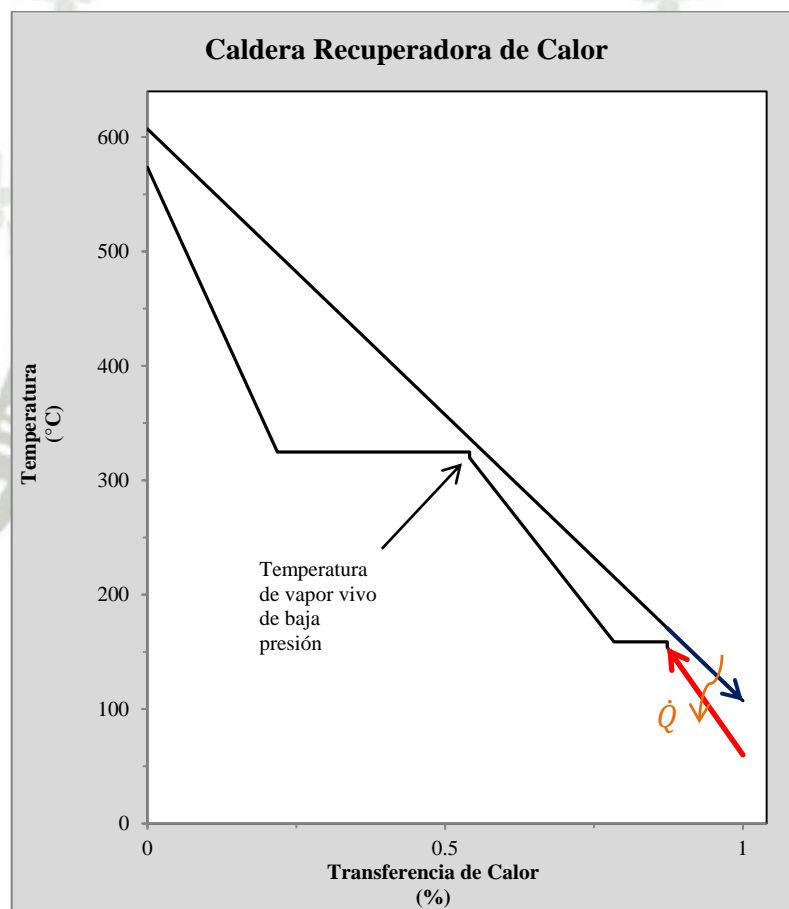


Figura IV-14 Perfil de Temperaturas de la Caldera Recuperadora, Transferencia de Calor en el Economizador hasta la Chimenea

Para calcular la temperatura de chimenea se hará el balance de transferencia de energía en la última sección de la caldera recuperadora, o sea en el economizador de presión alta y baja:

$$\dot{Q}_{5 a 6} + \dot{Q}_{4 a 7} = -\dot{Q}_{PPLP a Chimenea}$$

$$\dot{m}_{vHP}(h_6 - h_5) + \dot{m}_{vLP}(h_7 - h_4) = -\dot{m}_g(h_{Ch} - h_{PPLP})$$

Donde:

$\dot{m}_g$ : Flujo másico de gases de escape (kg/s)

$h_{Ch}$ : Entalpía de los gases de escape en la chimenea, al final del HRSG (kJ/kg)

$h_{PPLP}$ : Entalpía de los gases de escape a la temperatura de Pinch Point de presión baja, es decir al final del calderín de baja presión. (kJ/kg)

$\dot{m}_{vHP}$ : Flujo másico de agua del circuito de presión alta, es decir la que circula por el economizador de presión alta (kg/s)

$h_6$ : Entalpía del agua a la salida del economizador de presión alta (kJ/kg)

$h_5$ : Entalpía del agua en la entrada del economizador de presión alta o a la salida de la bomba de presión alta (kJ/kg)

$\dot{m}_{vLP}$ : Flujo másico de agua del circuito de presión baja, es decir la que circula por el economizador de presión baja (kg/s)

$h_7$ : Entalpía del agua a la salida del economizador de presión baja (kJ/kg)

$h_4$ : Entalpía del agua en la entrada del economizador de presión baja o a la salida de la bomba de presión baja (kJ/kg)

Como se conocen todas las temperaturas, excepto la de chimenea:

$$69.59(655.8 - 266.07) + 11.883(648.8 - 251.82) = -493.92(h_{Ch} - 446)$$

Despejando:

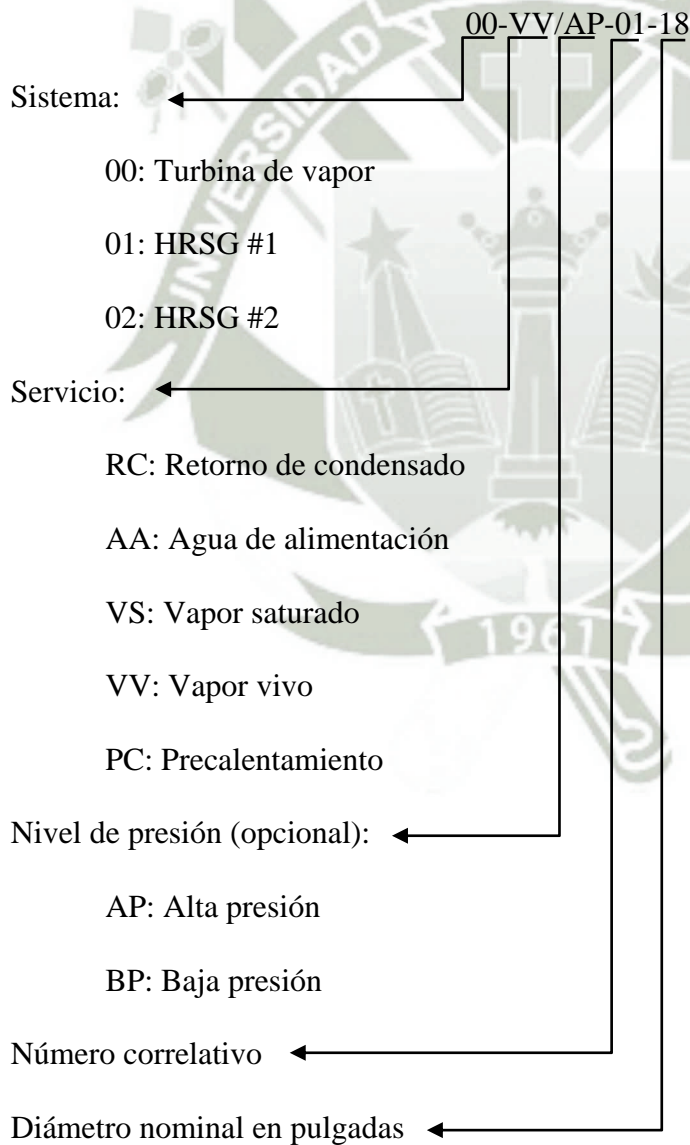
$$h_{CH} = 381.5 \text{ kJ/kg}$$

Con este valor se tiene que la temperatura de chimenea es:  $T_{CH} = 107.3 \text{ }^\circ\text{C}$

## 4. TUBERÍAS

### 4.1. Lista de líneas

Se ha definido un sistema de nomenclatura de líneas por motivos de orden que se muestra a continuación:



Las tuberías principales se han numerado y listado en la tabla donde se muestran el origen y fuente de cada línea:

**Tabla IV-7 Lista de líneas**

Sist.	Línea #	Servicio	Fuente	Destino
00	00-VV/BP-01-24	Vapor vivo BP	Troncal BP hacia ST	Turbina de Vapor BP
00	00-VV/AP-01-18	Vapor vivo AP	Troncal AP hacia ST	Turbina de Vapor AP
00	00-PC-01-28	Pre calentamiento tanque desaireador	Turbina de Vapor	Ramales de pre calentamiento a tanques desaireadores
00	00-RC-01-20	Retorno de condensado	Condensador	Bomba de condensado
00	00-RC-02-12	Retorno de condensado	Bomba de condensado	Ramales de condensado a tanques desaireadores
01	01-AA/BP-01-3	Agua de alimentación BP	Tanque Desaireador	Bomba BP
01	01-AA/BP-02-3	Agua de alimentación BP	Bomba BP	Economizador BP
01	01-AA/BP-03-3	Agua de alimentación BP	Economizador BP	Calderín BP
01	01-VS/BP-01-16	Vapor saturado BP	Calderín BP	Sobrecalentador BP
01	01-VV/BP-01-16	Vapor vivo BP	Sobrecalentador BP	Troncal BP hacia ST
01	01-AA/AP-01-8	Agua de Alimentación AP	Tanque Desaireador	Bomba AP
01	01-AA/AP-02-8	Agua de Alimentación AP	Bomba AP	Economizador AP 1
01	01-AA/AP-03-10	Agua de Alimentación AP	Economizador AP 1	Economizador AP 2
01	01-AA/AP-04-10	Agua de Alimentación AP	Economizador AP 2	Calderín AP
01	01-VS/AP-01-10	Vapor saturado AP	Calderín AP	Sobrecalentador AP
01	01-VV/AP-01-12	Vapor vivo AP	Sobrecalentador AP	Troncal AP hacia ST
01	01-PC-01-20	Pre calentamiento tanque desaireador	Ramales de pre calentamiento a tanques desaireadores	Tanques desaireadores
01	01-RC-01-8	Retorno de condensado	Ramales de condensado a tanques desaireadores	Tanque Desaireador
02	02-AA/BP-01-3	Agua de Alimentación BP	Tanque Desaireador	Bomba BP
02	02-AA/BP-02-3	Agua de Alimentación BP	Bomba BP	Economizador BP
02	02-AA/BP-03-3	Agua de Alimentación BP	Economizador BP	Calderín BP
02	02-VS/BP-01-16	Vapor saturado BP	Calderín BP	Sobrecalentador BP
02	02-VV/BP-01-16	Vapor vivo BP	Sobrecalentador BP	Troncal BP hacia ST
02	02-AA/AP-01-8	Agua de Alimentación AP	Tanque Desaireador	Bomba AP
02	02-AA/AP-02-8	Agua de Alimentación AP	Bomba AP	Economizador AP 1
02	02-AA/AP-03-10	Agua de Alimentación AP	Economizador AP 1	Economizador AP 2
02	02-AA/AP-04-10	Agua de Alimentación AP	Economizador AP 2	Calderín AP
02	02-VS/AP-01-10	Vapor saturado AP	Calderín AP	Sobrecalentador AP
02	02-VV/AP-01-12	Vapor vivo AP	Sobrecalentador AP	Troncal AP hacia ST

02	02-PC-01-20	Pre calentamiento tanque desaireador	Ramales de pre calentamiento a tanques desaireadores	Tanques desaireadores
02	02-RC-01-8	Retorno de condensado	Ramales de condensado a tanques desaireadores	Tanque desaireador

#### 4.2. Material y espesor de tuberías

Se han establecido cinco clases de materiales de tuberías con sus respectivas clasificaciones ASME de acuerdo a las distintas características de presión y temperatura. Los accesorios para cada clase deberán ser compatibles con la clasificación ASME, material y espesor de los tubos.

Tabla IV-8 Clase de tuberías

Clase	Material	SCH	Clase ASME	Servicio
A	Acero al carbono ASME A53 Gr B Smls	STD	CL 150	Líneas de succión de bombas, línea de baja presión hasta el sobrecalentador.
B	Acero al carbono ASME A53 Gr B Smls	STD	CL 300	Línea de vapor vivo de baja presión.
C	Acero al carbono ASME A106 Gr C	160	CL 1500	Línea de alta presión hasta el sobrecalentador.
D	Acero al Cromo Molibdeno ASME A335 P91	160	CL 2500	Línea de vapor vivo de alta presión.

#### 4.3. Diámetro de tuberías

Las tuberías se dimensionarán por velocidad recomendada de fluido como se vio en el Capítulo II. A continuación se muestran los valores de velocidad tomados para el cálculo:

- Succión e la bomba de condesado: 1 m/s
- Descarga de la bomba de condensado: 3 m/s

- Succión de bombas de alimentación: 3 m/s
- Descarga de bombas de alimentación: 3 m/s
- Sistema de circulación de agua: 3 m/s
- Vapor saturado: 35 m/s
- Vapor sobrecalentado: 50 m/s

Para calcular el diámetro interior mínimo en el que se cumpla las condiciones de velocidad de diseño se utilizará la siguiente fórmula. El caudal se calcula por el producto del volumen específico obtenido de tablas de acuerdo al estado del vapor de agua en cada línea.

$$D = \sqrt{\frac{4 \dot{V}}{\pi u}}$$

$$\dot{V} = \dot{m}_s v_g$$

Donde,

$D$ : Diámetro interno de la tubería (m)

$\dot{V}$ : Caudal (m<sup>3</sup>/s)

$u$ : Velocidad del flujo (m/s)

$\dot{m}_s$ : Flujo másico del vapor (kg/s)

$v_g$ : Volumen específico del vapor (m<sup>3</sup>/kg)

En la siguiente tabla se muestran los distintos valores del volumen específico del vapor/agua que circula por cada tubería.

Tabla IV-9 Estado del vapor/agua por línea

Línea #	Fase	Flujo másico kg/s	P kPa	T °C	h kJ/kg	x %	v (m <sup>3</sup> /kg)	Q (m <sup>3</sup> /s)
00-VV/BP-01-24	VSC	23.77	600	319.7	3102.2	SC	0.4501	10.6967
00-VV/AP-01-18	VSC	139.19	12,000	573.5	3540.6	SC	0.0304	4.2314
00-PC-01-28	VM	7.45	101.3	100	2617.5	97%	1.6306	12.1493
00-RC-01-20	LC	155.50	5	32.9	137.7	0%	0.0010	0.1555
00-RC-02-12	LC	155.50	101.3	32.9	138.0	SE	0.0010	0.1555
01-AA/BP-01-3	LC	11.88	101.3	60	251.2	SE	0.0010	0.0119
01-AA/BP-02-3	LC	11.88	600	60	251.8	SE	0.0010	0.0119
01-AA/BP-03-3	LC	11.88	600	153.8	648.8	SE	0.0011	0.0131
01-VS/BP-01-16	VS	11.88	600	158.8	2756.7	100%	0.3158	3.7525
01-VV/BP-01-16	VSC	11.88	600	319.7	3102.2	SC	0.4501	5.3483
01-AA/AP-01-8	LC	69.59	101.3	60	251.2	SE	0.0010	0.0696
01-AA/AP-02-8	LC	69.59	12,000	61.2	266.1	SE	0.0010	0.0696
01-AA/AP-03-10	LC	69.59	12,000	153.8	655.8	SE	0.0011	0.0766
01-AA/AP-04-10	LC	69.59	12,000	319.7	1457.6	SE	0.0015	0.1044
01-VS/AP-01-10	VS	69.59	12,000	324.7	2684.5	100%	0.0143	0.9952
01-VV/AP-01-12	VSC	69.59	12,000	573.5	3540.6	SC	0.0304	2.1157
01-PC-01-20	VM	3.73	101.3	100	2617.5	97%	1.6306	6.0747
01-RC-01-8	LC	77.75	101.3	32.9	138.0	SE	0.0010	0.0778
02-AA/BP-01-3	LC	11.88	101.3	60	251.2	SE	0.0010	0.0119
02-AA/BP-02-3	LC	11.88	600	60	251.8	SE	0.0010	0.0119
02-AA/BP-03-3	LC	11.88	600	153.8	648.8	SE	0.0011	0.0131
02-VS/BP-01-16	VS	11.88	600	158.8	2756.7	100%	0.3158	3.7525
02-VV/BP-01-16	VSC	11.88	600	319.7	3102.2	SC	0.4501	5.3483
02-AA/AP-01-8	LC	69.59	101.3	60	251.2	SE	0.0010	0.0696
02-AA/AP-02-8	LC	69.59	12,000	61.2	266.1	SE	0.0010	0.0696
02-AA/AP-03-10	LC	69.59	12,000	153.8	655.8	SE	0.0011	0.0766
02-AA/AP-04-10	LC	69.59	12,000	319.7	1457.6	SE	0.0015	0.1044
02-VS/AP-01-10	VS	69.59	12,000	324.7	2684.5	100%	0.0143	0.9952
02-VV/AP-01-12	VSC	69.59	12,000	573.5	3540.6	SC	0.0304	2.1157
02-PC-01-20	VM	3.73	101.3	100	2617.5	97%	1.6306	6.0747
02-RC-01-8	LC	77.75	101.3	32.9	138.0	SE	0.0010	0.0778

La Tabla IV-10 muestra el caudal de cada tubería y la velocidad máxima seleccionada para cada caso. En cada línea se ha calculado el diámetro mínimo interno y se le ha asignado, en base a este valor, un diámetro comercial según dimensiones ASME de acuerdo a los materiales y espesores de tubo (Schedule) seleccionados.

Tabla IV-10 Determinación del diámetro de tuberías

Línea #	Q (m <sup>3</sup> /s)	u máx (m/s)	D mín. (m)	D mín. (pulg)	D. Com. NPS	SCH	De pulg	Di pulg	t pulg	u real m/s	Mat.
00-VV/BP-01-24	10.6967	50	0.5219	20.5	<b>24</b>	STD	24	23.25	0.375	39.05	B
00-VV/AP-01-18	4.2314	50	0.3283	12.9	<b>18</b>	160	18	14.438	1.781	40.06	D
00-PC-01-28	12.1493	35	0.6648	26.2	<b>28</b>	STD	28	27.25	0.375	32.29	A
00-RC-01-20	0.1555	1	0.4450	17.5	<b>20</b>	STD	20	19.25	0.375	0.83	A
00-RC-02-12	0.1555	3	0.2569	10.1	<b>12</b>	STD	12.75	12	0.375	2.13	A
01-AA/BP-01-3	0.0119	3	0.0710	2.8	<b>3</b>	STD	3.5	3.068	0.216	2.49	A
01-AA/BP-02-3	0.0119	3	0.0710	2.8	<b>3</b>	STD	3.5	3.068	0.216	2.49	A
01-AA/BP-03-3	0.0131	3	0.0745	2.9	<b>3</b>	STD	3.5	3.068	0.216	2.74	A
01-VS/BP-01-16	3.7525	35	0.3695	14.5	<b>16</b>	STD	16	15.25	0.375	31.84	A
01-VV/BP-01-16	5.3483	50	0.3690	14.5	<b>16</b>	STD	16	15.25	0.375	45.39	B
01-AA/AP-01-8	0.0696	3	0.1719	6.8	<b>8</b>	STD	8.625	7.981	0.322	2.16	A
01-AA/AP-02-8	0.0696	3	0.1719	6.8	<b>8</b>	160	8.625	6.813	0.906	2.96	C
01-AA/AP-03-10	0.0766	3	0.1803	7.1	<b>10</b>	160	10.75	8.5	1.125	2.09	C
01-AA/AP-04-10	0.1044	3	0.2105	8.3	<b>10</b>	160	10.75	8.5	1.125	2.85	C
01-VS/AP-01-10	0.9952	35	0.1903	7.5	<b>10</b>	160	10.75	8.5	1.125	27.18	C
01-VV/AP-01-12	2.1157	50	0.2321	9.1	<b>12</b>	160	12.75	10.126	1.312	40.72	D
01-PC-01-20	6.0747	35	0.4701	18.5	<b>20</b>	STD	20	19.25	0.375	32.35	A
01-RC-01-8	0.0778	3	0.1817	7.2	<b>8</b>	STD	8.625	7.981	0.322	2.41	A
02-AA/BP-01-3	0.0119	3	0.0710	2.8	<b>3</b>	STD	3.5	3.068	0.216	2.49	A
02-AA/BP-02-3	0.0119	3	0.0710	2.8	<b>3</b>	STD	3.5	3.068	0.216	2.49	A
02-AA/BP-03-3	0.0131	3	0.0745	2.9	<b>3</b>	STD	3.5	3.068	0.216	2.74	A
02-VS/BP-01-16	3.7525	35	0.3695	14.5	<b>16</b>	STD	16	15.25	0.375	31.84	A
02-VV/BP-01-16	5.3483	50	0.3690	14.5	<b>16</b>	STD	16	15.25	0.375	45.39	B
02-AA/AP-01-8	0.0696	3	0.1719	6.8	<b>8</b>	STD	8.625	7.981	0.322	2.16	A
02-AA/AP-02-8	0.0696	3	0.1719	6.8	<b>8</b>	160	8.625	6.813	0.906	2.96	C
02-AA/AP-03-10	0.0766	3	0.1803	7.1	<b>10</b>	160	10.75	8.5	1.125	2.09	C
02-AA/AP-04-10	0.1044	3	0.2105	8.3	<b>10</b>	160	10.75	8.5	1.125	2.85	C
02-VS/AP-01-10	0.9952	35	0.1903	7.5	<b>10</b>	160	10.75	8.5	1.125	27.18	C
02-VV/AP-01-12	2.1157	50	0.2321	9.1	<b>12</b>	160	12.75	10.126	1.312	40.72	D
02-PC-01-20	6.0747	35	0.4701	18.5	<b>20</b>	STD	20	19.25	0.375	32.35	A
02-RC-01-8	0.0778	3	0.1817	7.2	<b>8</b>	STD	8.625	7.981	0.322	2.41	A

Para efectos de posteriores cálculos se modeló la planta en 3D con Solidworks y se rutearon estas tuberías a modo de tener la configuración y longitud de cada línea. Los planos se encuentran en el anexo 6.

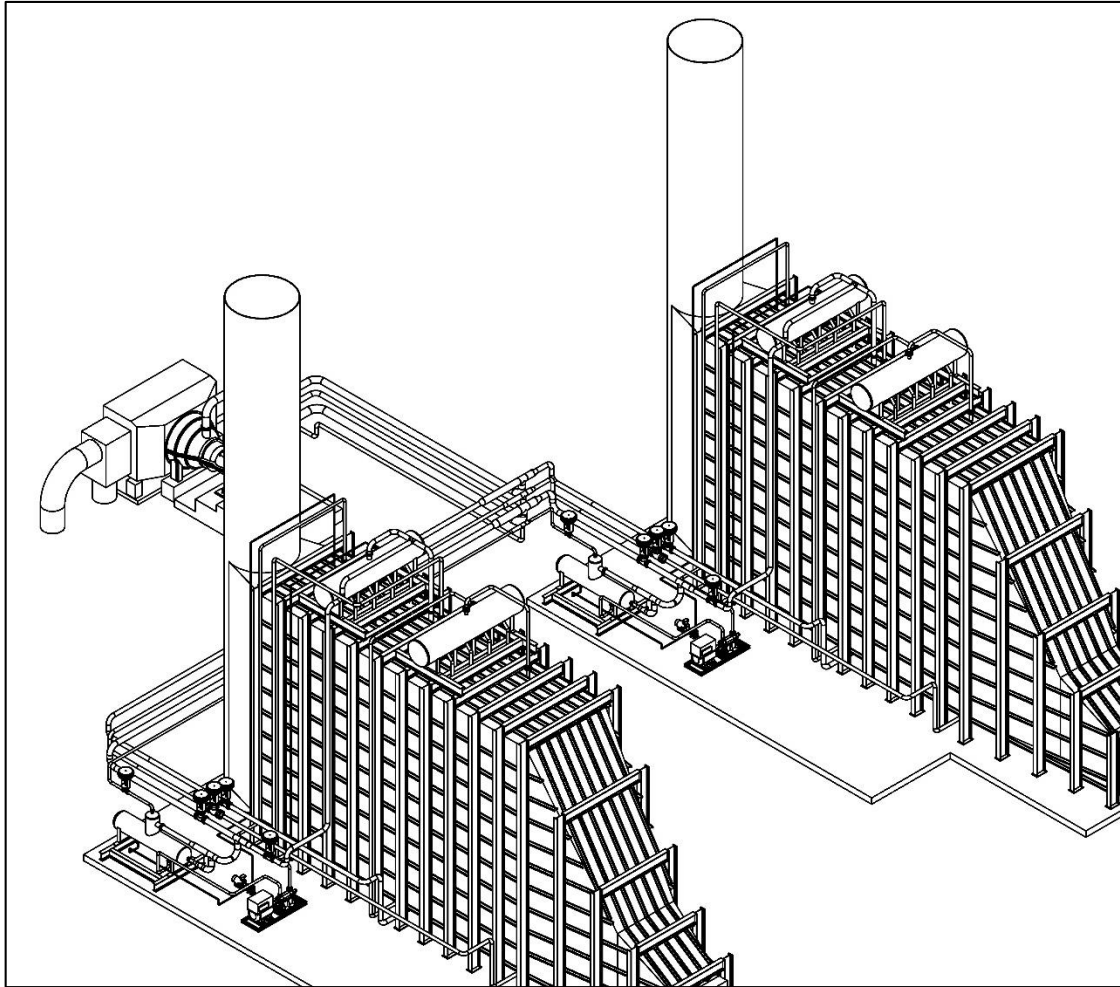


Figura IV-15 Modelo en 3D del sistema de potencia de vapor

#### 4.4. Caída de Presión

Con las longitudes obtenidas se realiza el cálculo de caída de presión. Para agua subenfriada se utilizó la ecuación de D'arcy Weisbach ( II-40 ) obteniendo datos de la Figura II-30 Diagrama de Moody (S.I.). Y para el flujo gaseoso se usó la fórmula empírica ( II-45 ). Los resultados, así como valores para el cálculo se muestran en la siguiente tabla.

Tabla IV-11 Caída de presión por fricción en tuberías

Línea #	L m	% adic.	L total m	Visc. dinámica	Rug. del tubo E m	Rug. realitva ks/D	Re	Fac. fric f	Pérd. m	Pérd. kPa
00-VV/BP-01-24	46.2	15%	53.1							3.0
00-VV/AP-01-18	40.6	12%	45.4							65.3
00-PC-01-28	51.2	12%	57.3							0.5
00-RC-01-20	7.8	15%	9.0	0.000751	0.000045	0.00009	539,195	0.0037	0.01	0.1
00-RC-02-12	47.0	12%	52.6	0.000752	0.000045	0.00015	863,808	0.0037	0.59	5.8
01-AA/BP-01-3	17.6	15%	20.2	0.000466	0.000045	0.00058	416,624	0.0046	1.51	14.8
01-AA/BP-02-3	57.9	15%	66.6	0.000467	0.000045	0.00058	415,732	0.0046	4.97	48.8
01-AA/BP-03-3	44.2	15%	50.8	0.000178	0.000045	0.00058	1,090,713	0.0045	4.49	44.1
01-VS/BP-01-16	15.1	15%	17.3							1.4
01-VV/BP-01-16	48.0	15%	55.2							6.5
01-AA/AP-01-8	20.5	15%	23.6	0.000466	0.000045	0.00022	938,012	0.0038	0.42	4.1
01-AA/AP-02-8	58.4	15%	67.2	0.000461	0.000045	0.00026	1,110,740	0.0039	2.70	26.5
01-AA/AP-03-10	64.4	15%	74.1	0.000180	0.000045	0.00021	2,280,134	0.0036	1.10	10.8
01-AA/AP-04-10	47.2	15%	54.3	0.000079	0.000045	0.00021	5,195,243	0.0035	1.46	14.3
01-VS/AP-01-10	15.0	15%	17.3							41.3
01-VV/AP-01-12	61.7	12%	69.1							146.5
01-PC-01-20	30.6	12%	34.3							0.5
01-RC-01-8	10.5	12%	11.7	0.000752	0.000045	0.00022	649,398	0.0039	0.27	2.6
02-AA/BP-01-3	17.6	15%	20.2	0.000466	0.000045	0.00058	416,624	0.0046	1.51	14.8
02-AA/BP-02-3	57.9	15%	66.6	0.000467	0.000045	0.00058	415,732	0.0046	4.97	48.8
02-AA/BP-03-3	44.2	15%	50.8	0.000178	0.000045	0.00058	1,090,713	0.0045	4.49	44.1
02-VS/BP-01-16	15.1	15%	17.3							1.4
02-VV/BP-01-16	93.9	15%	108.0							12.8
02-AA/AP-01-8	20.5	15%	23.6	0.000466	0.000045	0.00022	938,012	0.0038	0.42	4.1
02-AA/AP-02-8	58.4	15%	67.2	0.000461	0.000045	0.00026	1,110,740	0.0039	2.70	26.5
02-AA/AP-03-10	64.4	15%	74.1	0.000180	0.000045	0.00021	2,280,134	0.0036	1.10	10.8
02-AA/AP-04-10	47.2	15%	54.3	0.000079	0.000045	0.00021	5,195,243	0.0035	1.46	14.3
02-VS/AP-01-10	15.0	15%	17.3							41.3
02-VV/AP-01-12	108.0	12%	121.0							256.4
02-PC-01-20	76.3	12%	85.5							1.1
02-RC-01-8	57.1	12%	63.9	0.000752	0.000045	0.00022	649,398	0.0039	1.45	14.3

La potencia total de bombeo considerando caídas en tuberías y las secciones del HRSG sale:

Tabla IV-12 Potencia de bombeo

Bomba	Pa kPa	Pb kPa	Dp kPa	Dp + caídas aprox. kPa	Q M3/s	Ef.	Pot. kW
Bomba BP1	101.30	600.00	498.70	660.85	0.0119	80%	9.8
Bomba AP1	101.30	12,000.00	11,898.70	12,974.90	0.0696	80%	1,128.7

Bomba de condensado	5.00	101.30	96.30	119.09	0.1555	80%	23.1
Bomba BP2	101.30	600.00	498.70	667.08	0.01	80%	9.9
Bomba AP2	101.30	12,000.00	11,898.70	13,084.77	0.07	80%	1,138.3
Bomba de agua de enfriamiento	101.30	300.00	198.70	228.51	8.3340	80%	2,380.5
<b>Potencia total de bombeo</b>							<b>4,690.3</b>

#### 4.5. Aislamiento

Para limitar las pérdidas de calor en las tuberías de temperaturas elevadas se procedió a seleccionar el aislamiento respectivo. Con ayuda de la herramienta TechCalc<sup>28</sup> de Isover se determinó el espesor mínimo, haciendo selección de las lanas minerales Ultimate de Isover, adecuadas para el rango de temperaturas. Los resultados hacen que las pérdidas de calor sean despreciables con respecto a la potencia de la planta.

Tabla IV-13 Espesor mínimo de aislamiento

Línea #	DN NPS	T °C	Aislamiento	Espesor Mín. mm	Q kW
00-VV/BP-01-24	24	319.7	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	62	34.3
00-VV/AP-01-18	18	573.5	U Tech Roll 4.0 V1/Alu1	109	37.3
00-PC-01-28	28	100	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	30	13
00-RC-01-20	20	32.9	N.A.		
00-RC-02-12	12	32.9	N.A.		
01-AA/BP-01-3	3	60	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	2	3.3
01-AA/BP-02-3	3	60	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	2	11
01-AA/BP-03-3	3	153.8	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	21	4.5
01-VS/BP-01-16	16	158.8	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	54	2.6
01-VV/BP-01-16	16	319.7	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	58	26.3
01-AA/AP-01-8	8	60	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	12	1.8
01-AA/AP-02-8	8	61.2	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	12	5.2
01-AA/AP-03-10	10	153.8	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	48	8.6
01-AA/AP-04-10	10	319.7	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	54	19.6
01-VS/AP-01-10	10	324.7	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	80	4.6
01-VV/AP-01-12	12	573.5	U Tech Roll 4.0 V1/Alu1	101	45.6
01-PC-01-20	20	100	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	28	6
01-RC-01-8	8	32.9	N.A.		

<sup>28</sup> Software especializado de e.bz para Isover: <http://www.energieberatungszentrum-sued.de/techcalc/>

02-AA/BP-01-3	3	60	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	2	3.3
02-AA/BP-02-3	3	60	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	2	11
02-AA/BP-03-3	3	153.8	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	21	4.5
02-VS/BP-01-16	16	158.8	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	54	2.6
02-VV/BP-01-16	16	319.7	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	58	51.4
02-AA/AP-01-8	8	60	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	12	1.8
02-AA/AP-02-8	8	61.2	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	12	5.2
02-AA/AP-03-10	10	153.8	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	48	8.6
02-AA/AP-04-10	10	319.7	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	54	19.6
02-VS/AP-01-10	10	324.7	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	80	4.6
02-VV/AP-01-12	12	573.5	U Tech Roll 4.0 V1/Alu1	101	79.8
02-PC-01-20	20	100	U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1	28	15
02-RC-01-8	8	32.9	N.A.		

## 5. SELECCIÓN DE EQUIPOS

### Turbinas de Gas (02 unidades):

Tabla IV-14 Turbinas de gas

Modelo	Siemens SGT6-5000F
Tipo de combuster:	DLN DRY
Combustible:	Gas natural / Diesel
Salida neta de potencia:	205,900 kW
Consumo específico:	9,582 kJ/kWhr
Temperatura de gases de escape:	601°C
Flujo másico de gases de escape:	1,814,400 kg/hr
Flujo másico de combustible:	39,400 kg/hr
Relación de compresión ( $\pi$ ):	17:1
Velocidad de la turbina:	3600 RPM
Frecuencia:	60 Hz
Dimensiones físicas (con generador)	
Peso aprox.:	193,000 kg
Longitud:	10.1 m
Ancho:	4.0 m
Alto:	4.0 m

### Turbina de Vapor:

Tabla IV-15 Turbina de vapor

Modelo:	Siemens SST-900
Salida de potencia neta hasta:	250 MW
Condiciones de vapor vivo:	
Presión hasta:	165 bar
Temperatura hasta:	585 °C

Extracción controlada:	
Presión hasta:	55 bar
Temperatura hasta:	480 °C
Velocidad de la turbina:	3600 RPM
Frecuencia:	60 Hz
Área de escape:	1.7 a 11 m <sup>2</sup>
Dimensiones físicas (con generador y condensador)	
Longitud:	20.5 m
Ancho:	11.0 m
Alto:	10.0 m

### Bombas:

Usando el selector virtual de Sulzer<sup>29</sup> se seleccionaron las bombas de la Tabla IV-16.

Tabla IV-16 Selección de bombas

Bomba	Modelo	Descripción	Etapas	RPM	Diá. Imp. mm	H máx. m	Pot. Nom. kW
Bomba BP1	MBN50-215	Bomba de cuerpo segmentado de media presión	3	1790	215	89.22	11.18
Bomba AP1	MD 100-300 (B)	Bomba de cuerpo segmentado de alta presión	8	3570	298	1563.2	1519
Bomba de condensado	SJD-20DHC_BKC 350	Bomba vertical para extracción de condensado	3	890	427	55.7	71.05
Bomba BP2	MBN50-215	Bomba de cuerpo segmentado de media presión	3	1790	215	89.22	11.18
Bomba AP2	MD 100-300 (B)	Bomba de cuerpo segmentado de alta presión	8	3570	298	1,563.2	1519
Bomba de agua de enfriamiento	SJT-88KMC	Bomba vertical tipo turbina	2	295	1765	64.02	2978

## 6. LAYOUT DE LA PLANTA

El arreglo general tentativo de la planta se muestra a continuación y se hizo respetando la medida de los equipos seleccionados.

<sup>29</sup> Sulzer Select: <http://www.sulzer.com/en/Products-and-Services/Pumps-Services/Special-Functionalities-Pumps/Sulzer-Select-Search-Entry-Page>

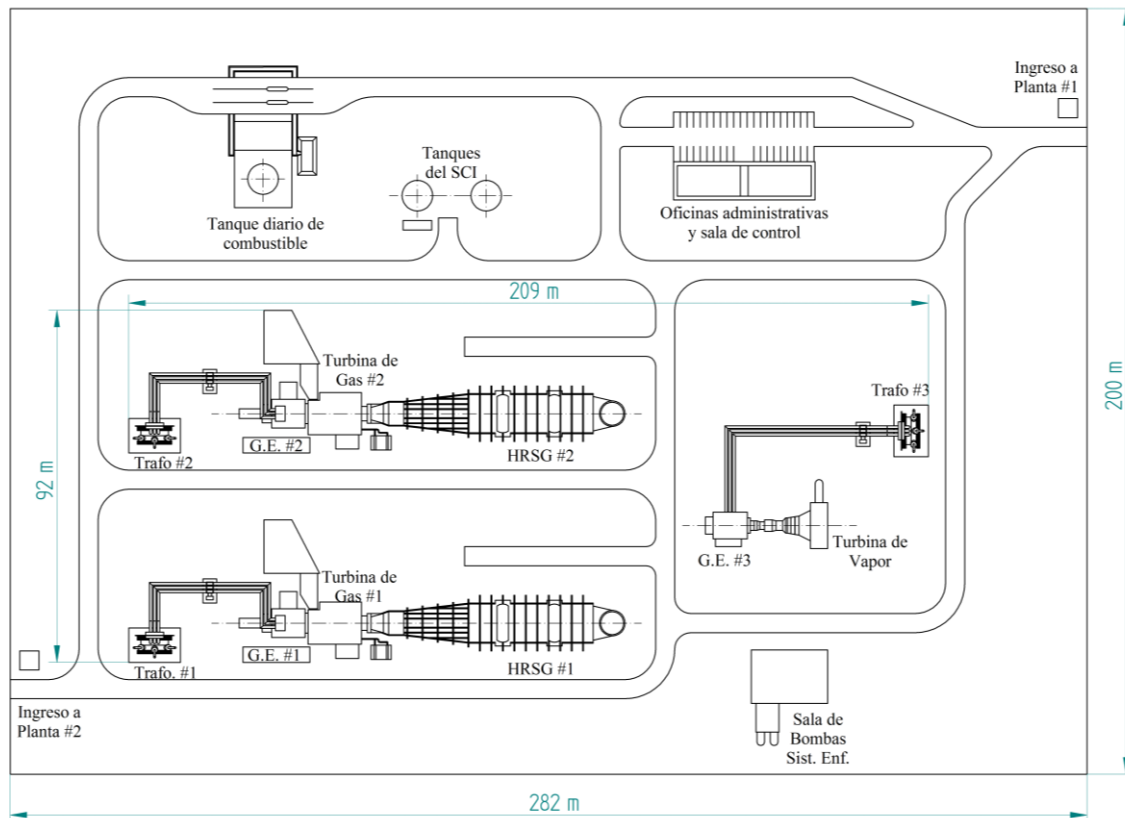


Figura IV-16 Arreglo general de la planta

## 7. RESUMEN DE POTENCIA Y EFICIENCIA DE LA PLANTA

En resumen la salida de potencia y la eficiencia de la planta considerando consumos auxiliares es la siguiente:

Tabla IV-17 Potencia y eficiencia de la planta

Energía combustible LHV $Q_{sum}$	1,073,844.0 kW	100.00%
Potencia		
GT	399,446.0 kW	37.20%
STs	198,101.7 kW	18.45%
<b>TOTAL</b>	<b>597,547.7 kW</b>	<b>55.65%</b>

Bombas C. vapor	2,309.9 kW	0.00%
Bombas de enfriamiento	2,380.5 kW	0.00%
Auxiliares	1,300.0 kW	0.12%
<b>Salida de potencia neta</b>	<b>591,557.4 kW</b>	<b>55.09%</b>

## 8. OTRAS ALTERNATIVAS COMERCIALES

A continuación se exponen algunas centrales comerciales. Se debe tener en cuenta, sin embargo, que las eficiencias logradas son a condiciones ISO y, que por su mayor complejidad, el costo de inversión es también mayor, así también no todas se encuentran en el rango de potencia del proyecto.

### Planta de Ciclo combinado KA24 de Asltom



Figura IV-17 Planta KA24

Tabla IV-18 Datos Técnicos Planta KA24

	<b>KA24 – 2 MS<sup>30</sup></b>
Frecuencia	60 Hz
Potencia Neta	664 MW
Eficiencia	58.4%
Consumo específico	6,164 kJ/kWh ; 5,843 BTU/kWh
Tipo	CC con triple nivel de presión y recalentamiento.
Tecnología	Turbina de gas GT24 de combustión secuencial, 230 MW.

El ciclo de vapor de recuperación de calor es de tres niveles de presión con recalentamiento. La planta está basada en la turbina de 60Hz GT24 de Alstom que cuenta con combustión secuencial, lo que permite una mayor eficiencia y menores emisiones de NOx a las misma TIT. Además el diseño del combustor soporta un rango amplio de combustibles. El mantenimiento está optimizado ofreciendo 30% más de tiempo entre inspecciones programadas. La planta es capaz de ser encendida en caliente en 30 minutos y puede entregar el 60% de la potencia en solo 10 minutos.

#### **Planta de Ciclo Combinado FlexEfficiency 60 de General Electric**

General Electric alcanza aun una eficiencia mayor al lograr que el ciclo de alta presión en el HRSG trabaje a 165 bar con 600°C de temperatura. Esto con su turbina de gas 7F-7 capaz de 41% de eficiencia con gases de escape a suficiente temperatura para llegar a estos niveles en el lado de vapor del HRSG. A esto se suman sus generadores de alta eficiencia enfriados por hidrógeno que alcanzan 98.9%. Así mismo, en cuanto a

<sup>30</sup> Fuente: Alstom, <http://www.alstom.com/power/gas-power/turnkey-power-plants/>

flexibilidad la planta puede ser encendida en 30 minutos y tiene una carga mínima de funcionamiento del 14%.



Figura IV-18 Planta FlexEfficiency 60

Tabla IV-19 Datos Técnicos Planta FlexEfficiency 60

<b>Datos Técnicos (60 Hz)<sup>31</sup></b>	
<b>Planta</b>	
Salida Neta de Potencia	750 MW
Eficiencia del CC	61% (70% con ISCC)
Emisiones de NOx (a 15% O2)	2 ppm
Emisiones de CO	2 ppm
<b>Turbina de Gas</b>	
Tipo	7F 7-series
Potencia C. Simple	250 MW
<b>Turbina de Vapor</b>	
Tipo	D-17, tres niveles de presión con recalentamiento, carcasa triple
Presión / Temperatura HP	165 bar / 600°C

<sup>31</sup> Fuente: General Electric, <http://www.ge-flexibility.com/solutions/flexefficiency-60-portfolio/index.html>

<b>HRSG</b>	
Tipo	Tres niveles de presión con recalentamiento, calderines.

### Planta de Ciclo Combinado M501J de Mitsubishi Heavy Industries

Tabla IV-20 Datos Técnicos Planta M501 J

	<b>M501 J<sup>32</sup></b>
Salida Neta de Potencia CC	470 MW
Eficiencia	61.5%
Consumo específico	5,854 kJ/kWh
Turbina de Gas	327 MW
Notas	Con una TIT 1600 °C, producto del Japanese National Project para desarrollar tecnologías para TITs de 1700 °C.

La planta M501 de MHI está basada en su turbina de gas Serie J que trabaja a una temperatura de ingreso a la turbina (TIT) de 1600 °C. Esto le permite a la turbina ser altamente eficiente y expulsar los gases de escape a una temperatura mayor sin disminución en la eficiencia. A una temperatura mayor, mayor también es la energía que se puede recuperar en el HRSG. Es por esto que esta planta alcanza los 61.5% de eficiencia. MHI ha logrado esto con el proyecto Japanese National Project, que desde el 2004 busca desarrollar tecnologías que permitan el funcionamiento de la turbina de gas con una TIT de 1700 °C, lo que están muy cerca de alcanzar. La flexibilidad de su sistema permite 55% de eficiencia a media carga. La caldera recuperadora opera también a tres niveles de presión con recalentamiento.

<sup>32</sup> Fuente: MHI, [http://www.mhi.co.jp/en/products/category/fossil\\_fuel\\_power\\_plant.html](http://www.mhi.co.jp/en/products/category/fossil_fuel_power_plant.html)

## CAPÍTULO V - COSTOS Y PLANIFICACIÓN DEL PROYECTO

### 1. COSTOS DE INVERSIÓN

Tomando como referencia la tabla 3-1 de Kehlhofer<sup>33</sup>, se establece que el costo de una planta de 600 MW estaría entre los 590 a 690 US\$/kW instalados. Sin embargo este dato se refiere a los EE.UU. en el 2006. Para nuestro país se tiene otras referencias de centrales de ciclo combinado en Chilca. Fénix Power con una potencia de 540 MW, tuvo una inversión de 800 MMUS\$, Chilca Uno de Enersur con 852 MW, 625 MMUS\$ y Kallpa de 857 MW, 700 MMUS\$. Así se obtiene un costo de 1,480, 734 y 817 US\$/kW respectivamente. Para la central de este proyecto se ha estimado un costo por kW de 755US\$, por lo que la inversión se define en 450 MMUS\$.

### 2. COSTOS DE COMBUSTIBLE

Tomando como referencia los precios del gas natural vendido a centrales térmicas que se muestran en el anexo 5, se ha establecido un estimado del precio del gas natural para Ilo. Se utilizó un factor de 1.7 para el costo de transporte que es aproximadamente la relación de distancia entre Chilca e Ilo desde Camisea. De esta forma se tiene un costo estimado del gas natural para Ilo de:

Tabla V-1 Estimado del Costo del Gas Natural en Ilo

Precio Boca de Pozo	1.7008	US\$/MMBTU
Precio Transporte	1.5997	US\$/MMBTU
Precio Distribución	0.1537	US\$/MMBTU
<b>PRECIO TOTAL (Boca de pozo + Transporte + Distribución )</b>	<b>3.4542</b>	<b>US\$/MMBTU</b>

<sup>33</sup> Kehlhofer R., Rukes B., Hanneman F., Stirnimann F., Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plant, 3rd ed., Oklahoma: PennWell Corporation, 2009.

En otras unidades es 3.274 US\$/MMkJ térmico o 11.7863 US\$/kW.h térmico.

### 3. COSTOS DE OPERACIÓN Y MANTENIMIENTO

Según Kehlhofer<sup>34</sup> (Tablas 3-4 y 3-5) para una central de 600 MW los costos fijos de operación y mantenimiento anuales son de 6,054,054 US\$, y los variables ascienden a 2.77 US\$/MW.h.

### 4. COSTO DEL MW.H

Usando la fórmula ( II-47 ) se calcula el costo del MW.h para este proyecto.

#### Datos:

Salida de potencia: 596,243.0 kW

$Q_{sum}$ : 1,073,844 kW

Eficiencia: 55.52%

Factor de planta: 75%

Eficiencia promedio de la planta: 50.5%

Periodo de amortización: 20 años

#### Costo de inversión:

Costos de la planta: 450,000,000 US\$

$T_{eq}$ : 6570 hrs

$z$ : 8%

Factor de anualidad: 10.19%

<sup>34</sup> Kehlhofer R., Rukes B., Hanneman F., Stirnimann F., Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plant, 3rd ed., Oklahoma: PennWell Corporation, 2009.

**Costos de combustible:**

Precio del GN en Ilo:	3.4542 US\$/MMBTU
	3.2740 US\$/MMkJ térmico
	11.7862 US\$/MW.h térmico
Eficiencia promedio de la planta:	50.5%

**Costos de operación y mantenimiento:**

Fijos:	6,054,054 US\$/a
Variables:	2.7703 US\$/MW.h

Así se tiene como resultado:

Tabla V-2 Costo del MW.h de la Planta

<b>Costos de inversión</b>	<b>11.7002 US\$/MW.h</b>
<b>Costos de combustible</b>	<b>23.3393 US\$/MW.h</b>
<b>Costo de mantenimiento y operación</b>	<b>4.3157 US\$/MW.h</b>
Variable	2.7703 US\$/MW.h
Fijo	1.5455 US\$/MW.h
<b>Total</b>	<b>39.3553 US\$/MW.h</b>

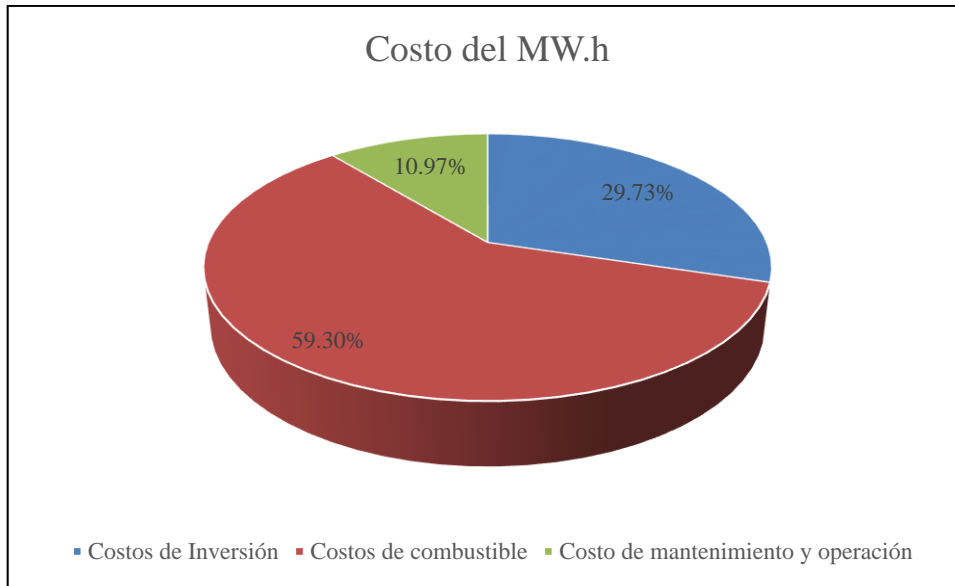


Figura V-1 Diagrama pie del costo de MW.h

## 5. DIAGRAMA GANTT DEL PROYECTO

En la siguiente página se muestra el cronograma del proyecto en un diagrama Gantt. La duración total estimada es de 26 meses.

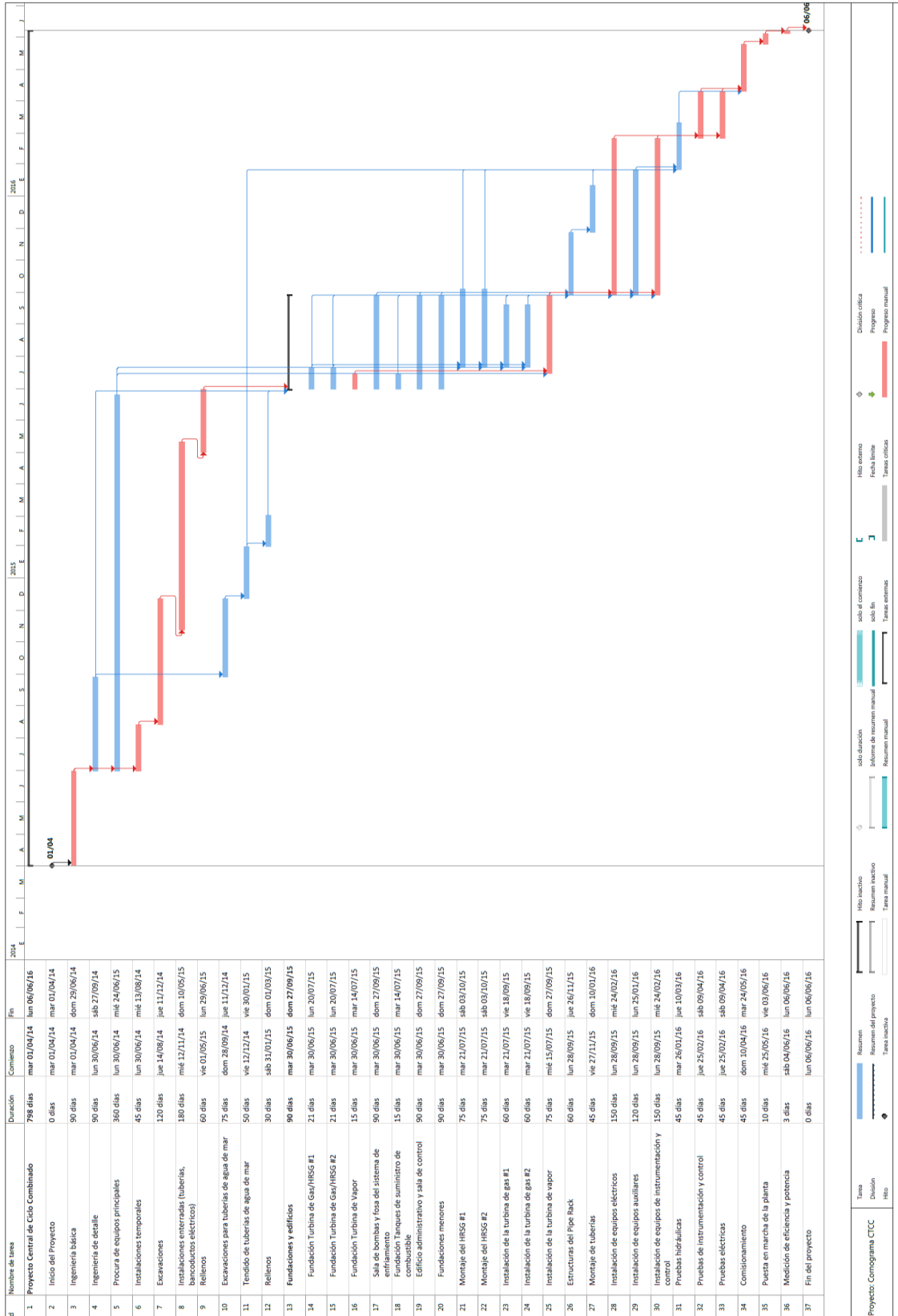


Figura V-2 Diagrama Gantt del Proyecto

## OBSERVACIONES

- La temperatura del vapor vivo depende, y fue definida, en función a la temperatura de los gases de escape de la turbina de gas. De esta temperatura depende en gran medida la eficiencia de la planta, por lo que una turbina que funcione a una mayor TIT podría dejar salir los gases de escape a una mayor temperatura sin mermar la eficiencia de la turbina de gas.
- La presión del vapor vivo depende del rendimiento isoentrópico de la turbina de vapor y la temperatura de vapor vivo, así, para una turbina de vapor de mayor eficiencia, sería necesario trabajar a una mayor presión y viceversa. De este modo la eficiencia de la turbina de vapor tiene un efecto positivo en la disminución del tamaño de tuberías y todo lo que ello conlleva.
- La selección de componentes se centró en algunas marcas específicas. Esto debido a la limitada información disponible libremente en la web. La información obtenida se considera suficiente para el alcance del presente trabajo, sin embargo sería interesante una comparación técnico económica entre las distintas soluciones que ofrecen las diversas empresas.
- El costo del MW.h depende en gran medida del combustible (60%), típico en centrales térmicas, por este motivo el gran interés que genera un sistema que eleve la salida de potencia en un 50% con el mismo consumo de combustible, el caso del ciclo combinado.
- Las pérdidas de calor son despreciables en relación a la potencia de la planta.

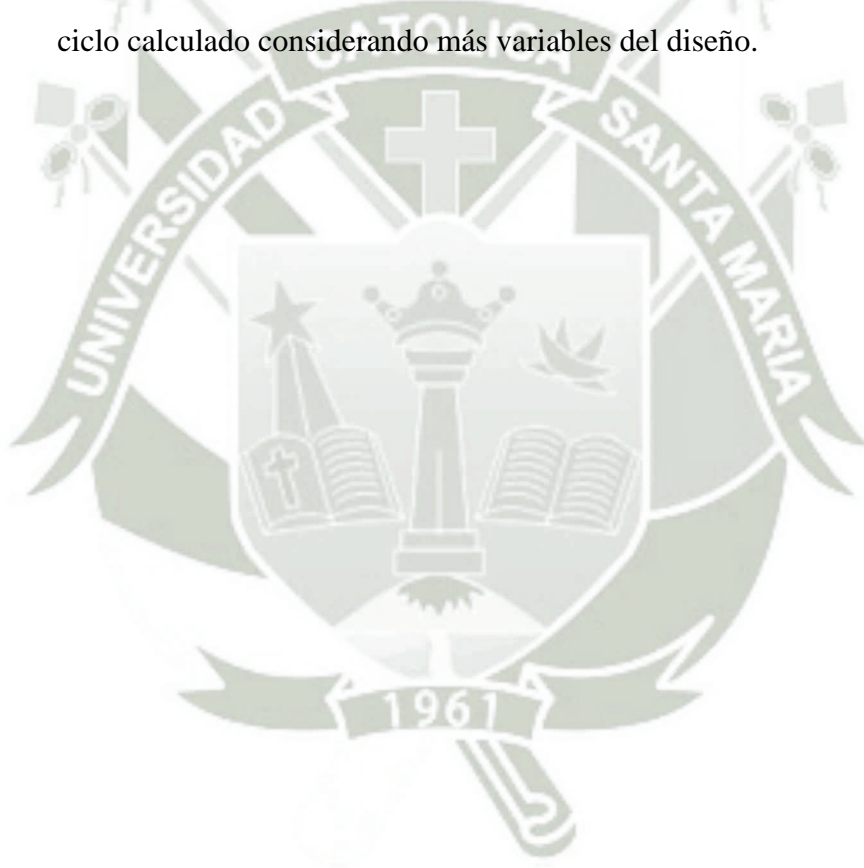
## RECOMENDACIONES

Las recomendaciones surgidas de este trabajo de investigación corresponden al objetivo citado en el primera parte de este trabajo, en lo referente a proponer temas de investigación en la línea de este trabajo.

- El siguiente paso en esta línea de investigación sería la modelación de la central lo cual permitiría evaluar la variación de los parámetros y obtener resultados más precisos que permitan la optimización de la planta, que estaba fuera del alcance del trabajo de investigación.
- Se recomienda definir un esquema detallado de precios actualizados aplicables a nuestro país de modo que los distintos resultados de la evaluación de diferentes valores de los parámetros de la planta se puedan contrastar con su impacto en el costo de la energía, ya que este es el factor determinante de la elección de una mejora; no todas las mejoras en eficiencia arrojan un menor coste de la energía.
- Se recomienda no solamente evaluar distintos valores de los parámetros sino también de niveles de presión y recalentamiento.
- El diseño del HRSG y su inclusión en la modelación es también otra línea de investigación que permitirá establecer si las temperaturas seleccionadas son económicamente viables al dimensionar el HRSG.
- Como alternativa se plantea evaluar el impacto en el costo capital si es que el proyecto se realizase en dos etapas, siendo una primera el ciclo simple y la segunda la transformación a combinado. Esto tiene un efecto positivo en cuanto que la inversión comenzará a registrar ingresos en un menor tiempo y

se reducirían los intereses, sin embargo, durante este periodo la eficiencia de la planta será menor y mayor el costo de la energía (o menores utilidades).

- Otros temas de investigación relacionados son el diseño detallado de los distintos subsistemas de una planta de ciclo combinado: sistema de enfriamiento, tuberías, suministro de combustible auxiliar (diesel), planta de tratamiento de agua, sistema eléctrico, sistema de control, tanques, etc.
- Se recomienda hacer uso de softwares especializados para el cálculo del ciclo de potencia ya que esto permitiría evaluar ciclos más complejos y optimizar el ciclo calculado considerando más variables del diseño.



## CONCLUSIONES

### Considerando el objetivo específico Nro. 1:

- Se logró diseñar una central dentro de la potencia establecida partir de las turbinas de gas comerciales. Cercana a los 600 MW, se ubica dentro del rango establecido (500 MW +/- 20%).
- El ciclo de vapor en sus niveles de alta presión y baja presión, así como la eficiencia resultante del ciclo combinado se encuentran en los rangos típicos de centrales comerciales de ciclo combinado de dos niveles de presión.
- La potencia de la central diseñada cubre la demanda ofertada dentro del plan del polo energético del sur.

### Considerando el objetivo específico Nro. 2:

- Se logró seleccionar los elementos principales de la central, las turbinas de vapor y gas que vienen en paquete junto con el condensador y generadores y las bombas.
- La variedad de equipos disponibles en el mercado cumple con los requerimientos de la central diseñada en este trabajo.

### Considerando el objetivo específico Nro. 3:

- Se logró un uso eficiente del gas natural, siendo el resultado neto de la central de 55.1%.
- La eficiencia lograda puede hacer mejor uso del gas natural logrando un costo variable de combustible menor. El ciclo de vapor de recuperación de calor

logra aumentar la salida de potencia con el mismo consumo de combustible en un 50%.

- El valor de eficiencia resultante se considera satisfactorio para un ciclo de vapor de dos niveles de presión.
- La central se considera técnicamente viable ya que los valores de presión, equipos seleccionados, caudales, volúmenes, etc. se encuentran dentro de rangos aceptables a la tecnología actual.

**Considerando el objetivo específico Nro. 4:**

- La central propuesta es viable desde el punto de vista económico, ya que da como resultado un valor competitivo en el mercado energético local con un precio muy por debajo de las actuales centrales de Ilo a residual y diésel.
- En cuanto a las centrales de ciclo combinado de Lima, el costo variable de combustible es mayor, no por una menor eficiencia en el uso del combustible sino por la consideración de aumentar en 70% el costo de transporte de combustible. En caso de otras centrales de ciclo combinado en la zona que sometidas al mismo precio de gas natural, la central diseñada sería competitiva.
- El costo de generación depende principalmente de la eficiencia de la planta y costo de combustible.
- La alternativa planteada, por la conformación del costo de producción de energía, es solamente viable si se usa gas natural, debido a la diferencia en costo con el diesel (que aproximadamente cuesta cinco veces más), y sólo debe

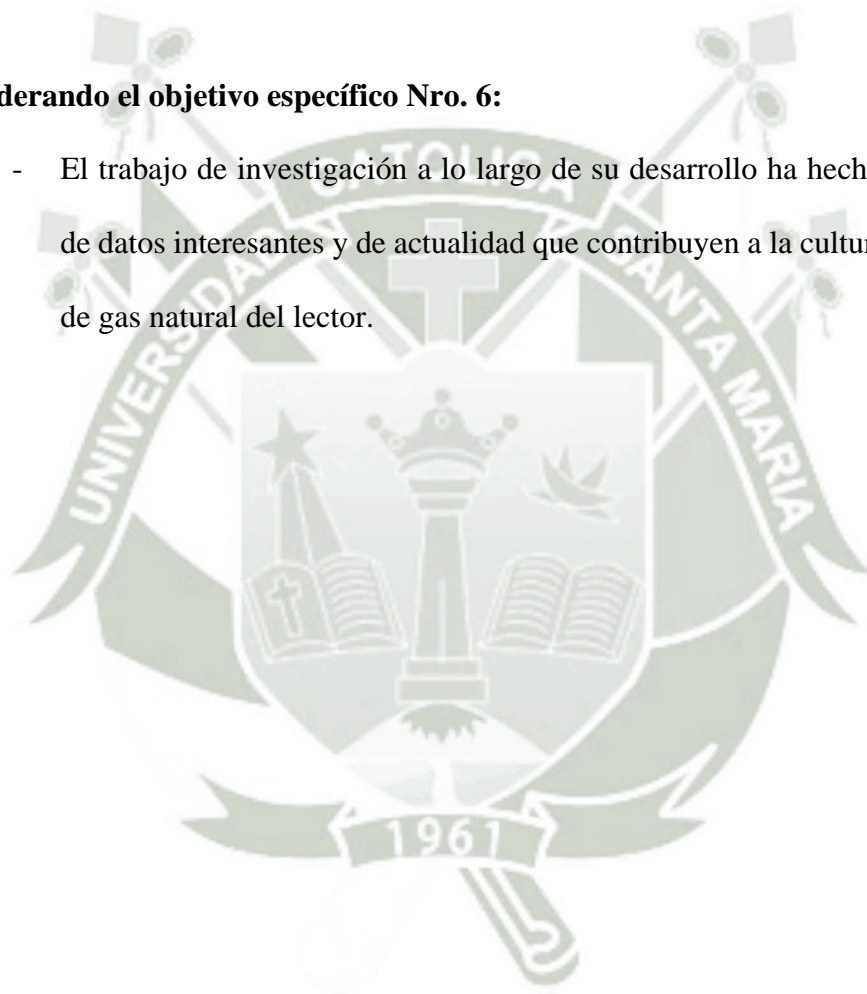
ser usado en situaciones de desabastecimiento de la red principal. Así la viabilidad está sujeta a la construcción del Gasoducto Sur Peruano.

**Considerando el objetivo específico Nro. 5:**

- El trabajo de investigación logró abrir y proponer temas de investigación en línea de profundizar el presente.

**Considerando el objetivo específico Nro. 6:**

- El trabajo de investigación a lo largo de su desarrollo ha hecho recopilación de datos interesantes y de actualidad que contribuyen a la cultura energética y de gas natural del lector.



## BIBLIOGRAFÍA

- Cengel Y., Boles M., *Termodinámica*, Sexta Edición, México: McGraw-Hill / Interamericana Editores, 2009.
- COES SINAC, *Estadística de Operaciones 2012*, Lima 2013, <http://www.coes.org.pe>.
- Isover, *Manual de Aislamiento en la industria*, <http://www.isoover.es/>
- Kehlhofer R., Rukes B., Hanneman F., Stirnimann F., *Combined-Cycle Gas & Steam Turbine Power Plant*, 3rd ed., Oklahoma: PennWell Corporation, 2009.
- Mendoza, Jaime, *Análisis Termodinámico de Centrales Eléctricas de Ciclo Combinado*, Universidad de Piura, 2002.
- MINEM, *Documento Promotor 2012*, <http://www.minem.gob.pe/>
- MINEM, *Política Energética Nacional* (D.S. N° 064-2010)
- Nayyar, Mohinder L., *Piping Handbook*, 7th ed., McGraw-Hill, EE.UU. 2000
- Osinergmin, *Normas Legales, Normas del Sector Electricidad, 4. Normas de Seguridad y Medio Ambiente del Subsector Electricidad*, <http://www.osinerg.gob.pe/newweb/pages/Publico/465.htm>
- Rapun, José Luis, *Modelo Matemático del Comportamiento de Ciclos Combinados de Turbina de Gas y Vapor*, Universidad Politécnica de Madrid, 1999.
- Sabugal García Santiago, Gómez Moñux Florentino, *Centrales Térmicas de Ciclo Combinado, Teoría y Proyecto*, Madrid: Ediciones Díaz de Santos, 2006.
- Spirax Sarco, *The Steam and Condensate Loop*, EE.UU. 2005
- Wark K., Richards D., *Termodinámica*, Sexta Edición, Madrid: McGraw-Hill / Interamericana de España, 2001.

### Páginas Web

- Alstom <http://www.alstom.com/>
- Cleaver Brooks <http://www.cleaver-brooks.com/>
- General Electric <http://www.ge-energy.com/>
- Imarpe. <http://www.imarpe.gob.pe/>
- Inei, <http://www.inei.gob.pe/>
- Isover, <http://www.isoover.es/>
- Minem, <http://www.m°inem.gob.pe/>
- Mitsubishi Heavy Industries <http://www.mhi.co.jp>
- Online Calculation of Steam,  
[http://www.peacesoftware.de/einigewerte/calc\\_dampf.pAP5](http://www.peacesoftware.de/einigewerte/calc_dampf.pAP5), de Peace software, Berlin,  
<http://www.peacesoftware.de>
- Osinergmin. Sector gas natural, <http://gasnatural.osinerg.gob.pe/>
- Proinversión, <http://www.proinversion.gob.pe/>
- Siemens <http://www.energy.siemens.com/>
- Solar Turbines <http://mysolar.cat.com/>
- Sulzer, <http://www.sulzer.com/>

## LISTA DE TABLAS

- Tabla II-1 Eficiencias de Carnot para plantas térmicas de gas (GT), vapor (ST) y ciclo combinado (CC)
- Tabla II-2 Comparación de desempeño de diferentes ciclos (gas natural con bajo contenido de azufre, temperatura de escape de la turbina de gas 647°C)
- Tabla II-3 Velocidades de diseño recomendadas para flujo de agua en tuberías
- Tabla II-4 Velocidades de diseño recomendadas para flujo de vapor en tuberías
- Tabla II-5 Velocidades típicas de flujo de agua
- Tabla II-6 Velocidades típicas de flujo de vapor en tuberías y proyectos industriales
- Tabla II-7 Rango de velocidades para vapor en tuberías
- Tabla III-1 Centrales de Generación en Moquegua
- Tabla III-2 Factores de planta anuales de las centrales generadoras en Moquegua
- Tabla III-3 Centrales de Generación de Ciclo Combinado a Gas Natural en el Perú
- Tabla III-4 Factores de planta anuales de las centrales generadoras de ciclo combinado a gas natural
- Tabla III-5 Costos variables de centrales de referencia
- Tabla III-6 Temperatura del Aire en Ilo Promedio, Mínima y Máxima Anual
- Tabla III-7 Humedad Relativa en Ilo Promedio, Mínima y Máxima Anual
- Tabla III-8 Temperatura Superficial del Mar en Ilo
- Tabla III-9 Condiciones Ambientales de Diseño
- Tabla III-10 Límites Máximos Permisibles para Emisiones de Calderos y Turbinas a Gas a Combustible Sólido, Líquido o Gas, que Generan Potencia Igual o Mayor a 1.0 MW

Tabla III-11 Variación máxima permitida de temperatura para efluentes líquidos productos de actividades de generación, transmisión y distribución de energía eléctrica

Tabla IV-1 Características de la Turbina de Gas STG6-5000F

Tabla IV-2 Resultados de Temperaturas de Vapor Vivo a diferentes Presiones

Tabla IV-3 Evaluación de la Eficiencia del Ciclo a Distintos Niveles de Presión

Tabla IV-4 Valores de Entalpía para Evaluación del Flujo Másico del Circuito de Presión Baja

Tabla IV-5 Evaluación de la Eficiencia del Ciclo Combinado a Distintos Valores de Presión Baja

Tabla IV-6 Valores del vapor de agua y agua de enfriamiento en el condensador

Tabla IV-7 Lista de líneas

Tabla IV-8 Clase de tuberías

Tabla IV-9 Estado del vapor/agua por línea

Tabla IV-10 Determinación del diámetro de tuberías

Tabla IV-11 Caída de presión por fricción en tuberías

Tabla IV-12 Potencia de bombeo

Tabla IV-13 Espesor mínimo de aislamiento

Tabla IV-14 Turbinas de gas

Tabla IV-15 Turbina de vapor

Tabla IV-16 Selección de bombas

Tabla IV-17 Potencia y eficiencia de la planta

Tabla IV-18 Datos Técnicos Planta KA24

Tabla IV-19 Datos Técnicos Planta FlexEfficiency 60

Tabla IV-20 Datos Técnicos Planta M501 J

Tabla V-1 Estimado del Costo del Gas Natural en Ilo

Tabla V-2 Costo del MW.h de la Planta



## LISTA DE FIGURAS

Figura II-1, Diagrama simplificado del ciclo combinado gas-vapor

Figura II-2 Turbina de gas según el ciclo Brayton (1) abierto y (2) cerrado.

Figura II-3 Diagramas P-v y T-s del ciclo Brayton.

Figura II-4 Diagrama T-s que muestra las irreversibilidades del compresor y de la turbina.

Figura II-5 Ciclo Rankine.

Figura II-6 Diagrama T-s del ciclo Rankine.

Figura II-7 Diagrama T-s de las irreversibilidades de la bomba y la turbina en el ciclo Rankine.

Figura II-8 Balance de energía en el condensador.

Figura II-9 Perfil de temperaturas de una caldera recuperadora de calor.

Figura II-10 Diagrama de una caldera recuperadora y volúmenes de control para balance de energía.

Figura II-11 Diagrama de Proceso del Ciclo de un Nivel de Presión

Figura II-12 Diagrama de Proceso del Ciclo de dos Niveles de Presión

Figura II-13 Diagrama de Proceso del Ciclo de tres Niveles de Presión

Figura II-14 Diagrama de Proceso del Ciclo de dos Niveles de Presión con Recalentamiento

Figura II-15 Turbina a Gas Titan 250 de Solar Turbines

Figura II-16 Quemador AEV de Alstom

Figura II-17 Turbina de Combustión Secuencial GT24/GT26 de Alstom

Figura II-18 Turbina Aeroderivativa LM6000-PH de GE

Figura II-19 Turbina de vapor de dos etapas para recalentamiento de MHI

Figura II-20 Paquete Modular de una Trubina de Vapor

Figura II-21 Partes de una Caldera Recuperadora

Figura II-22 HRSG Horizontal (izquierda) y Vertical (derecha)

Figura II-23 Caldera Benson® de Siemens

Figura II-24 Tubos Aletados del HRSG

Figura II-25 Tanque Desaireador

Figura II-26 Bombas Sulzer para Alimentación de la Caldera

Figura II-27 Bombas verticales para extracción de condensado Flow Serve

Figura II-28 Bomba de voluta de concreto

Figura II-29 Bomba Centrífuga para Circulación de Agua en la Caldera, Torishima  
Modelo CPW

Figura II-30 Diagrama de Moody (S.I.)

Figura II-31 Lanás Minerales Aislantes

Figura II-32 Espesor Óptimo Económico del Aislante

Figura II-33 Tabla de Selección de Aislante de Lanás Minerales (ISOVER®)

Figura II-34 Tabla de Espesores Recomendado de Aislamiento (ISOVER®)

Figura III-1 Ruta del Gasoducto Sur Peruano (Fuente: Proinversión)

Figura III-2 Mapa del SEIN, Recorte Sur (Fuente: COES)

Figura III-3. Área de influencia del nodo energético del sur. (Fuente: Proinversión)

Figura III-4 Evolución de la Temperatura Superficial del Mar en Ilo (Fuente: IMARPE)

Figura IV-1 Diagrama de Proceso de la Central de Ciclo Combinado del Proyecto

Figura IV-2 Rango de Selección de Turbinas de Gas

Figura IV-3 Correcciones de Planta para Variaciones en la Desviación de la Temperatura  
de Entrada al Compresor

Figura IV-4 Diagrama T-s del Ciclo de Vapor de un sólo Nivel de Presión

Figura IV-5 Diagrama T - s de la Intersección de la Curva de Rendimiento Adiabático de la Turbina a distintos niveles de Presión

Figura IV-6 Diagrama T - s Resultados del Ciclo de Vapor

Figura IV-7 Perfil de Temperaturas en la Caldera Recuperadora, Transferencia de Calor hasta el Calderín

Figura IV-8 Perfil de Temperaturas en la Caldera Recuperadora, Transferencia de Calor desde la Entrada al Evaporador de Presión Alta hasta la entrada al Evaporador de Presión Baja

Figura IV-9 Diagrama T - s, Visualización del Proceso de Calentamiento a Presión Constante entre el Inicio del Evaporador de Presión Baja hasta el inicio del Evaporador del Presión Alta

Figura IV-10 Diagrama T - s, Variación de la Caída Entálpica de la Turbina por la Inyección del Flujo de Presión Baja

Figura IV-11 Flujos de ingreso al Tanque Desaireador

Figura IV-12 Diagrama T – s, Proceso de Mezcla del Agua desde la Bomba de Condensado y el Agua de Extracción para Precaentamiento

Figura IV-13 Diagrama T – s, Ampliación para Visualización del Trabajo de Bombas

Figura IV-14 Perfil de Temperaturas de la Caldera Recuperadora, Transferencia de Calor en el Economizador hasta la Chimenea

Figura IV-15 Modelo en 3D del sistema de potencia de vapor

Figura IV-16 Arreglo general de la planta

Figura IV-17 Planta KA24

Figura IV-18 Planta FlexEfficiency 60

Figura V-1 Diagrama pie del costo de MW.h

Figura V-2 Diagrama Gantt del Proyecto



## ANEXOS



## 1. TURBINA DE GAS SIEMENS SGT6 5000F

### Siemens Gas Turbine SGT6-5000F

*As the heart of the SGT6-PAC 5000F, the SGT6-5000F gas turbine consists of three basic elements: axial-flow compressor, combustion system and turbine section. Incorporated into the advancements of this proven gas turbine design are features such as horizontally split casings, two-bearing rotor support, external rotor air cooler, and axial-flow exhaust.*

#### Compressor

The compressor is a 13-stage axial-flow design, which achieves a 17 to 1 pressure ratio. The compressor is equipped with four stages of variable guide vanes to improve the low speed surge characteristics and part-load performance in combined cycle applications. The blade path design is based on an advanced three-dimensional flow field analysis computer model. Compressor vanes rows four through eight consist of mechanically assembled 60° segments while rows nine through 13 are individually removable from a T-root section of the vane carrier. One row of exit guide vanes is used to direct the flow leaving the compressor. Stationary airfoils utilize corrosion and heat resistant stainless steel throughout. All compressor rotating and stationary airfoils are coated to improve aerodynamic performance and corrosion protection. The compressor rotor is comprised of multiple discs equipped with Hirth Serrations on the single tie-bolt rotor.

#### Combustion system

The combustion system consists of 16 can-annular combustors. Each combustor has an air-cooled transition piece, which directs the combustion gases to the turbine blade path.

#### Turbine

The turbine section is comprised of four-stages, each containing a stationary and rotating row of blading. The turbine rotor, which contains the rotating blades, is constructed of four interlocking discs using Hirth Serrations on the single tie-bolt rotor.

#### Rotor

The rotor is a single tie-bolt comprised of multiple discs equipped with Hirth serrations for torque transmission and is supported by two tilting-pad bearings. Design features include advanced materials, coatings and cooling schemes that are implemented throughout the turbine section to yield high turbine efficiencies and maintain long turbine component life.

#### Rotor air cooler

A comprehensive cooling system is provided to supply cooling air to the high temperature areas of the turbine section. Rotor cooling air is extracted from the combustor shell. The air is externally cooled and introduced into the turbine section to be used for sealing purposes and to cool the appropriate rotating discs and rotating blades. This provides a blanket of protection from hot blade path gases.

In combined cycle applications, the "waste" energy removed from the cooling air is used to produce intermediate- and low-pressure steam which is introduced into the steam circuit to increase steam turbine output and cycle efficiency. Alternatively, this energy can be reclaimed for fuel heating or boiler feed water heating.

#### Inlet air system

A side- or top-mounted inlet duct directs airflow into the compressor inlet manifold, which is designed to provide an efficient flow pattern of air into the axial-flow compressor. A parallel-baffle silencing configuration is located in the inlet system for sound attenuation. Air filtration is provided by a two-stage pad filter as the standard arrangement. Other filter systems are also available.

#### Generator

The SGT6-5000F gas turbine is coupled to an open air-cooled (OAC) Siemens generator (SGen™) which is equipped with cooling air filtration, silencers, inlet and exhaust ducting, collector ring assembly, acoustical enclosure and necessary instrumentation. The isolated phase bus interfaces are near the non-drive end of the generator and the top of the enclosure. There are three main (line side) leads and three neutral leads. Internal cooling is provided via shaft-mounted blowers, which direct filtered ambient air through the generator's major internal components. Totally enclosed water-to-air-cooled (TEWAC) is available as an option.

#### Starting system

The Static Frequency Converter (SFC) is used for starting the gas turbine. The SFC generates a rotating magnetic field in the generator stator that interacts with the magnetic field generated by the static excitation equipment (SEE) in the generator rotor to provide the torque required to rotate the turbine. Brushless excitation is available as an option.

**Exhaust system**

After passing through the combustor and turbine section, combustion gas discharges axially through a transition section which is an interface on the exhaust system. For heat recovery applications, the exhaust stack is deleted and the gases are directed to the heat recovery steam generator.

**Electrical and control package**

The electrical and control package contains equipment necessary for sequencing, control and monitoring of the turbine and generator. This includes the Siemens Power Plant Automation (SPPA™) system known as the SPPA-T3000 Web-based distributed control system, motor control centers, generator protective relay panel, fire protection system for the electrical package, battery and battery charger. The batteries are in an isolated section of the package and are readily accessible for maintenance.

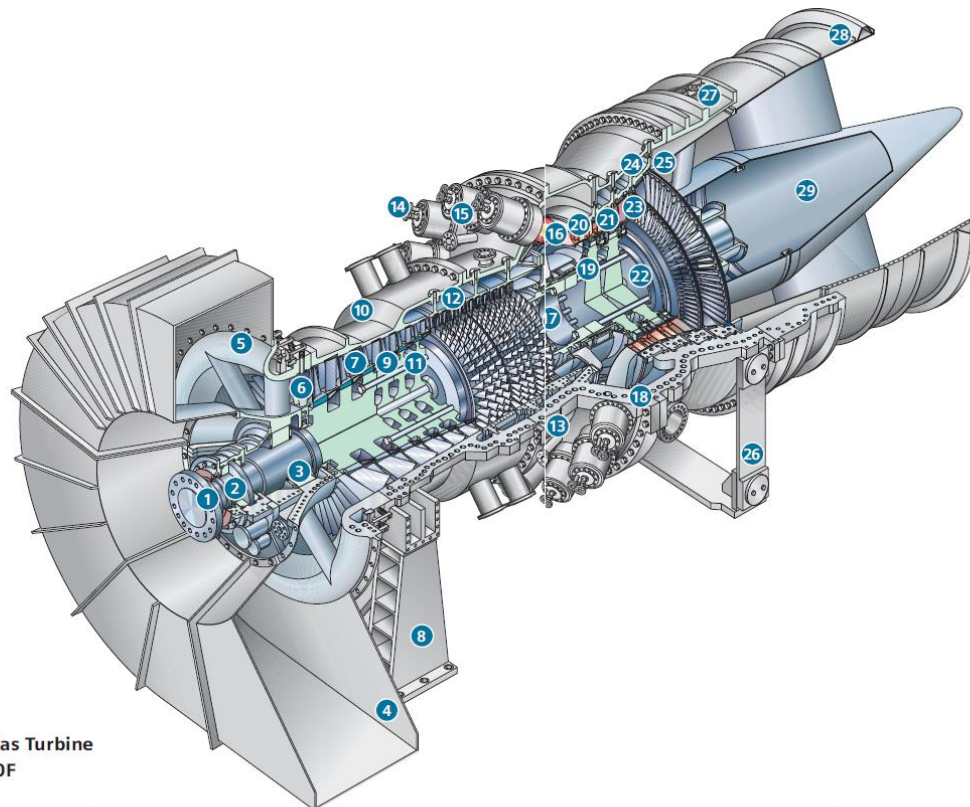
**Lubricating oil package**

The lubricating oil package houses the common lube oil system for the gas turbine and generator.

**Gas fuel system**

The principal components of the gas fuel system are located within the gas turbine enclosure. Monitoring instrumentation is mounted on a fuel control panel located inside the turbine enclosure. Pressure gauges to locally monitor the fuel pressure are typically located on this panel.





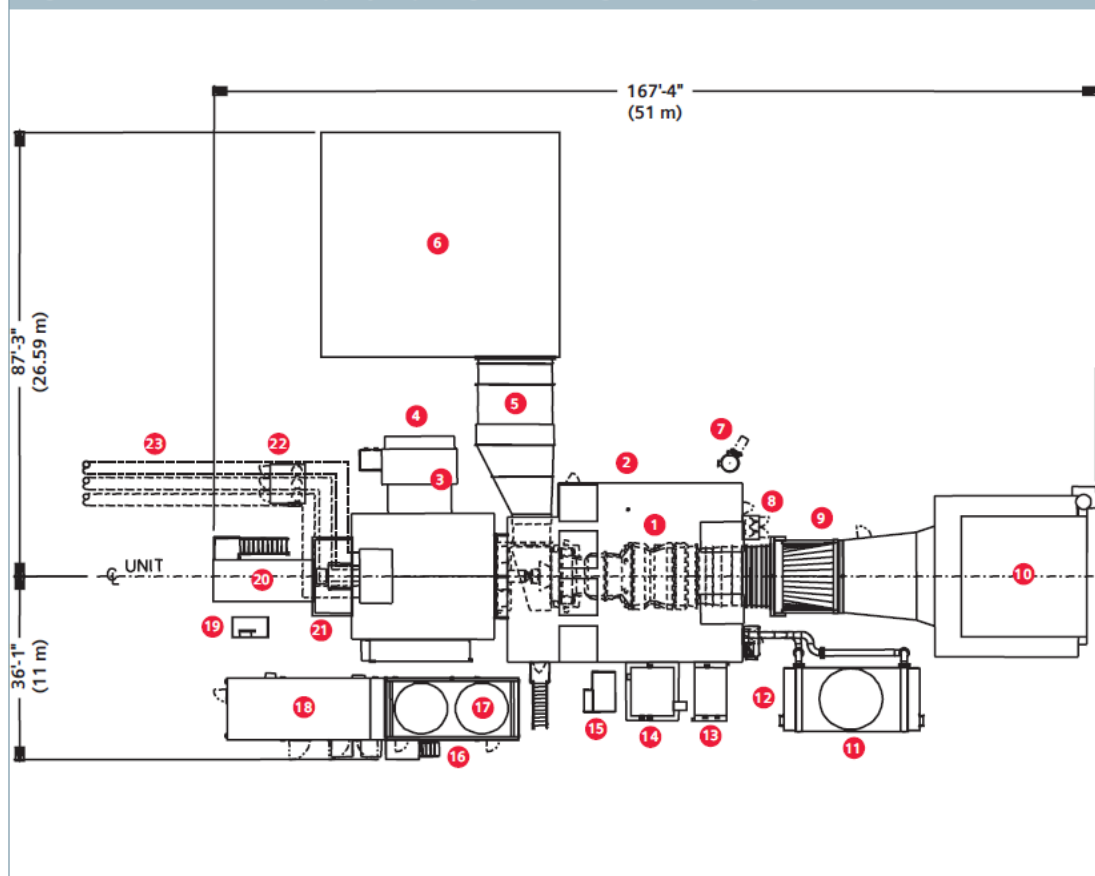
**Siemens Gas Turbine  
SGT6-5000F**

**Key:**

- |  |   |
|--|---|
| 1. Generator coupling                          | 14. Fuel nozzles                            |
| 2. Thrust bearing                              | 15. Combustor baskets                       |
| 3. Journal bearing                             | 16. Combustor transitions                   |
| 4. Inlet air duct                              | 17. Torque tube/air separator               |
| 5. Inlet cylinder                              | 18. Engine horizontal joint                 |
| 6. Variable inlet guide vane                   | 19. Turbine disc thru-bolts                 |
| 7. Compressor rotating blades                  | 20. Individual first-stage stationary vanes |
| 8. Fixed compressor end support                | 21. Turbine multivane diaphragms            |
| 9. Compressor diaphragms with labyrinth seals  | 22. Turbine discs                           |
| 10. Compressor cylinder with borescope access  | 23. Turbine rotating blades                 |
| 11. Compressor thru-bolt                       | 24. Turbine roll-out blade rings            |
| 12. Compressor bleed manifolds                 | 25. Blade path thermocouples                |
| 13. Compressor, combustor and turbine cylinder | 26. Flexible turbine end support            |
|  | 27. Exhaust expansion joint                 |
|  | 28. Exhaust cylinder                        |
|  | 29. Exhaust diffuser inner cone             |

## SGT6-PAC 5000F plant arrangement diagram

Figure 7 - SGT6-PAC 5000F simple cycle plant general arrangement drawing



**Key:**

- |  |                                |   |
|--|--------------------------------|---|
| 1. Gas turbine (GT)                    | 11. Rotor air cooler (fin-fan) | 21. Brushless excitation                |
| 2. GT enclosure                        | 12. Dry chemical cabinet       | 22. VT & surge cubicle                  |
| 3. Generator (OAC)                     | 13. Water injection pump skid  | 23. Isolated phase bus duct (by others) |
| 4. Generator air inlet filter          | 14. Fuel oil pump skid         |   |
| 5. Turbine air inlet duct and silencer | 15. Hydraulic supply skid      |   |
| 6. Turbine air inlet filter            | 16. Lube oil package           |   |
| 7. Fuel gas main filter/separator      | 17. Lube oil cooler (fin-fan)  |   |
| 8. FM-200® fire protection             | 18. Electrical package         |   |
| 9. Exhaust transition                  | 19. Compressor wash skid       |   |
| 10. Exhaust stack                      | 20. Starting package           |   |

**Comment:** Items 13 and 14 only required with Dual Fuel.

**Notes:** The equipment shown is representative information. This design is subject to change at the discretion of Siemens. All dimensions shown are in feet and inches (metric).

## Net performance for the SGT6-PAC 5000F

Combustor type	ULN dry	DLN dry	DLN* steam augmentation
Fuel	Natural gas	Natural gas	Natural gas
Net power output (kW)	199,600	205,900	224,700
Net heat rate (Btu/kWh) LHV	9,102	9,081	8,802
Net heat rate (kJ/kWh) LHV	9,604	9,582	9,287
Exhaust temperature (°F/°C)	1088/587	1113/601	1114/601
Exhaust flow (lb/hr)	3,995,800	3,997,900	4,130,300
Exhaust flow (kg/hr)	1,812,400	1,814,400	1,873,400
Fuel flow (lb/hr)	84,500	86,900	91,971
Fuel flow (kg/hr)	38,340	39,400	41,717
Fuel	Liquid	Liquid	Liquid**
Net power output (kW)	190,700	191,100	-
Net heat rate (Btu/kWh) LHV	9,377	9,301	-
Net heat rate (kJ/kWh) LHV	9,893	9,813	-
Exhaust temperature (°F/°C)	1052/567	1045/563	-
Exhaust flow (lb/hr)	4,048,400	4,048,200	-
Exhaust flow (kg/hr)	1,836,300	1,836,200	-
Fuel flow (lb/hr)	96,946	96,741	-
Fuel flow (kg/hr)	43,974	43,881	-

**Conditions:** Natural gas or liquid fuel meeting Siemens' fuel specifications. Elevation: sea level; 14.696 psia barometric pressure, 60% relative humidity, 59°F (15°C) inlet air temperature, 3.4 in. water (87 mm water) inlet loss, 5 in. water (127 mm water) exhaust loss, air-cooled generator and .9C power factor (pf).

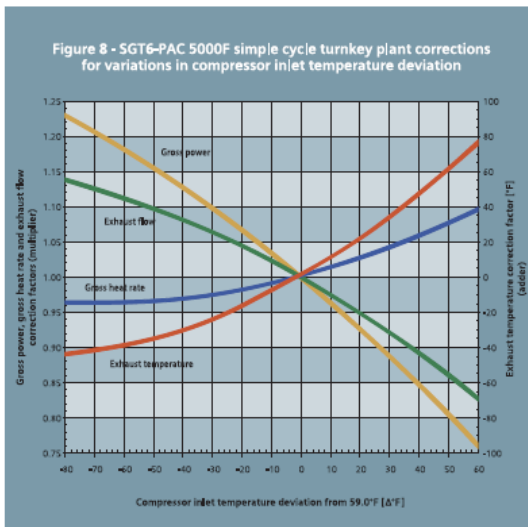
\* Steam injected through the combustor section casing into the compressor discharge air to increase output.

\*\* Steam augmentation with liquid fuel available on a case-by-case basis.

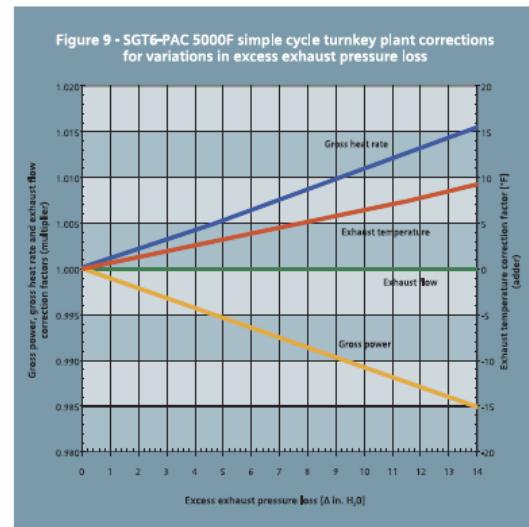


Correction curves

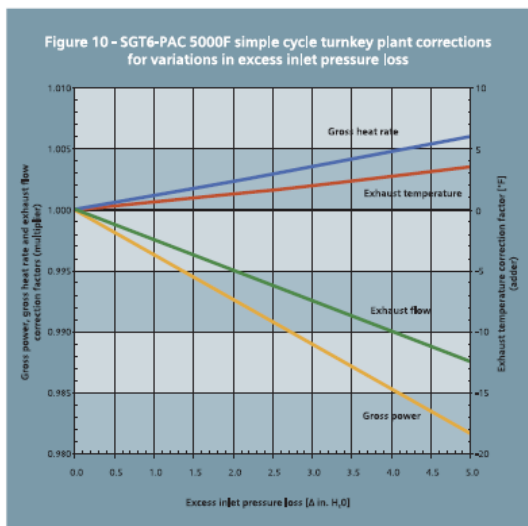
To estimate thermal performance of the SGT6-PAC 5000F at conditions other than those noted, the following correction curves may be used:



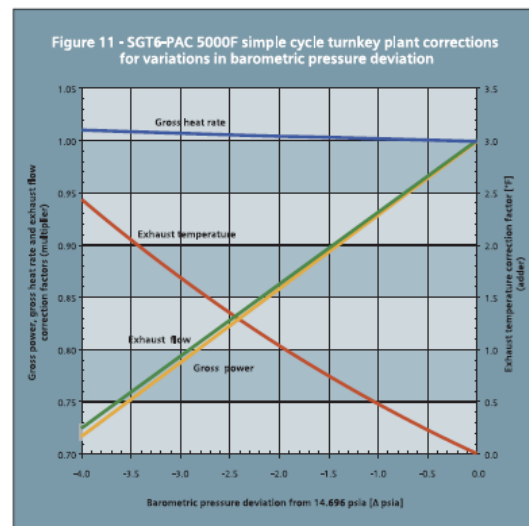
Conditions:  
 Gas fuel: 100% CH<sub>4</sub> Compressor inlet temperature: 59°F Compressor inlet relative humidity: 40%  
 Barometric pressure: 14.696 psia Inlet total pressure loss: 3.4 in. H<sub>2</sub>O Exhaust static pressure loss: 5.0 in. H<sub>2</sub>O



Conditions:  
 Gas fuel: 100% CH<sub>4</sub> Compressor inlet temperature: 59°F Compressor inlet relative humidity: 40%  
 Barometric pressure: 14.696 psia Inlet total pressure loss: 3.4 in. H<sub>2</sub>O Exhaust static pressure loss: 5.0 in. H<sub>2</sub>O



Conditions:  
 Gas fuel: 100% CH<sub>4</sub> Compressor inlet temperature: 59°F Compressor inlet relative humidity: 40%  
 Barometric pressure: 14.696 psia Inlet total pressure loss: 3.4 in. H<sub>2</sub>O Exhaust static pressure loss: 5.0 in. H<sub>2</sub>O



Conditions:  
 Gas fuel: 100% CH<sub>4</sub> Compressor inlet temperature: 59°F Compressor inlet relative humidity: 40%  
 Barometric pressure: 14.696 psia Inlet total pressure loss: 3.4 in. H<sub>2</sub>O Exhaust static pressure loss: 5.0 in. H<sub>2</sub>O

## 2. TURBINA DE VAPOR SIEMENS SST900

# SST-900 industrial steam turbines

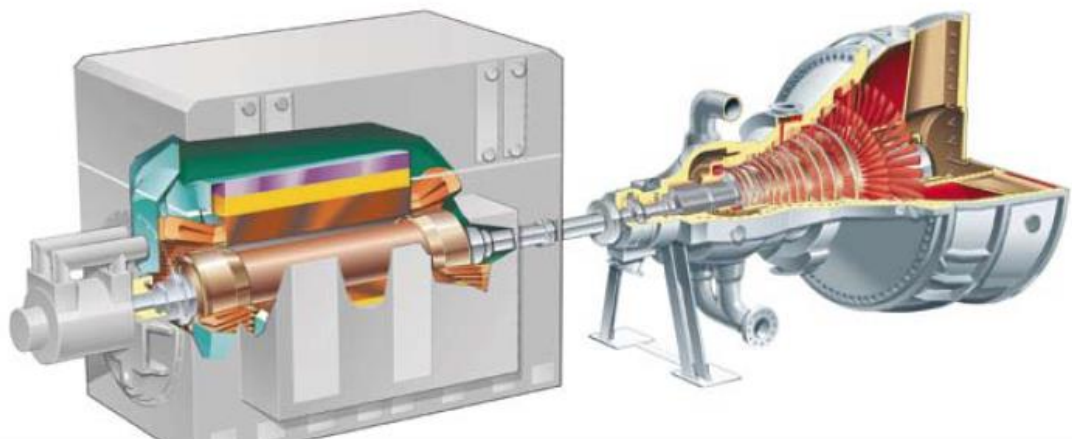
Up to 250 MW

The SST-900 is a mid-range single-casing steam turbine designed and manufactured to meet the specific demands of power generation in condensing and back-pressure applications. For increased efficiency, the SST-900 can also be used in a reheat configuration.



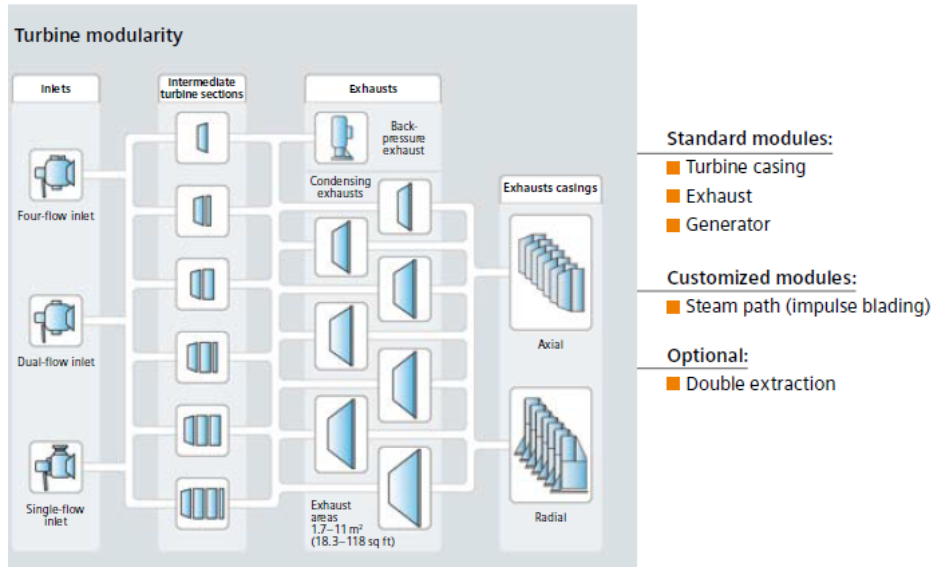
The SST-900 provides direct drive of a 3,000 or 3,600 rpm generator in a variety of applications including:

- Combined-cycle plants
- Solar thermal plants
- Fossil-fuel steam plants
- Waste-to-energy plants
- Cogeneration and district heating plants
- Oil and gas industry
- Industrial plants



## Design features

The SST-900 is a steam turbine with inherent flexibility. Each turbine is built from a series of proven standard components, each of which contributes to high reliability and availability. The combination of standard components, such as inlet and exhaust sections, results in a very versatile turbine, covering a wide field of applications and a broad power range.



### Inlet systems and steam extractions

Although the turbine components are selected from standardized building blocks, the steam path, extraction/admission location, size and inlet systems are customized to fit the specific requirements of each project.

SST-900 offers several options both for inlet systems and for internally controlled process steam extractions. The different inlet systems, based on external control valves and either one, two or four separate inlet pipes, enable us to find optimal solutions for project-specific live steam and load conditions. Volute for even steam distribution to the first turbine stage or nozzle groups around a control stage protect the main turbine casing from very hot inlet steam.

Depending on volume flow, a single, dual or quadruple inlet volute provides optimal performance for combined-cycle sliding pressure operation. Internal valve arrangements, controlling the steam flow to the back end of the turbine, are used to maintain constant process steam extraction pressures over a wide flow range.

Internally controlled process steam extraction provides a constant extraction-steam pressure over a broad range of steam flows, a feature that makes the SST-900 steam turbines both flexible and easy to operate. Bleed extractions are also available and can be equipped with external pressure-control valves.

### Turbine casing

The SST-900 has a horizontally split casing, built for high thermo-flexibility. Its symmetrical casing and small hot-part dimensions enable the SST-900 to accept short start-up times and rapid load changes.

### Exhaust

Condensing turbines feature as standard an axial exhaust firmly flanged to an in-line water-cooled condenser or connected to an air-cooled condenser. The axial exhaust saves foundation height and cost and improves the efficiency.

Downward-directed exhausts for underslung condensers are available as an option.

The exhaust connections of back-pressure turbines are directed either downwards or upwards.

The turbine exhaust end is fixed to the water-cooled condenser inlet flange or to the foundation, while the turbine front is supported by flex plates allowing thermal expansion without use of friction elements.

### Rotor and blading

The rotor is normally a solid forging with integral disks: only the largest are welded. The turbine blades are attached to the disks via side entry slots.

The stationary blading is fixed into diaphragms. Special diaphragms contain the internal extraction control arrangement (controlled by external servomotors). The use of the latest blading-manufacturing technology enhances the performance capability.

High efficiency is also obtained by the use of advanced and proven condensing last-stage blades, covering a range of 1.7–11 m<sup>2</sup> (18.3–118.4 sq.ft.).

Technical data



Technical data

- Power output up to 250 MW
  - Speed 3,000–3,600 rpm
  - Live steam conditions (non-reheat)
    - Pressure up to 140 bar/2,030 psi
    - Temperature up to 560° C/1,040° F
  - Live steam conditions (reheat)
    - Pressure up to 165 bar/2,393 psi
    - Temperature up to 585° C/1,085° F
    - Reheat temperature up to 580° C/1,080° F
  - Bleed up to 60 bar/870 psi
  - Controlled extraction (single or double)
    - Pressure up to 55 bar/798 psi
    - Temperature up to 480° C/895° F
  - Exhaust steam conditions
    - Back pressure up to 16 bar/230 psi
    - Condensing up to 0.6 bar/8.5 psi
    - District heating up to 3 bar/45 psi
- (All data are approximate and project-related.)



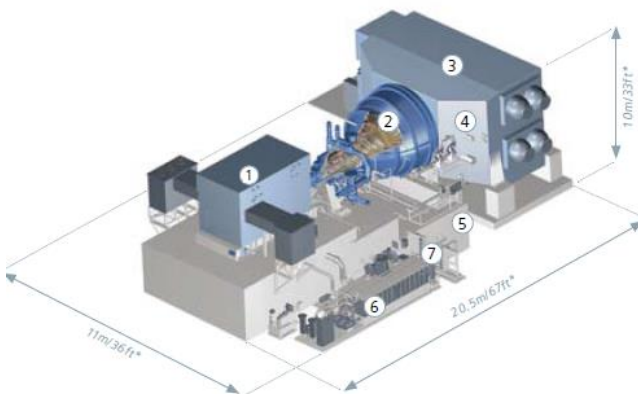
Design features

- Single-casing, direct-drive
- Customized steam path
- Axial or radial exhaust
- Thermoflexible design
- Modular
- Flexible
- Proven

Benefits

- Compact plant layout
- Wide application range
- High efficiency
- High reliability / availability
- Simple foundation
- Short start-up time
- Excellent load-following capability.

Modular package layout



- ① Generator
- ② Steam turbine
- ③ Condenser
- ④ Gland steam condenser
- ⑤ Gland steam unit
- ⑥ Lube oil unit
- ⑦ Hydraulic unit

\* The dimensions are typical figures, they can vary from case to case.

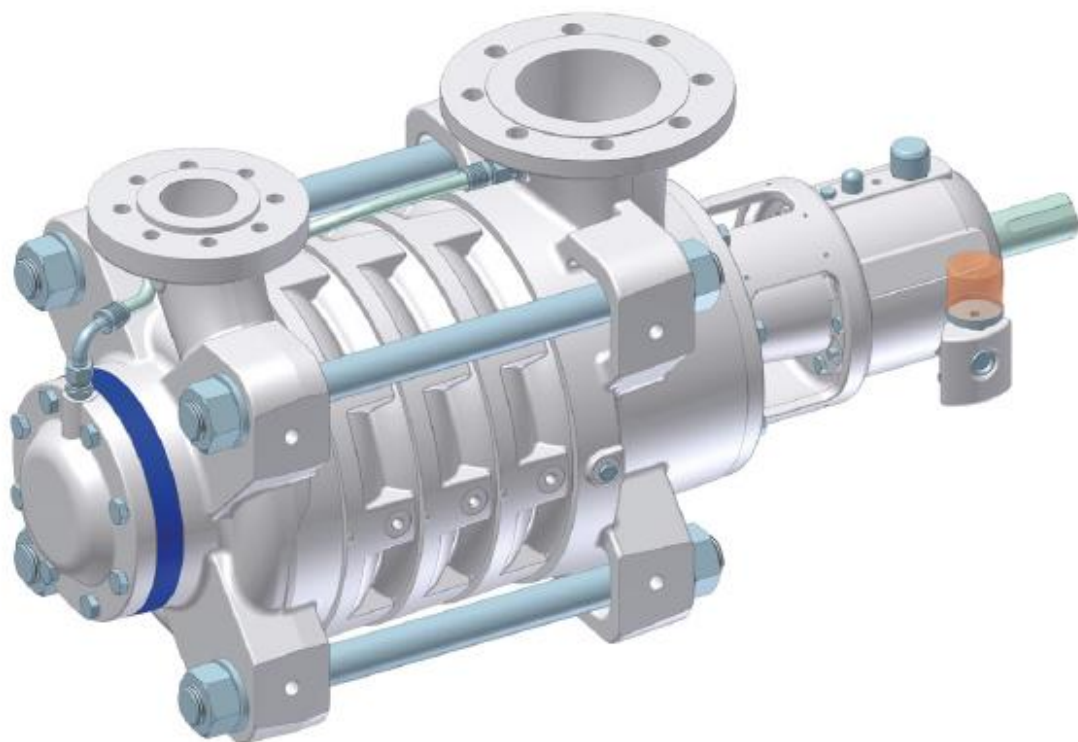


SST-900 steam turbine in the workshop in Finspong, Sweden.

### 3. BOMBAS SULZER



#### MBN Multistage Ring Section Pumps



The Heart of Your Process

## MBN Multistage Ring Section Pumps

MBN type pumps are horizontal, radially split, ring section pumps with modular design.

They are suitable for pumping clean or slightly polluted, hot or cold, chemically neutral or aggressive liquids.

Wherever a robust pump for high pressure applications is needed, the MBN fulfills all requirements.



## Materials

	50 Hz
Suction casing Stage casing Discharge casing	Chromium steel, Duplex, Superduplex
Shaft seal housing	Chromium steel, Duplex, Superduplex
Impellers	Chromium steel, Duplex, Superduplex
Shaft Shaft sleeves	Duplex, Superduplex
Bearing bracket	Cast iron



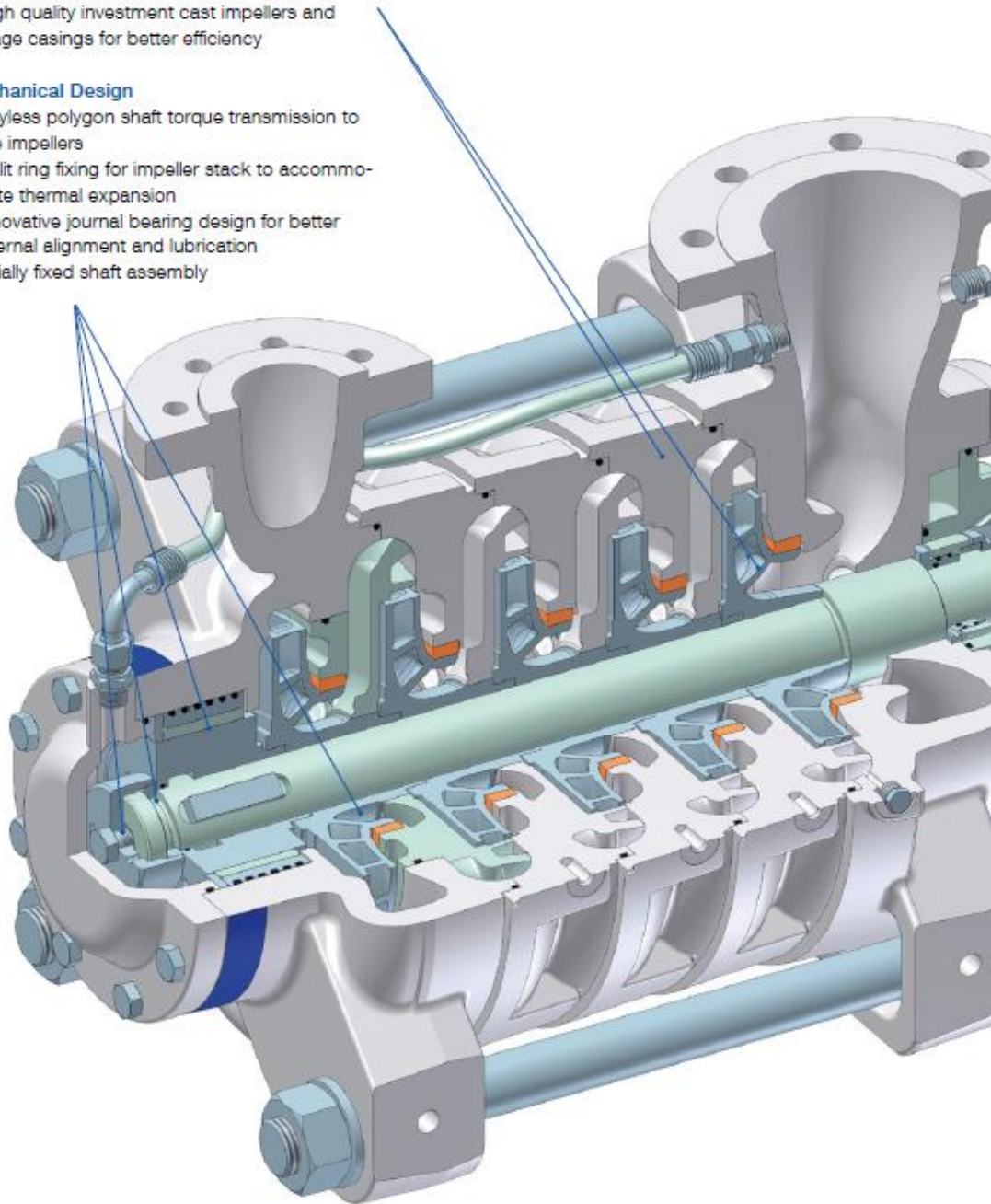
## Design Features and Benefits

### Hydraulics

- Special suction impeller for low Net Positive Suction Head Requirements (NPSHr)
- High quality investment cast impellers and stage casings for better efficiency

### Mechanical Design

- Keyless polygon shaft torque transmission to the impellers
- Split ring fixing for impeller stack to accommodate thermal expansion
- Innovative journal bearing design for better internal alignment and lubrication
- Axially fixed shaft assembly

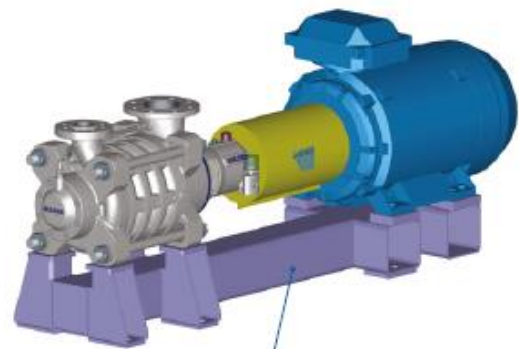
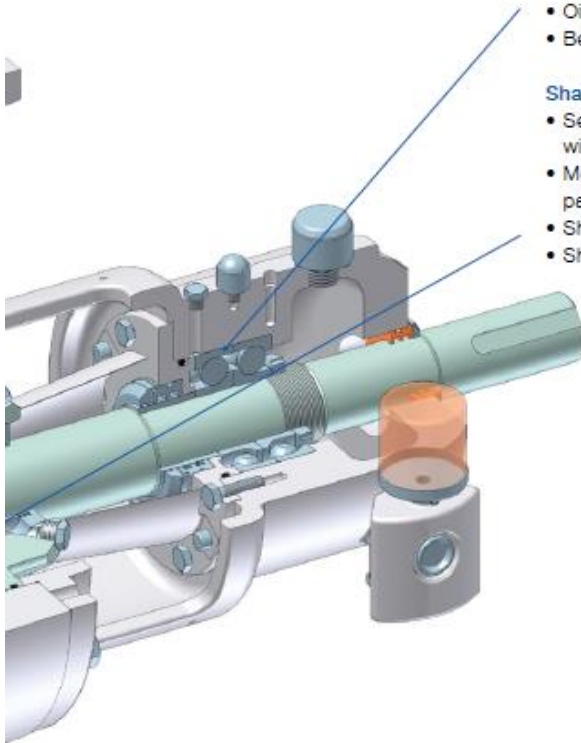


#### Bearing Unit

- 4 bearing units serve 6 hydraulics
- Same bearing housing for both oil and grease lubrication
- Increased oil sump for better heat dissipation
- Inpro™ metallic bearing isolators
- Constant level oiler maintains optimum oil level
- Grease lubrication for temperatures up to 120 °C (240 °F)
- Oil lubrication for temperatures up to 180 °C (350 °F)
- Bearing unit can be serviced without disassembling the pump

#### Shaft Sealing

- Separate seal chamber enables the seal type to be changed without having to replace the suction casing
- Mechanical seal (single and double), dynamic seal and gland packing are available
- Shaft sealing only required on the low pressure suction side
- Shaft seal can be serviced without disassembling the pump



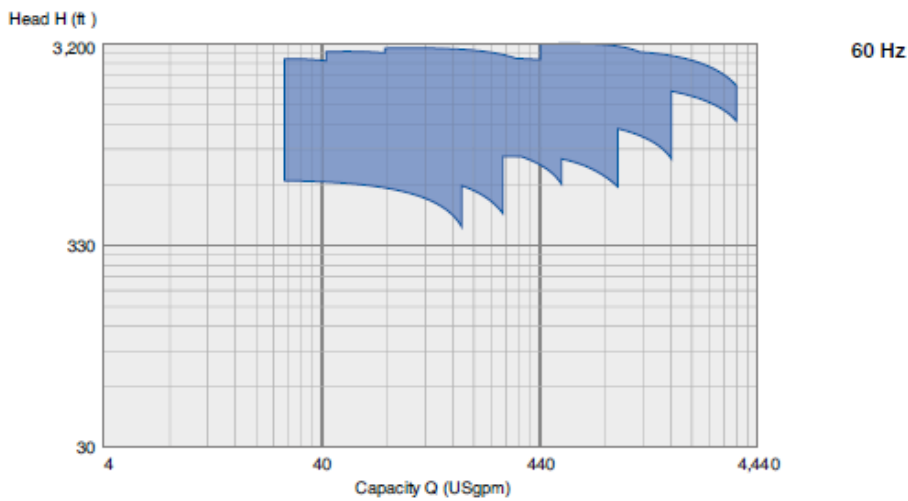
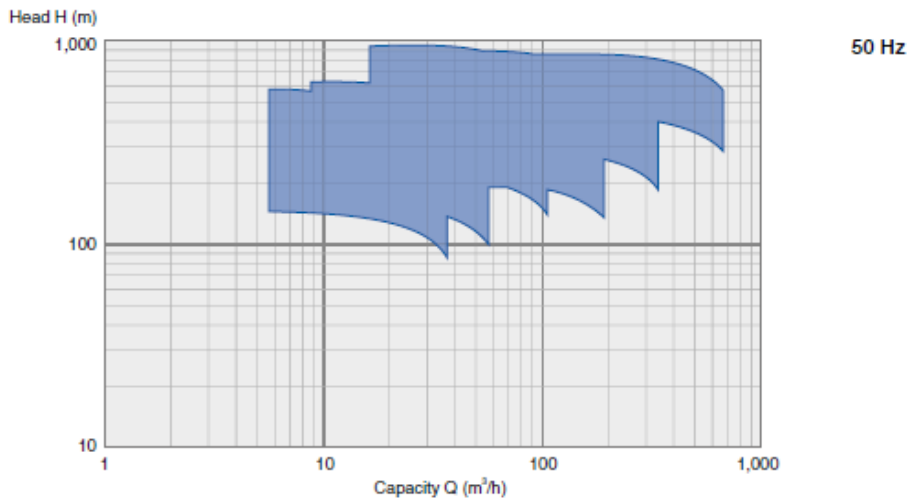
#### Polygon Impeller Mounting

- Allows a fast and easy mounting of the impeller on the shaft.
- Maintains straightness of the shaft
- Decreases deflection and stress points
- Eliminates the need of standard keyed design

#### Baseplate

- Fabricated steel, painted or hot-dip galvanized
- To be grouted at installation site

## Performance Ranges



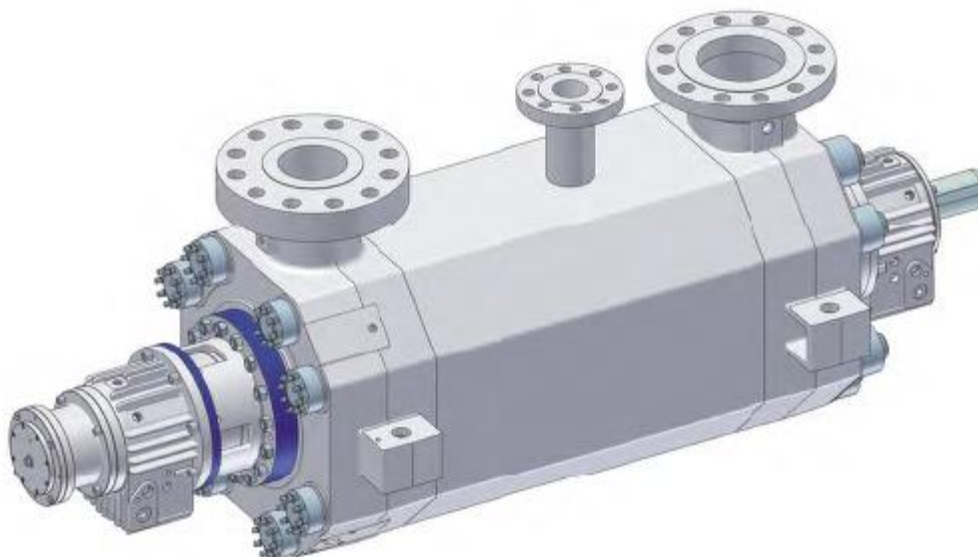
## Operating Data

	50 Hz	60 Hz
Pump sizes	from 25 mm to 150 mm	from 1 to 6 inches
Capacities	up to 700 m <sup>3</sup> /h	up to 3,080 USgpm
Heads	up to 900 m	up 2,950 feet
Pressures	up to 100 bar	up to 1,450 psi
Temperatures	up to 180 °C	up to 350 °F

**SULZER**

Sulzer Pumps

## MD High Pressure Stage Casing Pump



The Heart of Your Process

## MD Design

The MD pump is primarily designed for power applications, especially boiler feed. Sulzer MD pumps are horizontal, radially split, centerline mounted, multistage ring section pumps. MD pumps are suitable for pumping clean or slightly polluted, hot or cold water. MD pumps are designed to operate up to 210 °C (410 °F).



MD high pressure boiler feed pump with motor

Two main designs are available:

- balance disk with self contained bearing
- balance drum with axial thrust bearing

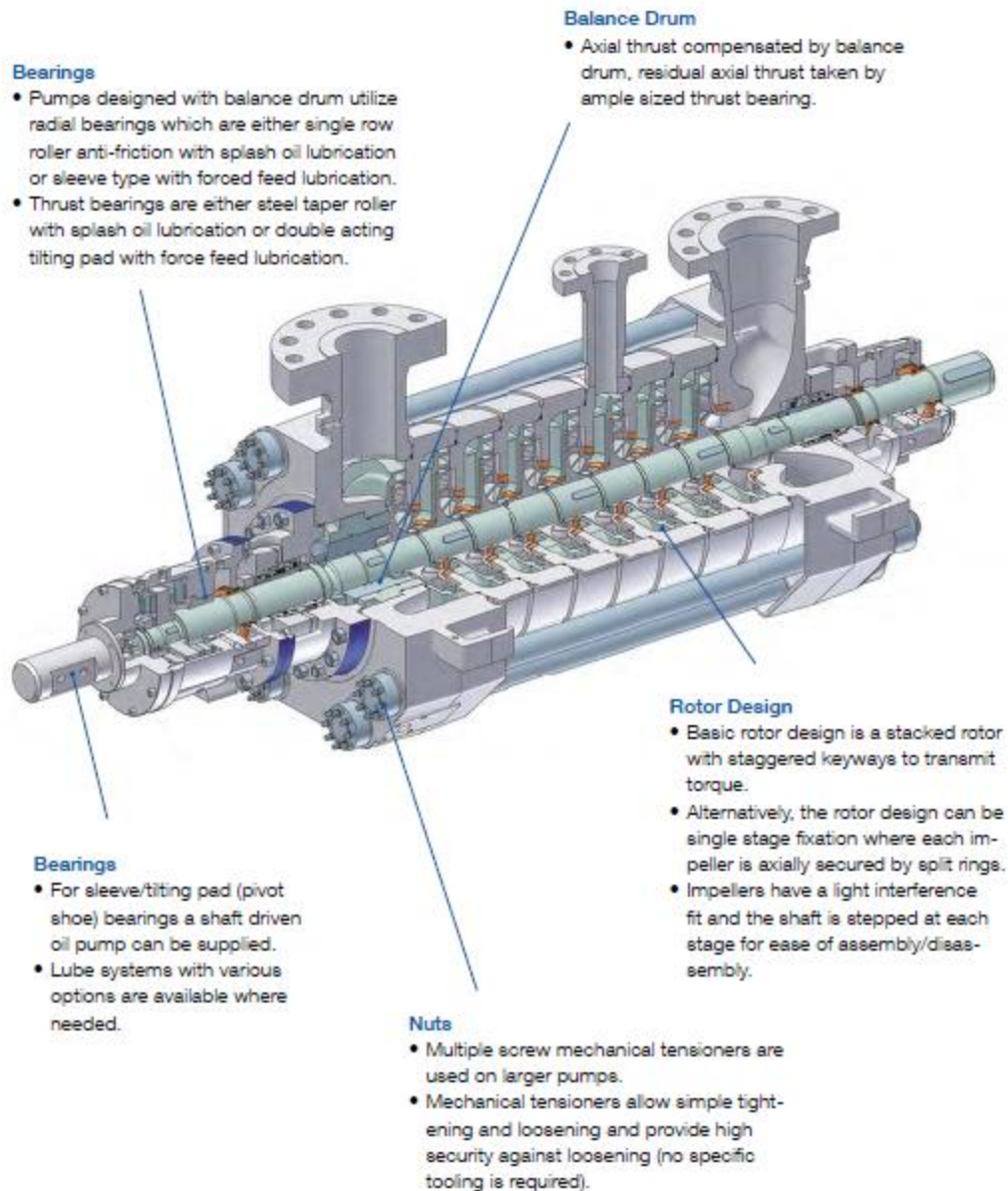
Centerline mounting is used to allow operation at high temperatures. Stage casings are held together by external tie bolts and sealed by confined o-rings.

The pump is optimized to reduce the bearing span and to assure stable dynamic performance. The 12% chrome steel material allows high corrosion resistance for boiler feed pump services. The pump is suitable for cold start without pre-warming.

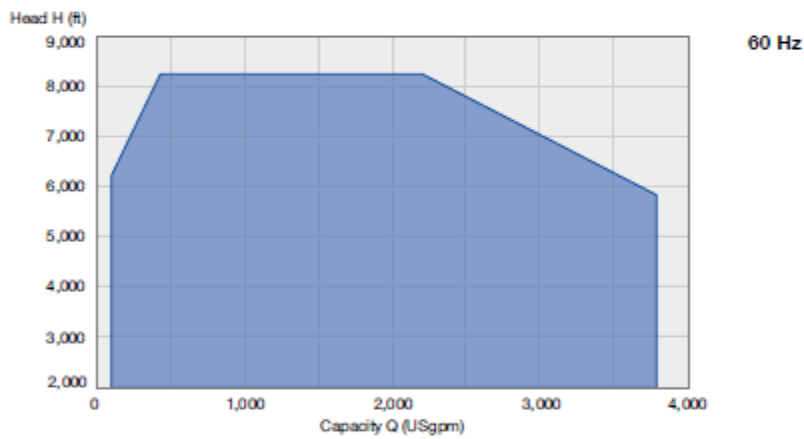
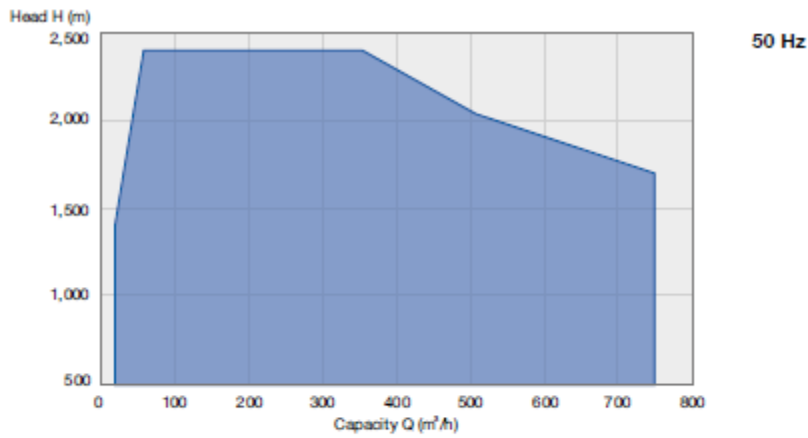


MD pump with balance disk and Permavor® lift-off device

## MD Design Features and Benefits Arrangement with Balance Drum



## MD Performance Ranges



## Operating Data

	50 Hz	60 Hz
<b>Pump sizes</b>	50 to 200 mm	2 to 8 inches
<b>Capacities</b>	30 to 750 m <sup>3</sup> /h	160 to 3,800 USgpm
<b>Heads</b>	up to 2,400 m	up to 8,200 ft
<b>Pressures</b>	up to 270 bar	up to 3,900 psi
<b>Temperatures</b>	up to 210 °C	up to 410 °F

**SULZER**

Sulzer Pumps

## SJD Vertical Multistage Can Pumps for Condensate Extraction (CEP)



The Heart of Your Process

## SJD (CEP) Single Suction Design Features and Benefits

### Separate Fabricated Driver Stand

Allows use of one suction and discharge head per pump size— independent of motor frame or coupling spacer lengths.

### Shaft Sealing

Accomplished by single or dual mechanical (back-to-back) cartridge seal. Removable seal housing allows servicing throttle bushing without removing the head.

### Cast Suction and Discharge Head

Designed with 150# suction flange and 300# discharge flange as standard. Fabricated version available.

### Flanged Fabricated Column Pipes

Designed with bolted joint flange and sealed o-ring. Provide adequate sealing without overstressing the bolts.

### Bearing Bushings

Product lubricated bearings are carbon graphite. Provide for long maintenance- free periods; located in all bearing spiders and bowls.

### First Stage Single Suction Impeller

Provides high suction specific speed with a low and flat NPSHr curve. This overhung impeller provides high first stage head.

### Dual Wear Ring Surface

Provides replaceable wear surface for all impellers and bowls.

### Vertical Solid Shaft Motor

Without thrust bearing IEC "C" Base. NEMA motors with axial thrust bearing are optional.

### Flexible Coupling with Spacer

Allows servicing the thrust bearing and mechanical seal as needed. Rigid (Flanged Adjustable Coupling) is optional when the axial thrust bearing is located in the driver.

### Axial Thrust Bearing

Located in the pump (on suction and discharge head), sized to handle the axial thrust during start-up and normal operation. Axial thrust bearing located in the driver is optional.

### Drop-In Bearing Spider

Designed with an offset to allow re-use of the same shaft by flipping the spider over.

### Fabricated Baseplate

Is optional.

### Sleeve Intermediate Coupling

(Thrust stud) designed for larger shaft diameters above 68 mm. For smaller sizes threaded intermediate coupling is available.

### Fabricated Can

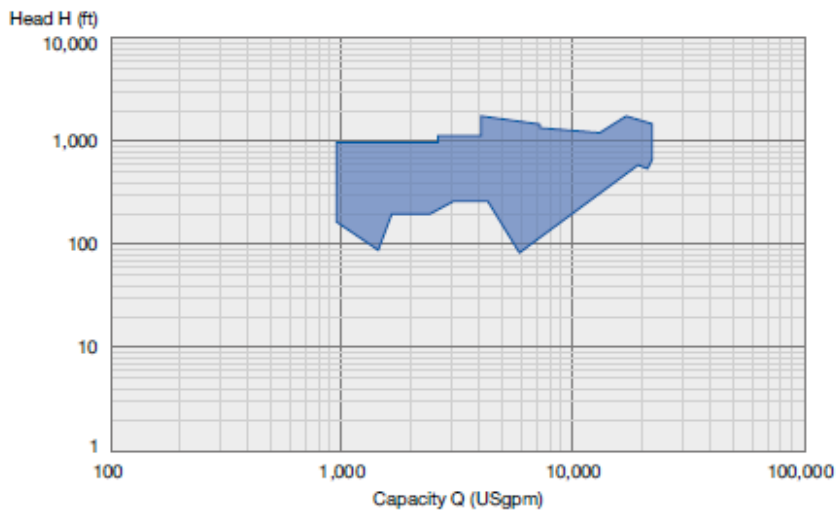
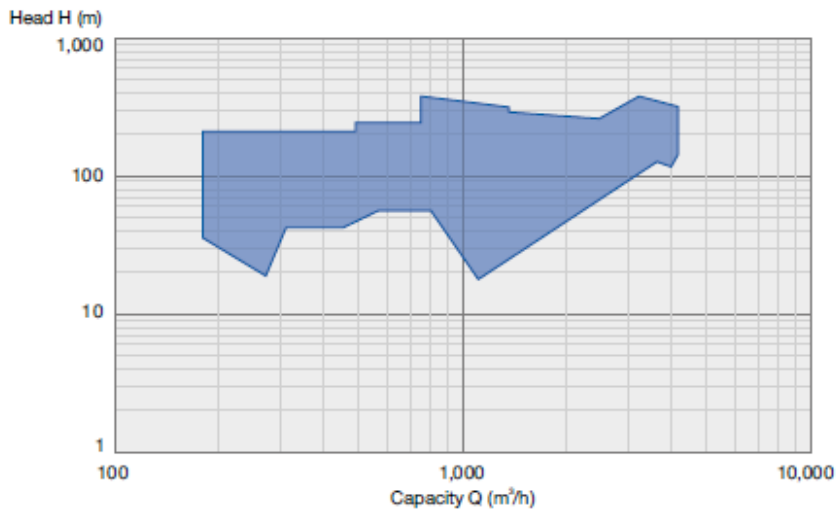
Has bottom and lateral anti-rotation ribs; provides uniform and adequate velocity flow downstream along the can length.

### Bowl Assembly

Bolted joint flange and o-ring sealed bowls.



## SJD (CEP) Performance Ranges



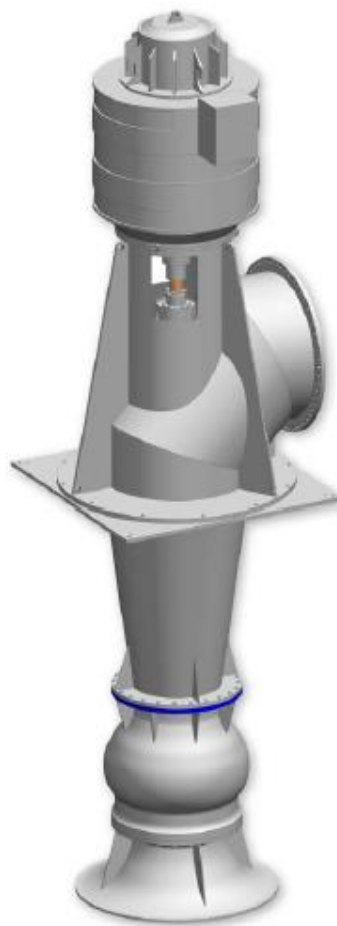
## Operating Data

	50 Hz	60 Hz
Capacities	up to 5,000 m <sup>3</sup> /h	up to 22,000 USgpm
Heads	up to 550 m	up to 1,800 feet
Suction pressures	up to 4 bar	up to 58 psi
Max operating pressures	up to 94 bar	up to 1,360 psi
Temperatures	up to 100 °C	up to 212 °F

**SULZER**

Sulzer Pumps

## SJT Vertical Turbine Pumps



The Heart of Your Process

## SJT Design Features and Benefits

### Headshaft

Precision machined and sized for the application power input. Drive couplings connect headshaft with a vertical solid shaft motor.

### Pumpshaft

The shaft is tailor-made to the service needs and sized individually for each installation; sized for maximum torque. A stepped shaft with sleeves can be supplied.

### Bowl Bearings

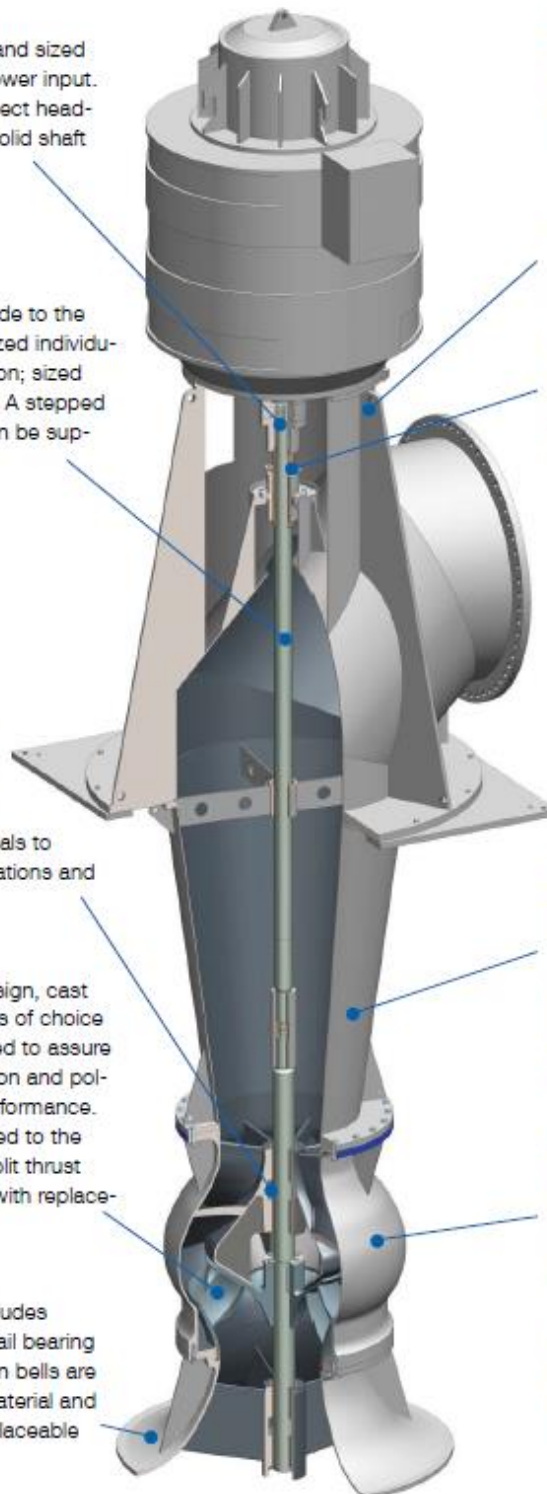
Bowls can be fitted with rubber, metal or dual (rubber and metal) bearings of many different materials to meet required applications and specifications.

### Impeller

Impeller is closed design, cast from various materials of choice for versatility, balanced to assure vibration-free operation and polished to optimize performance. The impeller is secured to the shaft by a key and split thrust ring and is available with replaceable wear rings.

### Suction Bell

Each suction bell includes anti-vortex ribs and tail bearing bushings. The suction bells are standard cast iron material and are available with replaceable wear rings.



### Discharge Head

An above ground discharge head is standard. The integral driver stand allows easy access to removable packing/seal box and coupling. Each standardized discharge elbow comes with a segmented bend / motor stool and utilizes a stuffing box designed to accommodate various mechanical seals.

### Shaft Seal

A packed stuffing box is provided for reliable sealing and easy maintenance. Mechanical seals can be provided.

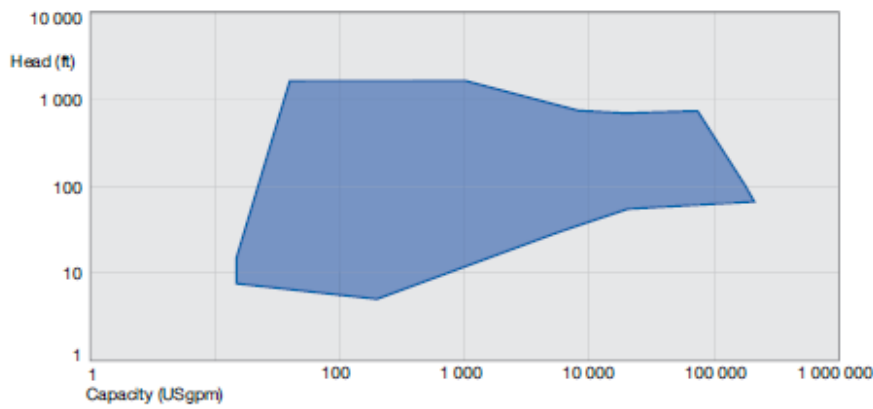
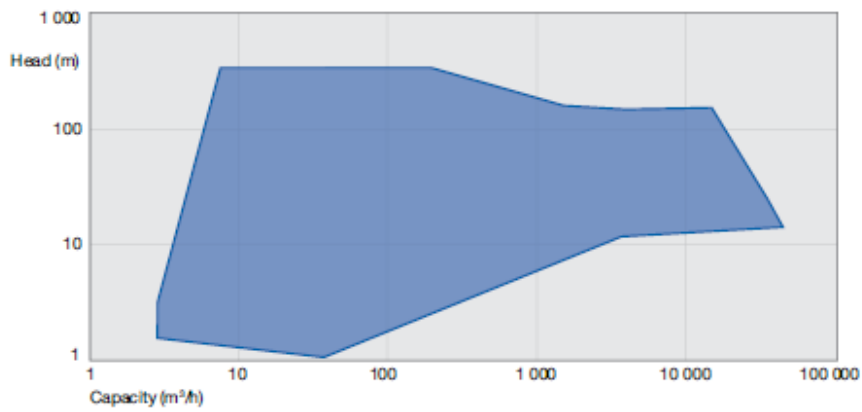
### Column Assembly

Column pipes are flanged. Line shafts are connected by split ring, key and sleeve couplings. Line shaft bearings are replaceable. Column assemblies have integral spiders for column diameter above 14".

### Bowl

The SJT bowl design combines the energy conversion and diffusion of the intermediate bowl and discharge case in one single casing. This reduces the required components and allows for a direct connection to the column pipe. Bowls are standard cast iron material and are available with replaceable wear rings.

## SJT Performance Ranges



## Operating Data

	SJT 50 Hz	SJT 60 Hz
Pump sizes	150 to 3,000 mm	6 to 120 inches
Capacities	9 to 55,000 m <sup>3</sup> /h	40 to 240,000 USgpm
Heads	up to 115 m per stage	up to 380 feet per stage
Pressures	up to 40 bar	up to 600 psi
Temperatures	up to 230 °C	up to 450 °F

#### 4. RESULTADOS DE AISLAMIENTO

External temperature : 20,0 °C  
Fluid temperature: 100,0 °C  
-1: 99,1 °C  
0: 99,1 °C  
1: 21,0 °C

#### TechCalc results

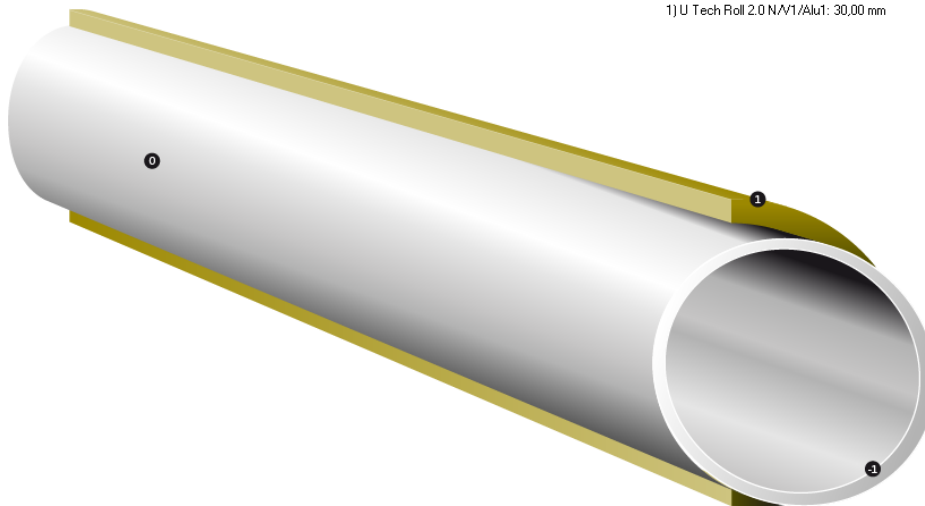
Object: Línea 00-PC-01-28  
Date: 03/01/2014  
Name:

Heat flow rate(design thermal cond.): 113,28 W/m<sup>2</sup>

Heat flow rate(design thermal cond.): 253,11 W/m

Heat flow(design thermal cond.): 12951,53 W

1) U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1: 30,00 mm



External temperature : 20,0 °C  
Fluid temperature: 574,0 °C  
-1: 573,9 °C  
0: 573,9 °C  
1: 24,0 °C

#### TechCalc results

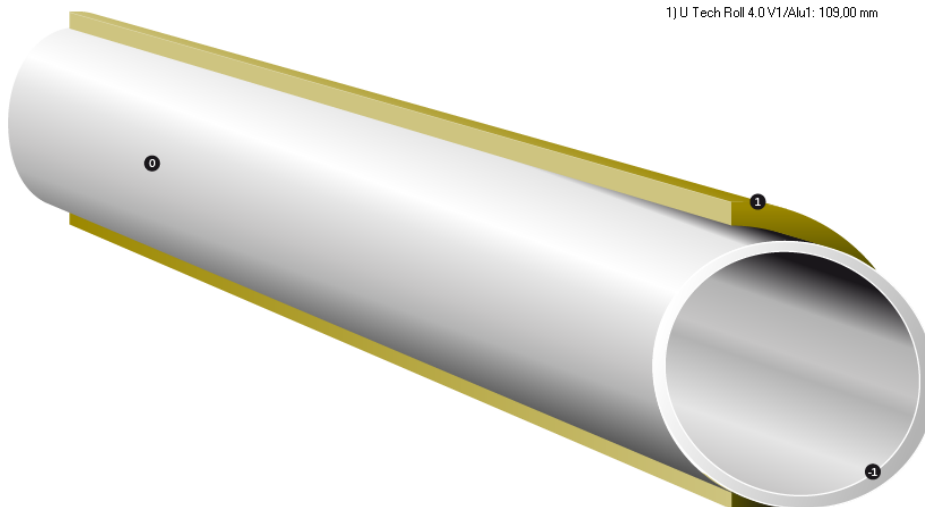
Object: Línea 00-VV/AP-01-18  
Date: 03/01/2014  
Name:

Heat flow rate(design thermal cond.): 639,88 W/m<sup>2</sup>

Heat flow rate(design thermal cond.): 919,08 W/m

Heat flow(design thermal cond.): 37277,95 W

1) U Tech Roll 4.0 V1/Alu1: 109,00 mm



External temperature : 20,0 °C  
Fluid temperature: 320,0 °C  
-1: 319,2 °C  
0: 319,2 °C  
1: 23,0 °C

### TechCalc results

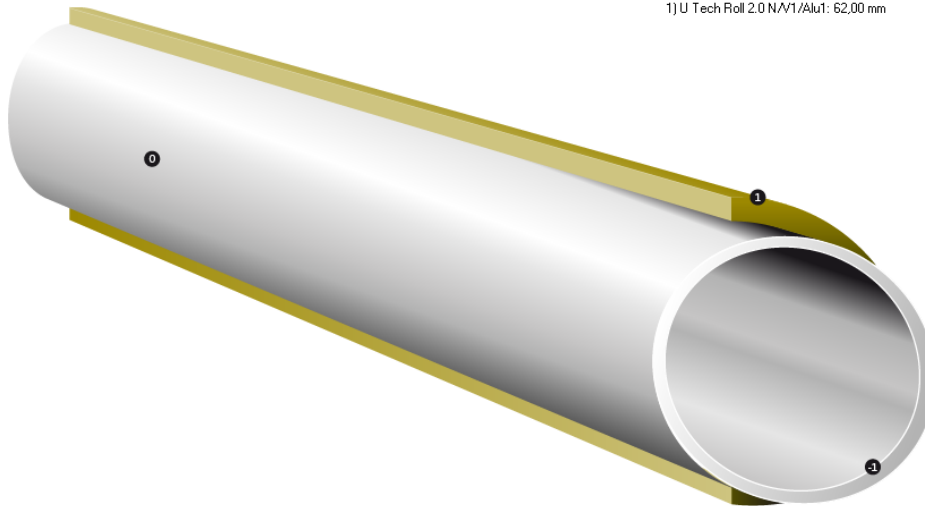
Object: Línea 00-VV/BP-01-24  
Date: 03/01/2014  
Name:

Heat flow rate(design thermal cond.): 387.73 W/m<sup>2</sup>

Heat flow rate(design thermal cond.): 742.55 W/m

Heat flow(design thermal cond.): 34305.91 W

1) U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1: 62,00 mm



External temperature : 20,0 °C  
Fluid temperature: 60,0 °C  
-1: 60,0 °C  
0: 60,0 °C  
1: 21,0 °C

### TechCalc results

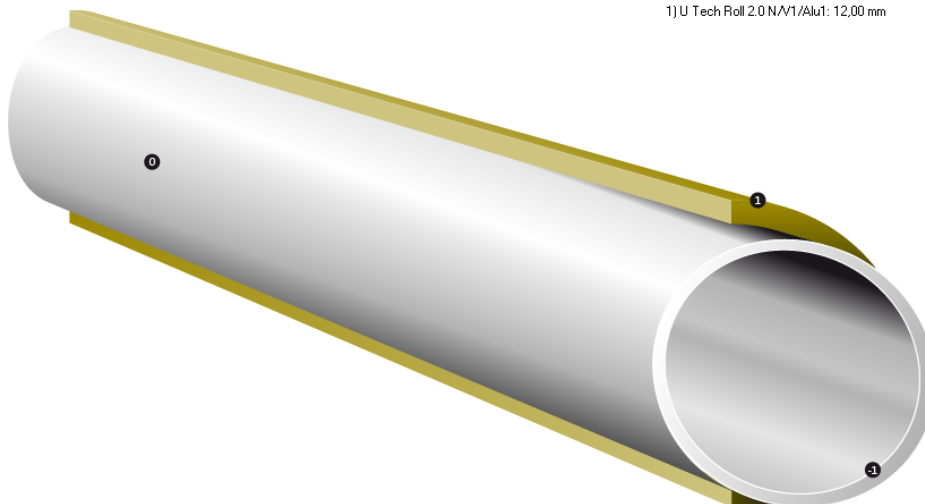
Object: Línea 01-AA/AA-01-8  
Date: 03/01/2014  
Name:

Heat flow rate(design thermal cond.): 130.18 W/m<sup>2</sup>

Heat flow rate(design thermal cond.): 89.59 W/m

Heat flow(design thermal cond.): 1840.25 W

1) U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1: 12,00 mm



External temperature: 20,0 °C  
Fluid temperature: 60,0 °C  
-1: 60,0 °C  
0: 60,0 °C  
1: 21,0 °C

### TechCalc results

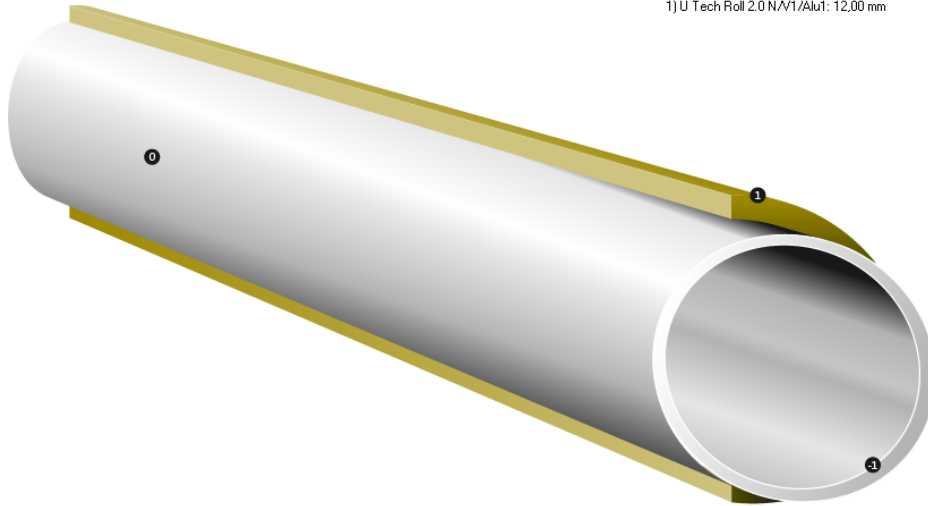
Object: Línea 01-AA/AA-02-8  
Date: 03/01/2014  
Name:

Heat flow rate(design thermal cond.): 130.18 W/m<sup>2</sup>

Heat flow rate(design thermal cond.): 89.59 W/m

Heat flow(design thermal cond.): 5232.25 W

1) U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1: 12,00 mm



External temperature: 20,0 °C  
Fluid temperature: 154,0 °C  
-1: 154,0 °C  
0: 154,0 °C  
1: 21,0 °C

### TechCalc results

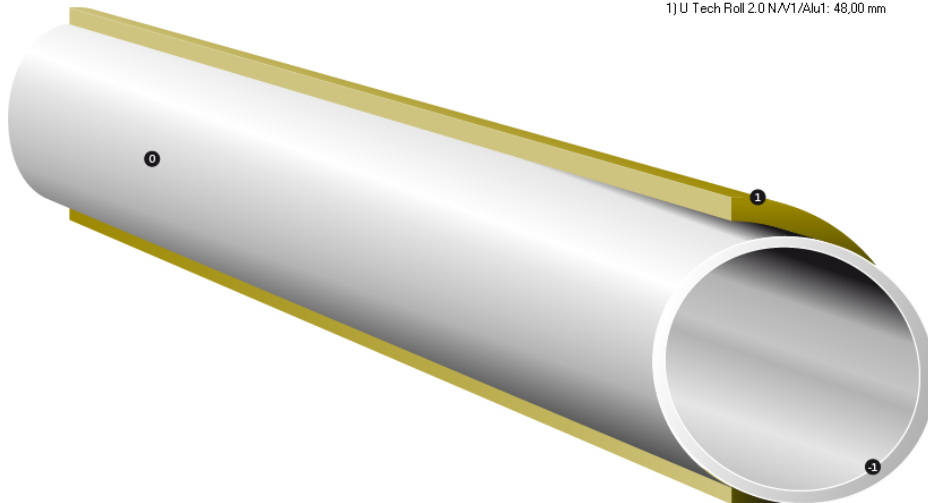
Object: Línea 01-AA/AP-03-10  
Date: 03/01/2014  
Name:

Heat flow rate(design thermal cond.): 154.97 W/m<sup>2</sup>

Heat flow rate(design thermal cond.): 132.93 W/m

Heat flow(design thermal cond.): 8562.32 W

1) U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1: 48,00 mm



External temperature : 20,0 °C  
Fluid temperature: 320,0 °C  
-1: 320,0 °C  
0: 320,0 °C  
1: 23,0 °C

### TechCalc results

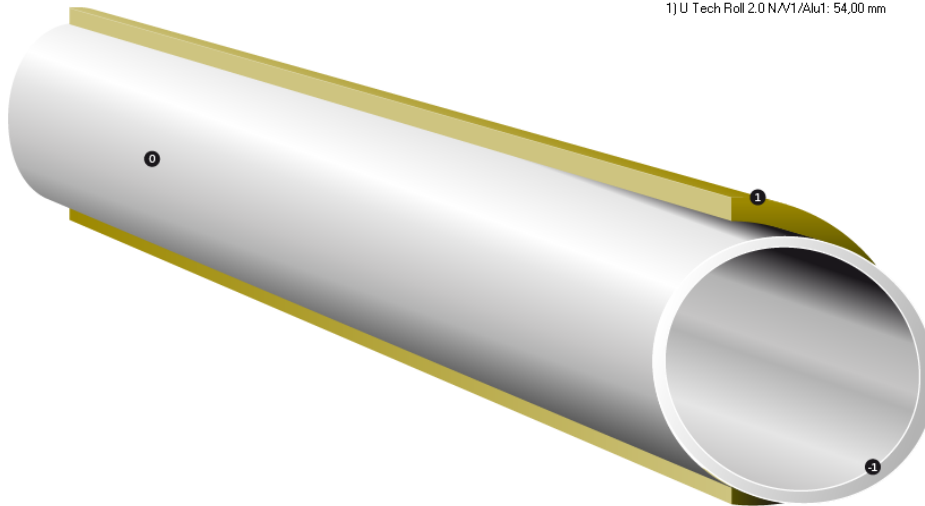
Object: Línea 01-AA/AP-04-10  
Date: 03/01/2014  
Name:

Heat flow rate(design thermal cond.): 483.24 W/m<sup>2</sup>

Heat flow rate(design thermal cond.): 414.53 W/m

Heat flow(design thermal cond.): 19582.52 W

1) U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1: 54,00 mm



External temperature : 20,0 °C  
Fluid temperature: 60,0 °C  
-1: 60,0 °C  
0: 60,0 °C  
1: 25,0 °C

### TechCalc results

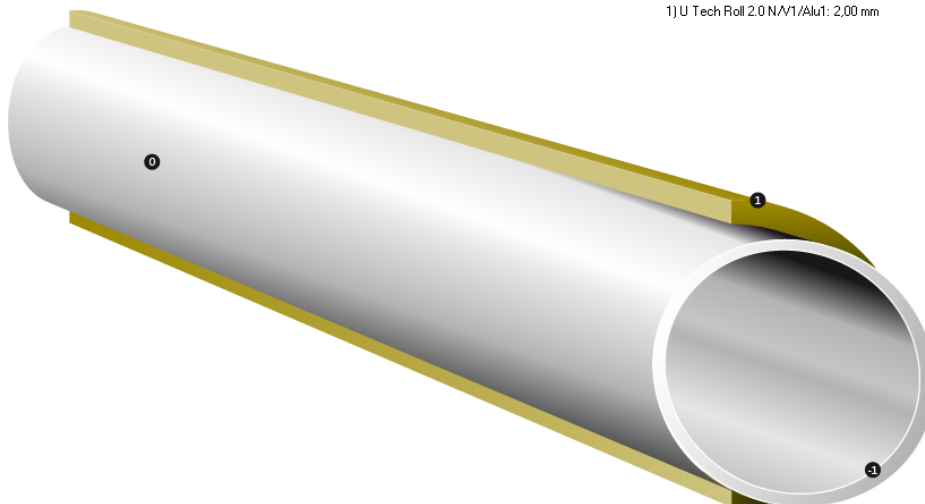
Object: Línea 01-AA/BP-01-3  
Date: 03/01/2014  
Name:

Heat flow rate(design thermal cond.): 686.31 W/m<sup>2</sup>

Heat flow rate(design thermal cond.): 191.68 W/m

Heat flow(design thermal cond.): 3373.51 W

1) U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1: 2,00 mm



External temperature: 20,0 °C  
Fluid temperature: 154,0 °C  
-1: 154,0 °C  
0: 154,0 °C  
1: 22,0 °C

### TechCalc results

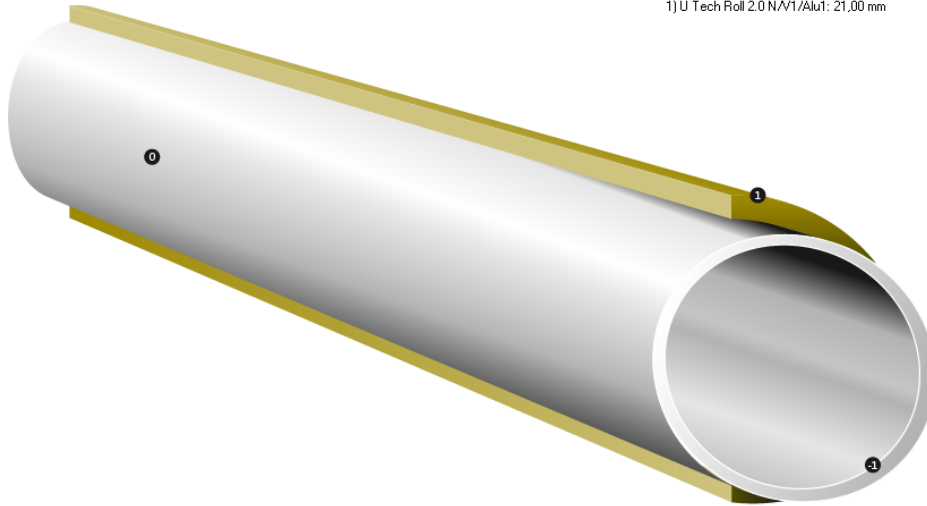
Object: Línea 01-AABP-03-3  
Date: 03/01/2014  
Name:

Heat flow rate(design thermal cond.): 368,67 W/m<sup>2</sup>

Heat flow rate(design thermal cond.): 102,96 W/m

Heat flow(design thermal cond.): 4546,89 W

1) U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1: 21,00 mm



External temperature: 20,0 °C  
Fluid temperature: 100,0 °C  
-1: 99,1 °C  
0: 99,1 °C  
1: 21,0 °C

### TechCalc results

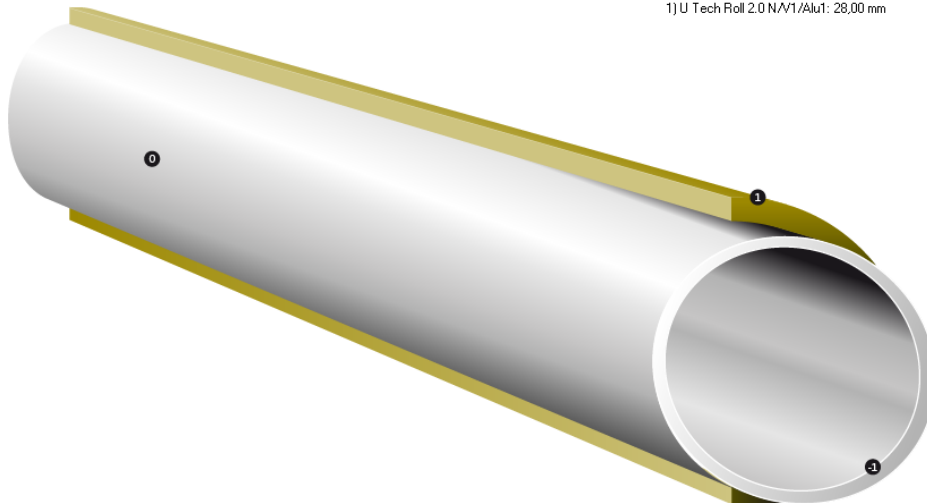
Object: Línea 01-PC-01-20  
Date: 03/01/2014  
Name:

Heat flow rate(design thermal cond.): 122,81 W/m<sup>2</sup>

Heat flow rate(design thermal cond.): 196,00 W/m

Heat flow(design thermal cond.): 6005,29 W

1) U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1: 28,00 mm



External temperature : 20,0 °C  
Fluid temperature: 324,7 °C  
-1: 324,6 °C  
0: 324,6 °C  
1: 22,0 °C

### TechCalc results

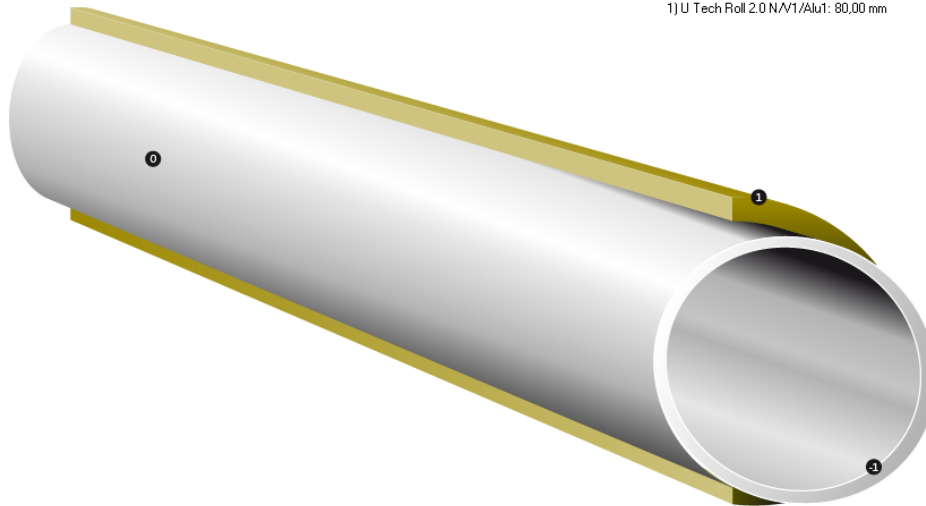
Object: Línea 01-VS/AP-01-10  
Date: 03/01/2014  
Name:

Heat flow rate(design thermal cond.): 359,52 W/m<sup>2</sup>

Heat flow rate(design thermal cond.): 308,40 W/m

Heat flow(design thermal cond.): 4629,13 W

1) U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1: 80,00 mm



External temperature : 20,0 °C  
Fluid temperature: 159,0 °C  
-1: 158,7 °C  
0: 158,7 °C  
1: 21,0 °C

### TechCalc results

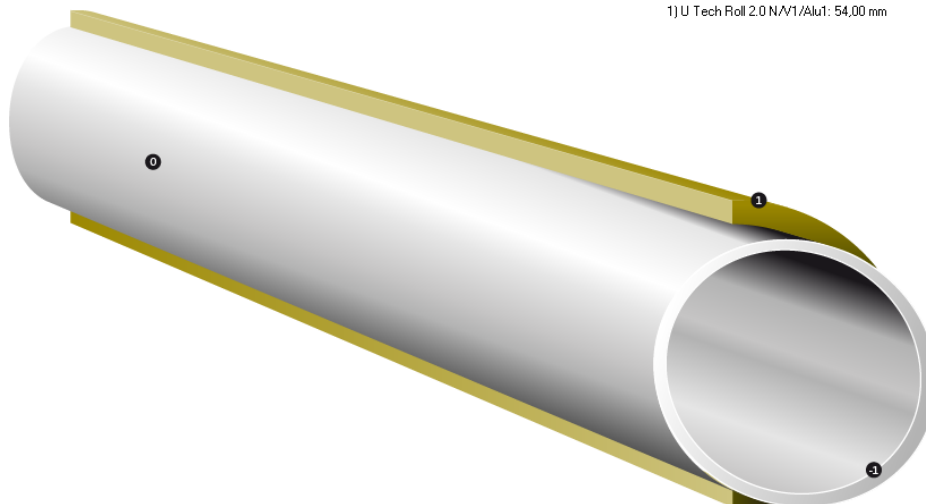
Object: Línea 01-VS/BP-01-16  
Date: 03/01/2014  
Name:

Heat flow rate(design thermal cond.): 139,51 W/m<sup>2</sup>

Heat flow rate(design thermal cond.): 178,12 W/m

Heat flow(design thermal cond.): 2687,88 W

1) U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1: 54,00 mm



External temperature : 20,0 °C  
Fluid temperature: 574,0 °C  
-1: 573,8 °C  
0: 573,8 °C  
1: 24,0 °C

### TechCalc results

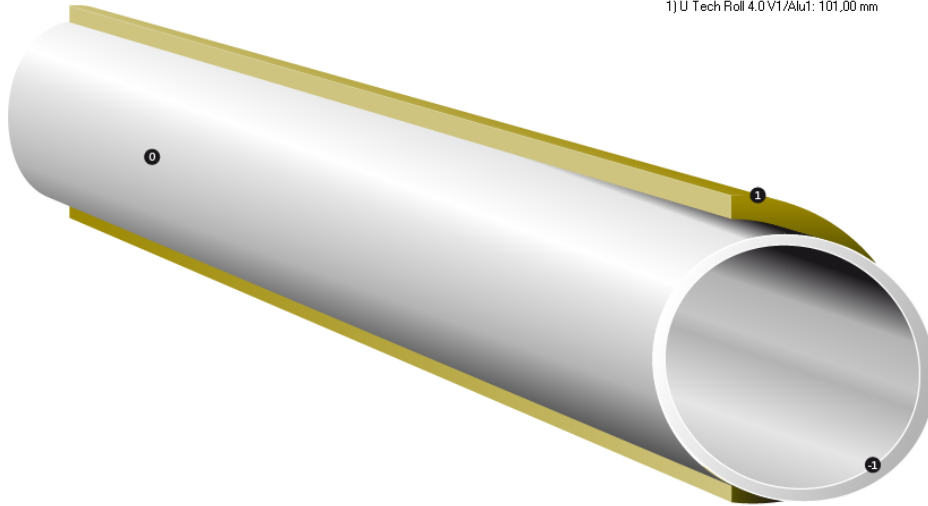
Object: Línea 01-VV/AP-01-12  
Date: 03/01/2014  
Name:

Heat flow rate(design thermal cond.): 726.57 W/m<sup>2</sup>

Heat flow rate(design thermal cond.): 739.22 W/m

Heat flow(design thermal cond.): 45617.26 W

1) U Tech Roll 4.0 V1/Alu1: 101,00 mm



External temperature : 20,0 °C  
Fluid temperature: 320,0 °C  
-1: 319,3 °C  
0: 319,3 °C  
1: 23,0 °C

### TechCalc results

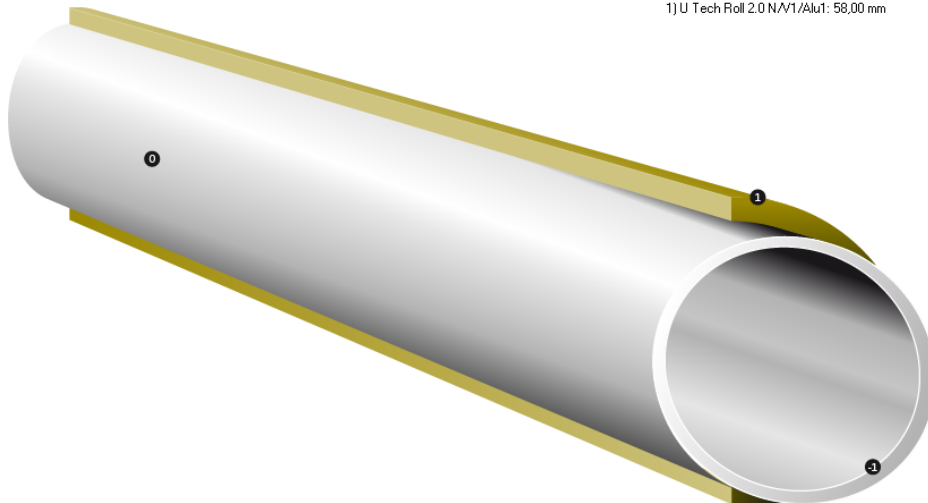
Object: Línea 00-VV/BP-01-24  
Date: 03/01/2014  
Name:

Heat flow rate(design thermal cond.): 429.09 W/m<sup>2</sup>

Heat flow rate(design thermal cond.): 547.84 W/m

Heat flow(design thermal cond.): 26296.44 W

1) U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1: 58,00 mm



### TechCalc results

External temperature : 20,0 °C  
Fluid temperature: 100,0 °C  
-1: 99,1 °C  
0: 99,1 °C  
1: 21,0 °C

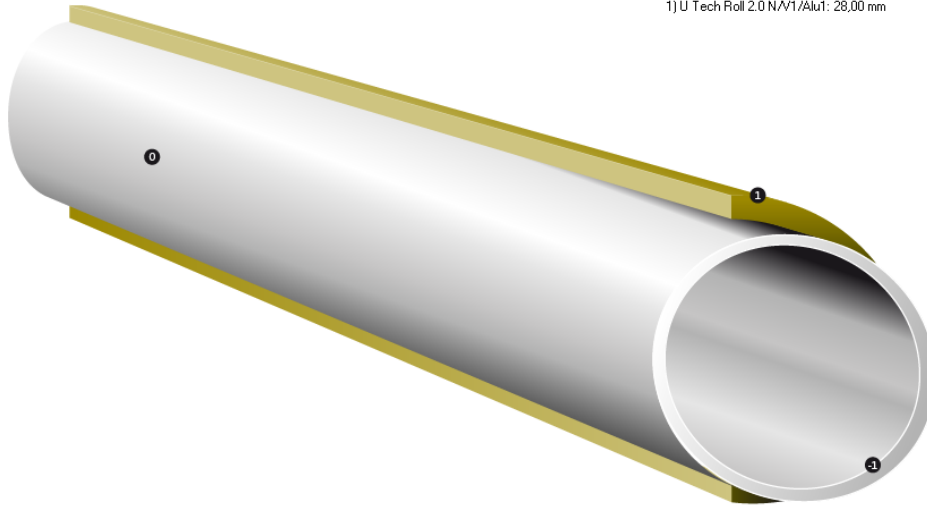
Object: Línea 02-PC-01-20  
Date: 03/01/2014  
Name:

Heat flow rate(design thermal cond.): 122,81 W/m<sup>2</sup>

Heat flow rate(design thermal cond.): 196,00 W/m

Heat flow(design thermal cond.): 14954,43 W

1) U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1: 28,00 mm



### TechCalc results

External temperature : 20,0 °C  
Fluid temperature: 574,0 °C  
-1: 573,8 °C  
0: 573,8 °C  
1: 24,0 °C

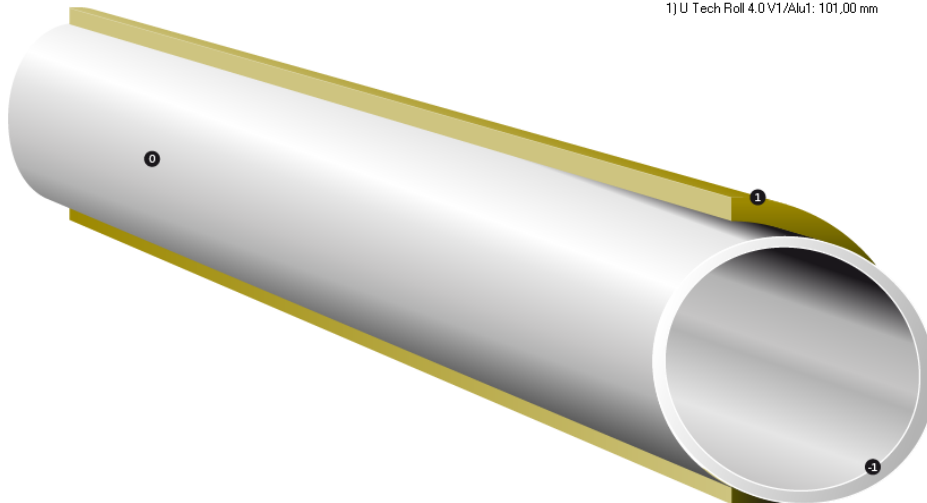
Object: Línea 02-VV/AP-01-12  
Date: 03/01/2014  
Name:

Heat flow rate(design thermal cond.): 726,57 W/m<sup>2</sup>

Heat flow rate(design thermal cond.): 739,22 W/m

Heat flow(design thermal cond.): 79835,75 W

1) U Tech Roll 4.0 V1/Alu1: 101,00 mm



External temperature: 20,0 °C  
Fluid temperature: 320,0 °C  
-1: 319,3 °C  
0: 319,3 °C  
1: 23,0 °C

## TechCalc results

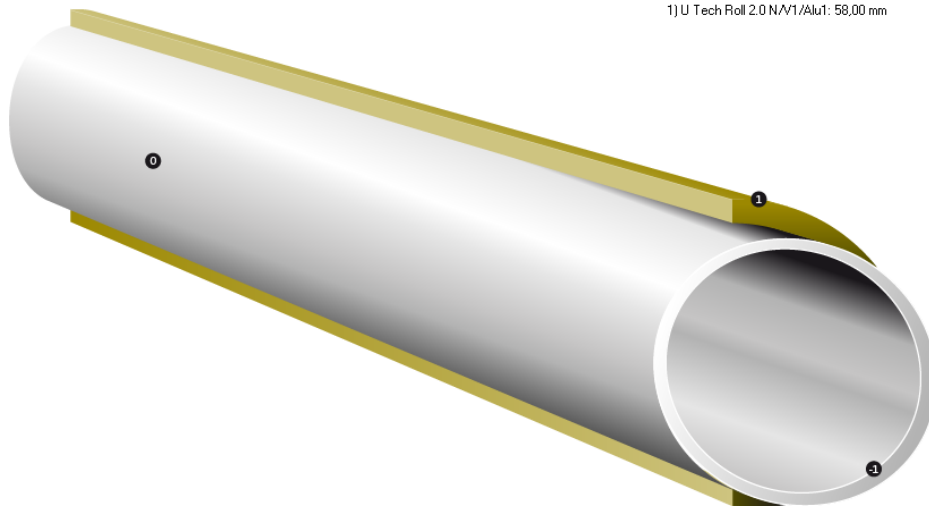
Object: Línea 02-VV/BP-01-16  
Date: 03/01/2014  
Name:

Heat flow rate(design thermal cond.): 429.09 W/m<sup>2</sup>

Heat flow rate(design thermal cond.): 547.84 W/m

Heat flow(design thermal cond.): 51447.89 W

1) U Tech Roll 2.0 N/V1/Alu1: 58,00 mm



### 5. PRECIO DEL GAS NATURAL

Fuete OSINERGMIN, <http://gasnatural.osinerg.gob.pe/>

CUADRO Nº 4

PRECIOS DE GAS NATURAL EFECTIVAMENTE PAGADOS POR EL GENERADOR ELECTRICO AL PRODUCTOR, TRANSPORTADOR Y DISTRIBUIDOR DE GAS NATURAL PARA LAS CC.TT. QUE OPERAN CON GAS NATURAL DE CAMISEA - ABRIL DE 2013

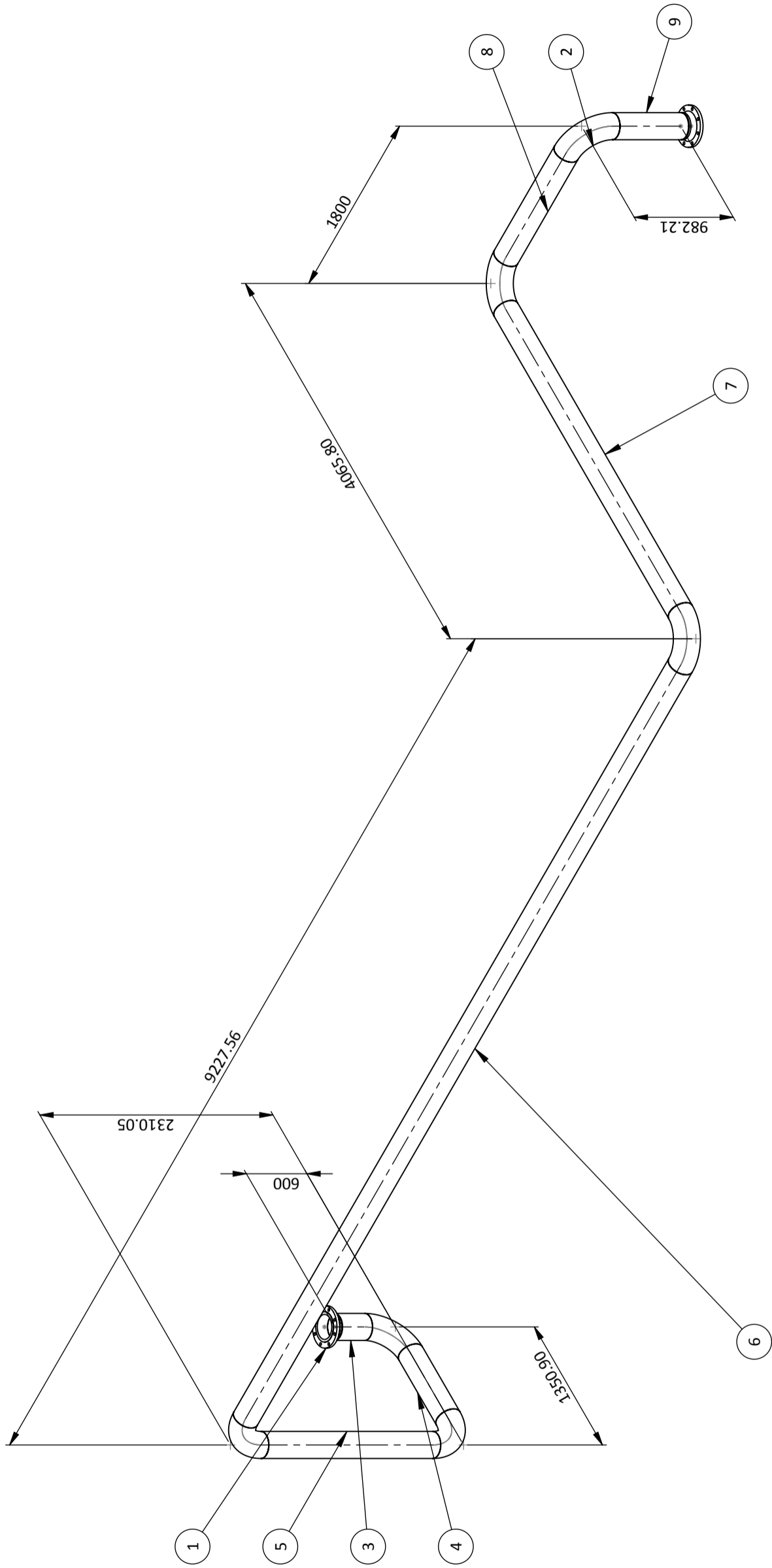
DESCRIPCION	UNIDAD	Ventanilla	Santa Rosa	Santa Rosa 2	Chilca 1	Kallpa	Quendo	Las Flores <sup>(6)</sup>	Independencia	Pisco	Fénix	COMENTARIOS
Precio Base	US\$/MMBTU	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	
Factor de Actualización <sup>(1)</sup>		1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	
Precio Base Reajustado	US\$/MMBTU	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	
Factor A: Por Cantidad Diaria Contractual <sup>(2)</sup>		0.9600	0.9600	0.9600	0.9600	0.9600	0.9769	0.9600	0.9600	0.9700	0.9600	
Factor E: Por Take or Pay <sup>(3)</sup>		0.9600	0.9600	0.9600	0.9600	0.9600	0.9600	0.9600	0.9600	0.9600	0.9700	
Precio Boca de Pozo sin descuentos promocionales	US\$/MMBTU	1.6658	1.6658	1.6658	1.6658	1.6658	1.6933	1.6658	1.7334	1.6831	1.7008	
Factor por descuento promocional		0.9500	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	1.0000	
Precio Boca de Pozo (contrato Generador - Productor)	US\$/MMBTU	1.5825	1.6658	1.6658	1.6658	1.6658	1.6933	1.6658	1.7334	1.6831	1.7008	
Precio Boca de Pozo actualizado (contrato Estado - Productor) - 2012 <sup>(4)</sup>	US\$/MMBTU	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	1.8265	
Precio Boca de Pozo actualizado	US\$/MMBTU	1.5825	1.6658	1.6658	1.6658	1.6658	1.6933	1.6658	1.7334	1.6831	1.7008	Art. 6º D.S. Nº 016-2000-EM
Precio Base Transporte (OSINERGMIN)	US\$/millar m <sup>3</sup>	31.4384	31.4384	31.4384	31.4384	31.4384	31.4384	44.0169	31.4384	31.4384	31.4384	Art. 1º - Resolución de OSINERGMIN Nº 086-2010-OS/CD del 20.04.2010.
Factor de Descuento Aplicable (FDA)		0.93006	0.93006	0.93006	0.93006	0.93006	0.93006	0.93006	0.93006	0.93006	0.93006	Art. 1º - Resolución de OSINERGMIN Nº 081-2012-OS/CD del 26.04.2012.
Factor de ajuste al transporte (PP1a / PP1o)		1.2396	1.2396	1.2396	1.2396	1.2396	1.2396	1.2396	1.2396	1.2396	1.2396	Art. 1º - Resolución de OSINERGMIN Nº 098-2010-OS/CD del 29.04.2010.
PP1o (Ene-2003) <sup>(4)</sup>		149.8	149.8	149.8	149.8	149.8	149.8	149.8	149.8	149.8	149.8	Índice de precios de Estados Unidos al mes que se ha ofertado el Costo del Servicio.
PP1a (Ene-2013) <sup>(4)</sup>		184.2	184.2	184.2	184.2	184.2	184.2	184.2	184.2	184.2	184.2	Índice de precios de Estados Unidos al mes que se hace la actualización.
Precio Transporte (OSINERGMIN)	US\$/millar m <sup>3</sup>	35.9542	35.9542	35.9542	35.9542	35.9542	35.9542	40.9384	35.9542	35.9542	35.9542	Art. 17º - Resolución de OSINERGMIN Nº 077-2004-OS/CD del 01.05.2004.
Factor de conversión	PC/m <sup>3</sup>	35.31467	35.31467	35.31467	35.31467	35.31467	35.31467	35.31467	35.31467	35.31467	35.31467	
Poder Calorífico Superior <sup>(5)</sup>	MBTU/PC	1.0965	1.0769	1.0769	1.0803	1.0810	1.0786	1.0789	1.0800	1.0820	1.0803	
Precio Transporte	US\$/MMBTU	0.9370	0.9454	0.9454	0.9424	0.9418	0.9439	1.0744	0.9427	0.9410	0.9424	Art. 1º - Resolución de OSINERGMIN Nº 086-2010-OS/CD del 20.04.2010.
Precio Base Distribución (OSINERGMIN)	US\$/millar m <sup>3</sup>	5.1755	5.1755	5.1755	-	-	5.1755	-	-	-	-	Art. 2º - Resolución de OSINERGMIN Nº 081-2012-OS/CD del 26.04.2012.
Factor de Descuento Aplicable (FDA)		0.92685	0.92685	-	-	-	0.92685	-	-	-	-	Art. 1º - Resolución de OSINERGMIN Nº 098-2010-OS/CD del 29.04.2010.
Factor de ajuste a la distribución. (PP1a / PP1o)		1.2396	1.2396	1.2396	-	-	1.2396	-	-	-	-	Índice de precios de Estados Unidos al mes que se ha ofertado el Costo del Servicio.
PP1o (Ene-2003) <sup>(4)</sup>		149.8	149.8	149.8	-	-	149.8	-	-	-	-	Índice de precios de Estados Unidos al mes que se hace la actualización.
PP1a (Ene-2013) <sup>(4)</sup>		184.2	184.2	184.2	-	-	184.2	-	-	-	-	Art. 17º - Resolución de OSINERGMIN Nº 077-2004-OS/CD del 01.05.2004.
Factor de conversión	US\$/millar m <sup>3</sup>	5.8985	5.8985	5.8985	-	-	5.8985	8.4715	-	-	-	
Poder Calorífico Superior <sup>(5)</sup>	PC/m <sup>3</sup>	35.31467	35.31467	35.31467	-	-	35.31467	35.31467	-	-	-	
Precio Distribución	US\$/MMBTU	0.1537	0.1551	0.1551	-	-	0.1549	0.2723	-	-	-	
Poder Calorífico Superior <sup>(5)</sup>	MBTU/PC	1.0865	1.0769	1.0769	-	-	1.0766	1.0789	-	-	-	
Precio TOTAL (Boca de pozo + Transporte + Distribución)	US\$/MMBTU	2.6732	2.8885	2.7663	2.6082	2.6076	2.7921	3.1232	2.6761	2.6241	2.6432	

(1) Se han considerado las fórmulas de ajuste de los respectivos contratos de suministros enviados por las empresas.  
 (2) Se ha considerado los Factores A y B informados por las empresas en sus respectivos contratos de suministro.  
 (3) Calculado en base a la quinta modificación del Contrato de Licencia para la Explotación de Hidrocarburos en el Lote 88.  
 (4) Índice de Precios de Estados Unidos de Norteamérica, definido como: Producer Price Index (Finished Goods Less Foods and Energy - Serie ID : WPSOP3500), publicado por "Bureau of Labor Statistics" de los Estados Unidos de Norteamérica ([www.bls.gov](http://www.bls.gov)).  
 (5) Los poderes caloríficos de las centrales térmicas mostradas corresponden a la declaración de precios de gas natural del 15.06.2012  
 (6) Los valores mostrados de la CT Las Flores se obtuvieron sobre los recibos remitidos por EGENOR para el mes de enero 2013.

## 6. PLANOS

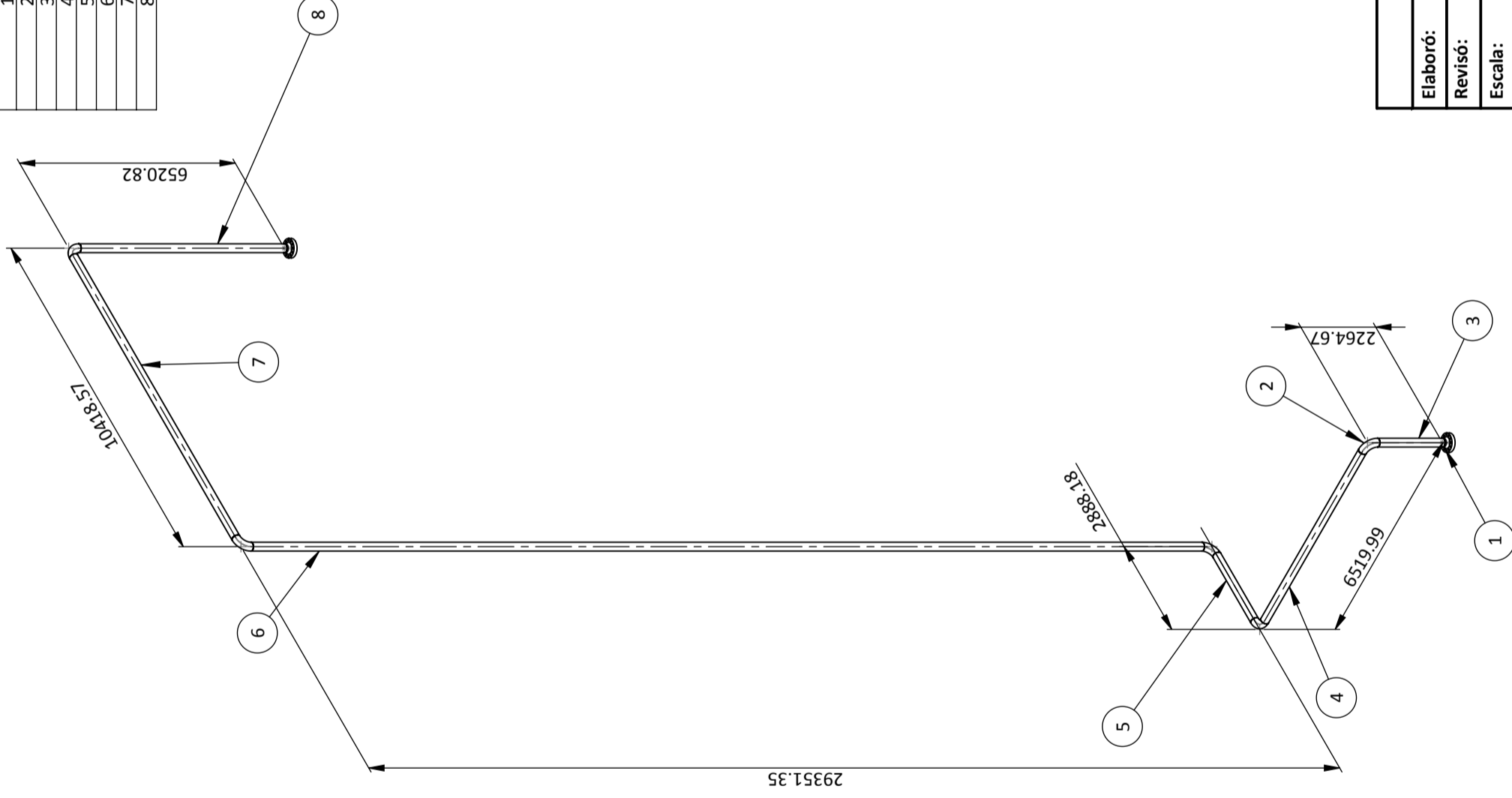


N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCION	CANTIDAD	Longitud
1	Brida WN RF Clase 150 NPS 8"	2	
2	Codo 90 LR NPS 8" Sch Std	6	
3	Tubería NPS 8" Sch Std	1	295.2mm
4	Tubería NPS 8" Sch Std	1	741.3mm
5	Tubería NPS 8" Sch Std	1	1700.45mm
6	Tubería NPS 8" Sch Std	1	8617.96mm
7	Tubería NPS 8" Sch Std	1	3456.2mm
8	Tubería NPS 8" Sch Std	1	1190.4mm
9	Tubería NPS 8" Sch Std	1	677.41mm



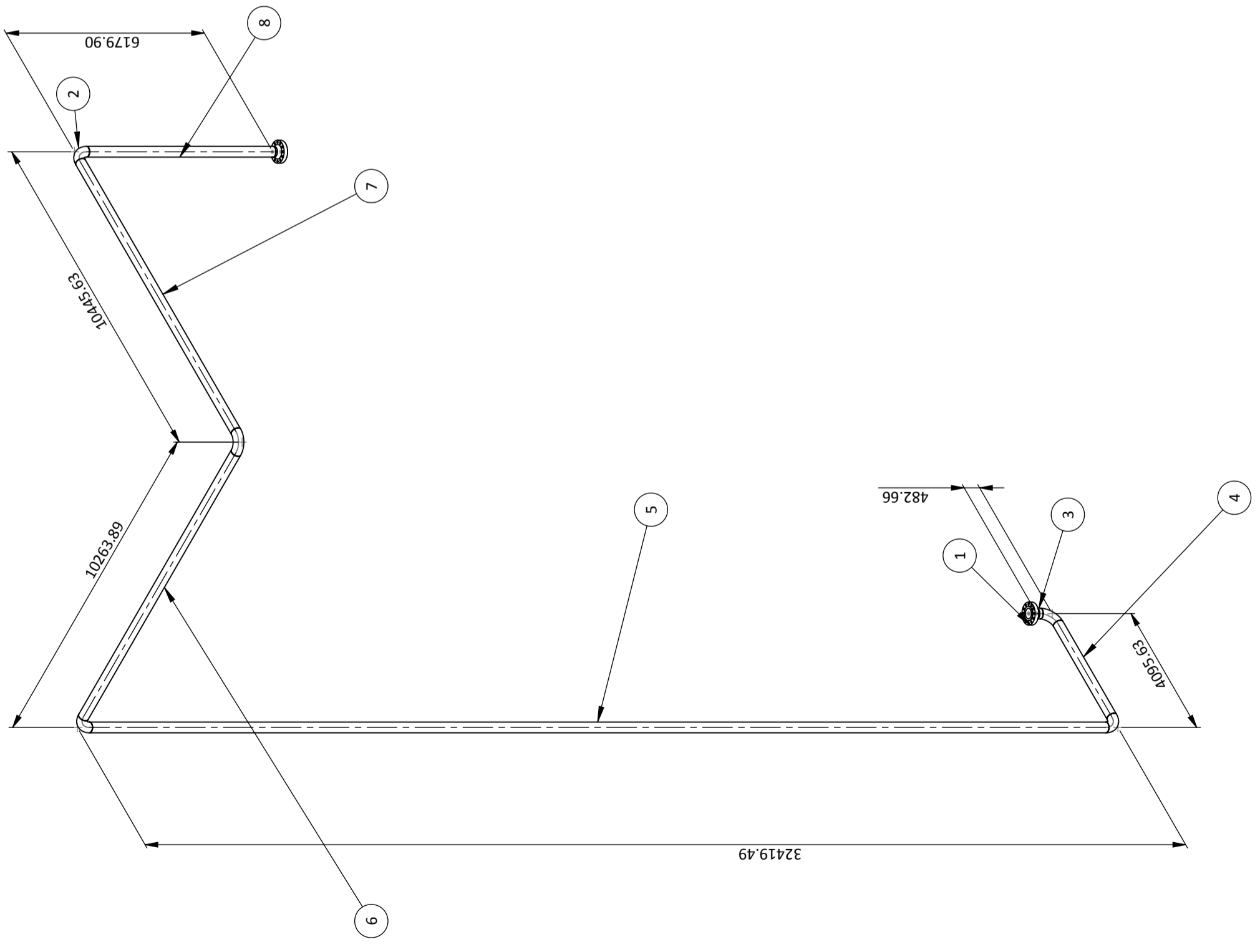
<b>Nombre:</b>		<b>Fecha:</b>	
<b>Elaboró:</b>	Luis A. Ramos	<b>09.12.2013</b>	
<b>Revisó:</b>	Carlos Gordillo A.	<b>03.01.2014</b>	
<b>Escala:</b>	1 : 40		
<b>Diagrama de Tuberías, Líneas 01-AA/AP-01-8 / 02-AA/AP-01-8</b>			
		<b>Pág: 1</b>	<b>Págs: 18</b>

N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCION	CANTIDAD	Longitud
1	Brida WN RF Clase 1500 NPS 8"	2	
2	Codo 90 LR NPS 8" Sch 160	5	
3	Tubería NPS 8" Sch 160	1	1959.87mm
4	Tubería NPS 8" Sch 160	1	5910.39mm
5	Tubería NPS 8" Sch 160	1	2278.58mm
6	Tubería NPS 8" Sch 160	1	28741.75mm
7	Tubería NPS 8" Sch 160	1	9808.97mm
8	Tubería NPS 8" Sch 160	1	6216.02mm



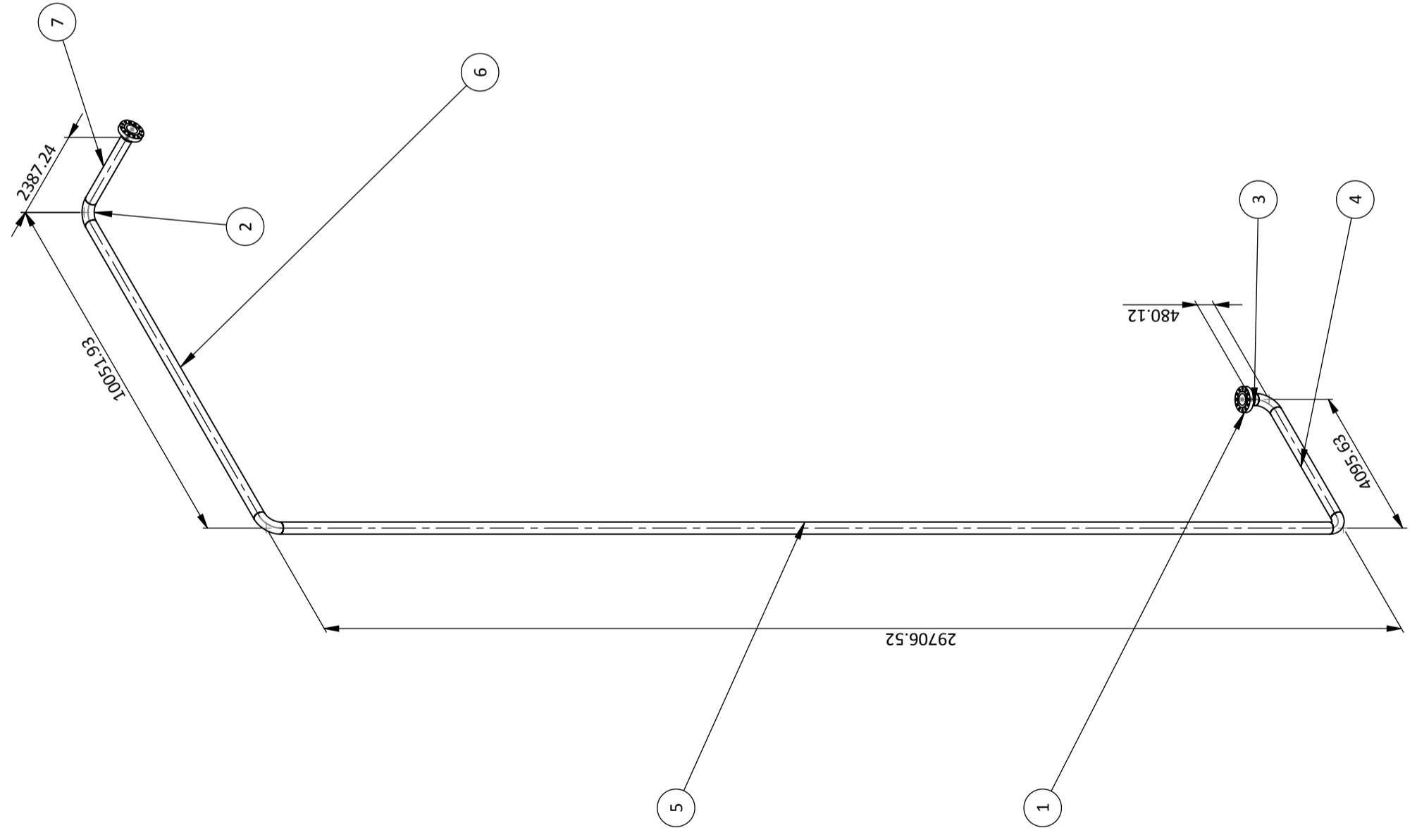
<b>Universidad Católica de Santa María</b> Programa Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica	
<b>Nombre:</b>	<b>Fecha:</b>
Luis A. Ramos	09.12.2013
Carlos Gordillo A.	03.01.2014
<b>Elaboró:</b>	<b>Revisó:</b>
<b>Escala:</b>	<b>Diagrama de Tuberías, Líneas 01-AA/AP-02-8 / 02-AA/AP-02-8</b>
1 : 140	Pág: 2
	Págs: 18

N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Longitud
1	Brida WN RF Clase 1500 NPS 10"	2	
2	Codo 90 LR NPS 10" Sch 160	5	
3	Tubería NPS 10" Sch 160	1	101.66mm
4	Tubería NPS 10" Sch 160	1	3333.63mm
5	Tubería NPS 10" Sch 160	1	31657.49mm
6	Tubería NPS 10" Sch 160	1	9501.89mm
7	Tubería NPS 10" Sch 160	1	9683.63mm
8	Tubería NPS 10" Sch 160	1	5798.9mm



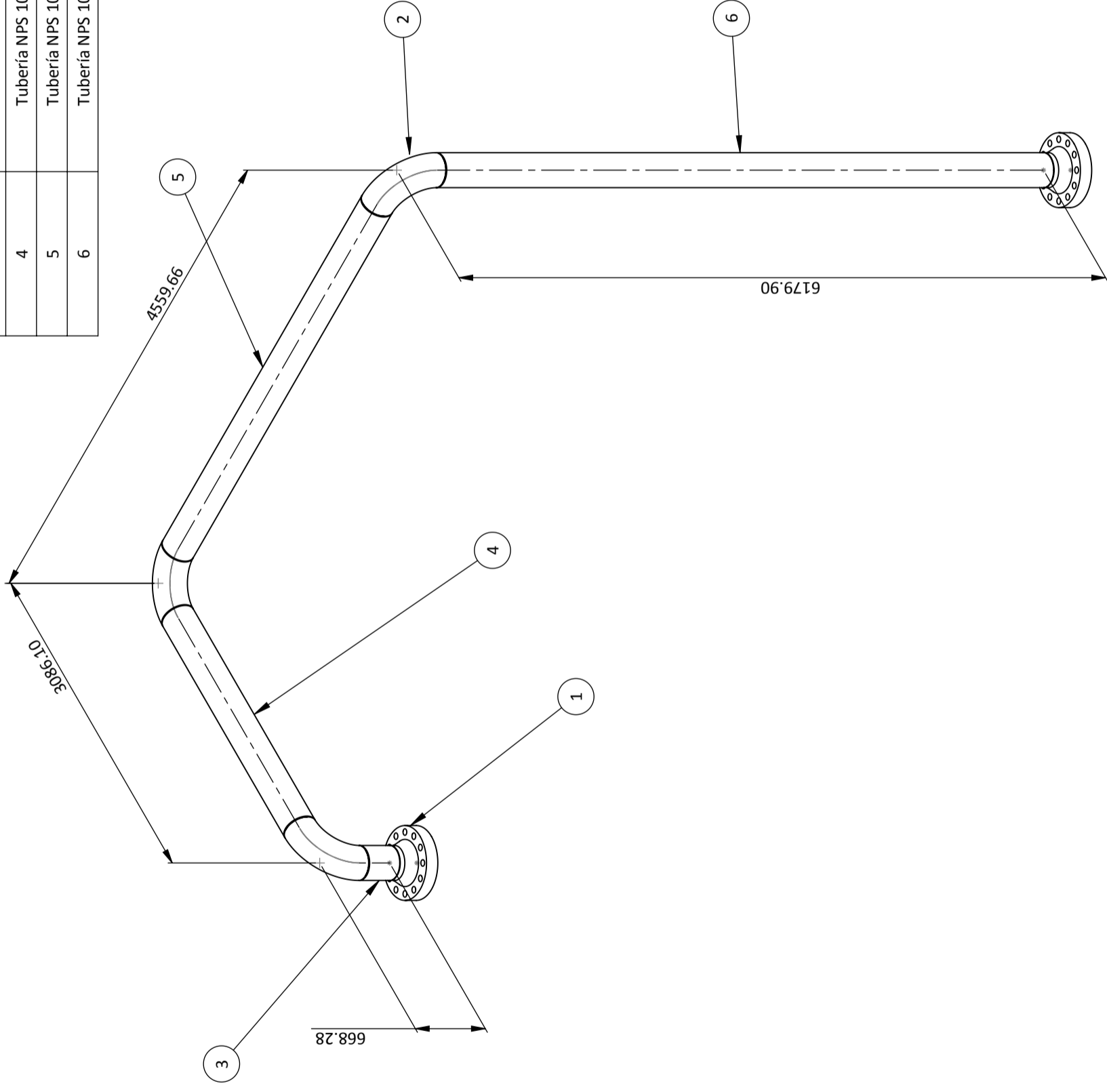
<b>Universidad Católica de Santa María</b> Programa Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica		<b>Nombre:</b>	<b>Fecha:</b>
<b>Elaboró:</b>	Luis A. Ramos		09.12.2013
<b>Revisó:</b>	Carlos Gordillo A.		03.01.2014
<b>Escala:</b>	1 : 120	<b>Diagrama de Tuberías, Líneas 01-AA/AP-03-10 / 02-AA/AP-03-10</b>	
			<b>Pág: 3</b>
			<b>Págs: 18</b>

N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Longitud
1	Brida WN RF Clase 1500 NPS 10"	2	
2	Codo 90 LR NPS 10" Sch 160	4	
3	Tubería NPS 10" Sch 160	1	99.12mm
4	Tubería NPS 10" Sch 160	1	3333.63mm
5	Tubería NPS 10" Sch 160	1	28944.52mm
6	Tubería NPS 10" Sch 160	1	9289.93mm
7	Tubería NPS 10" Sch 160	1	2006.24mm



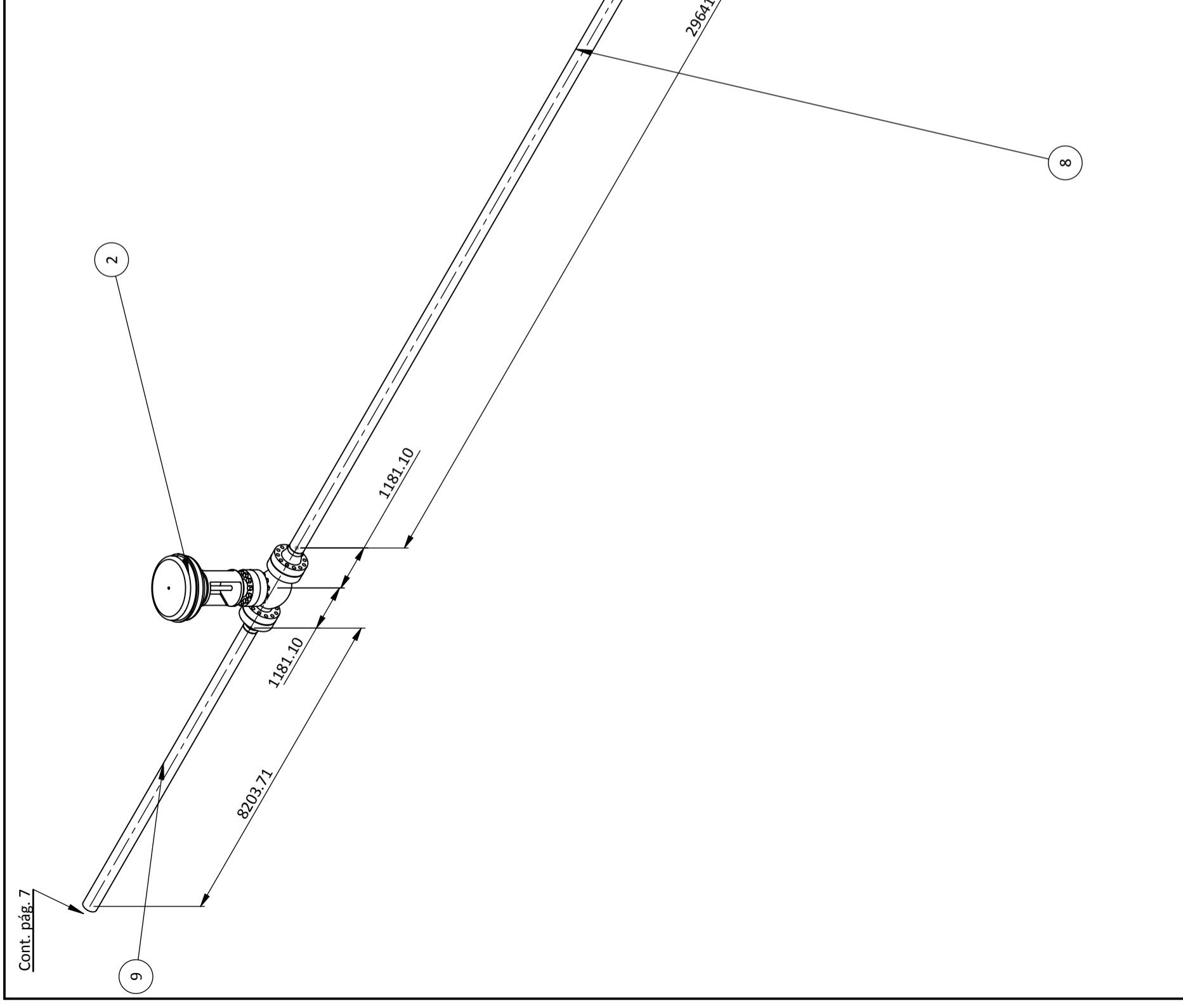
<b>Universidad Católica de Santa María</b> Programa Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica	
<b>Nombre:</b>	<b>Fecha:</b>
Luis A. Ramos	09.12.2013
Carlos Gordillo A.	03.01.2014
<b>Elaboró:</b>	
<b>Revisó:</b>	
<b>Escala:</b>	
1 : 120	
Diagrama de Tuberías, Líneas 01-AA/AP-04-10 / 02-AA/AP-04-10	
	Pág: 4
	Págs: 17

N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Longitud
1	Brida WN RF Clase 1500 NPS 10"	2	
2	Codo 90 LR NPS 10" Sch 160	3	
3	Tubería NPS 10" Sch 160	1	287.28mm
4	Tubería NPS 10" Sch 160	1	2324.1mm
5	Tubería NPS 10" Sch 160	1	3797.66mm
6	Tubería NPS 10" Sch 160	1	5798.9mm



<b>Nombre:</b>		<b>Fecha:</b>	
<b>Elaboró:</b>	Luis A. Ramos	<b>09.12.2013</b>	
<b>Revisó:</b>	Carlos Gordillo A.	<b>03.01.2014</b>	
<b>Escala:</b>	1 : 40		
<b>Diagrama de Tuberías, Líneas 01-VS/AP-01-10 / 02-VS/AP-01-10</b>		<b>Pág: 5</b>	
		<b>Págs: 18</b>	

N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Longitud
1	Brida WN RF Clase 2500 NPS 12"	3	
2	Válvula de control tipo globo bridada Clase 2500 NPS 12" RF	1	
3	Codo 90 LR NPS 12" Sch 160	4	
4	Tubería NPS 12" Sch 160	1	185.69mm
5	Tubería NPS 12" Sch 160	1	3206.63mm
6	Tubería NPS 12" Sch 160	1	4385.6mm
7	Tubería NPS 12" Sch 160	1	2585.6mm
8	Tubería NPS 12" Sch 160	1	29184.6mm
9	Tubería NPS 12" Sch 160	1	8203.71mm



<b>Universidad Católica de Santa María</b> Programa Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica	
<b>Nombre:</b>	<b>Fecha:</b>
Luis A. Ramos	09.12.2013
Carlos Gordillo A.	03.01.2014
<b>Elaboró:</b>	<b>Revisó:</b>
<b>Escala:</b>	<b>Diagrama de Tuberías, Líneas 01-VV/AP-01-12 / 02-VV/AP-01-1</b>
1 : 100	<b>Pág: 6</b> <b>Págs: 18</b>

Cont. pág. 7

2

9

1181.10

1181.10

29641.80

8

3500

5300

271.51

4121.03

6

3

7

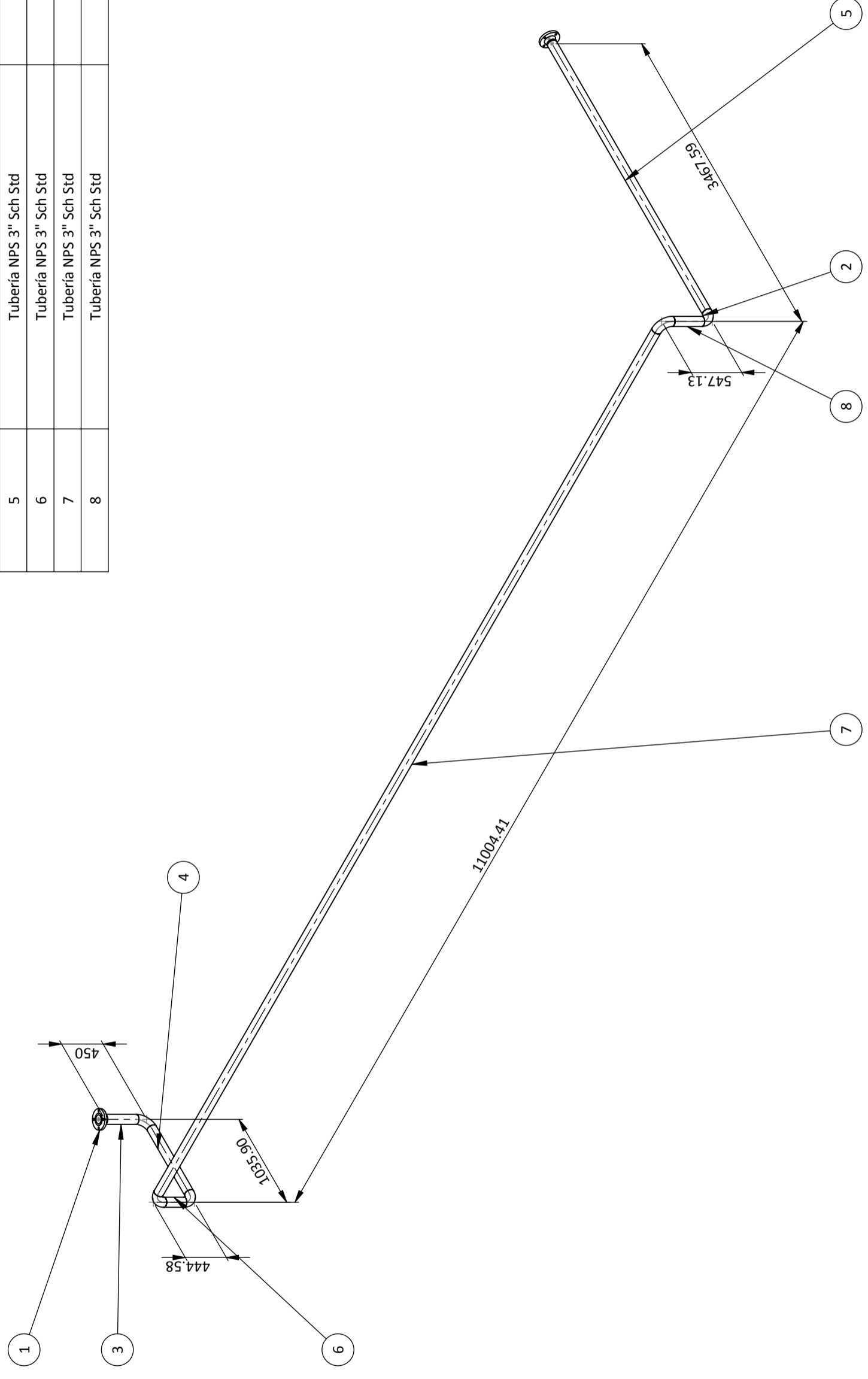
1

4

5

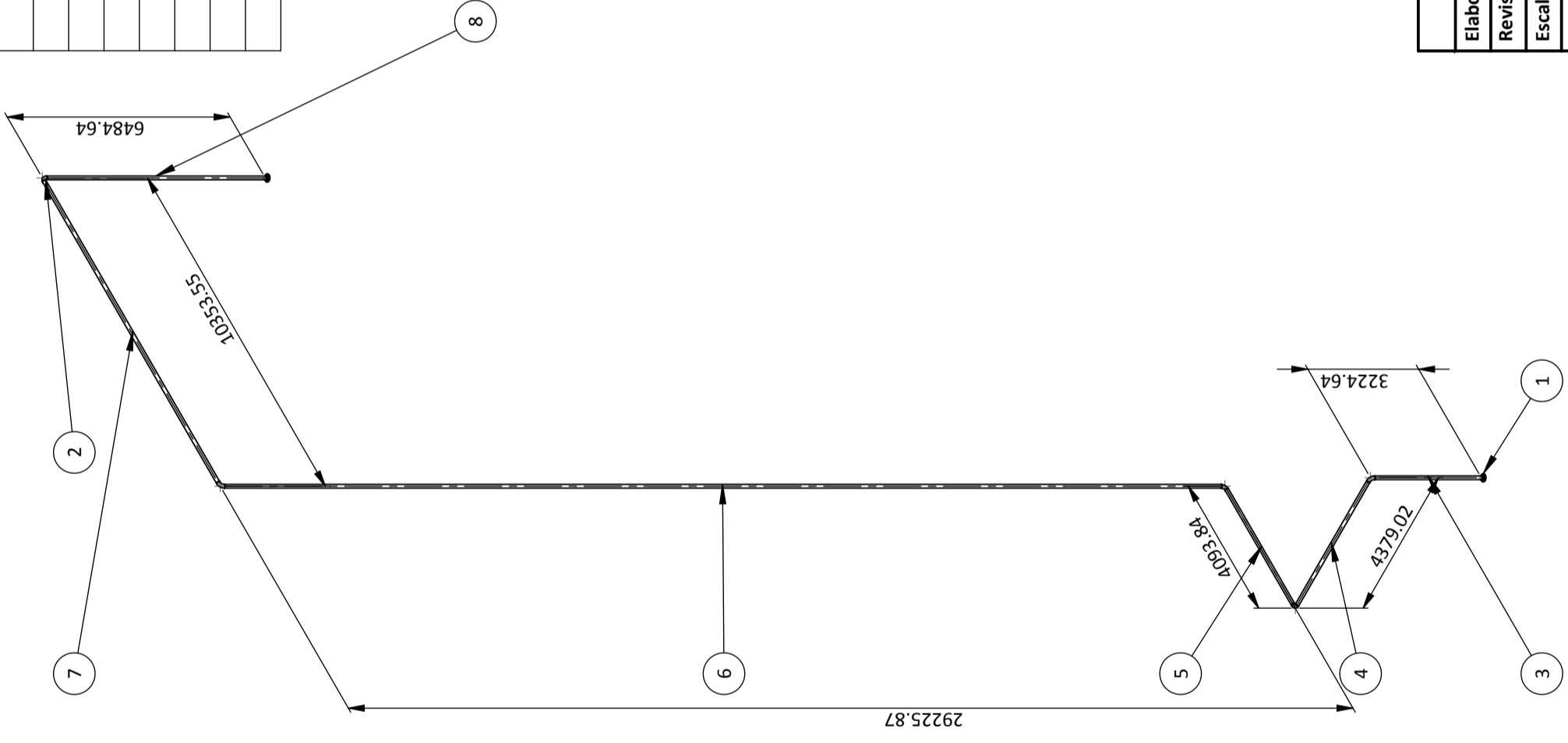


N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Longitud
1	Brida WN RF Clase 150 NPS 3"	2	
2	Codo 90 LR NPS 3" Sch Std	5	
3	Tubería NPS 3" Sch Std	1	335.7mm
4	Tubería NPS 3" Sch Std	1	807.3mm
5	Tubería NPS 3" Sch Std	1	3353.29mm
6	Tubería NPS 3" Sch Std	1	215.98mm
7	Tubería NPS 3" Sch Std	1	10775.81mm
8	Tubería NPS 3" Sch Std	1	318.53mm



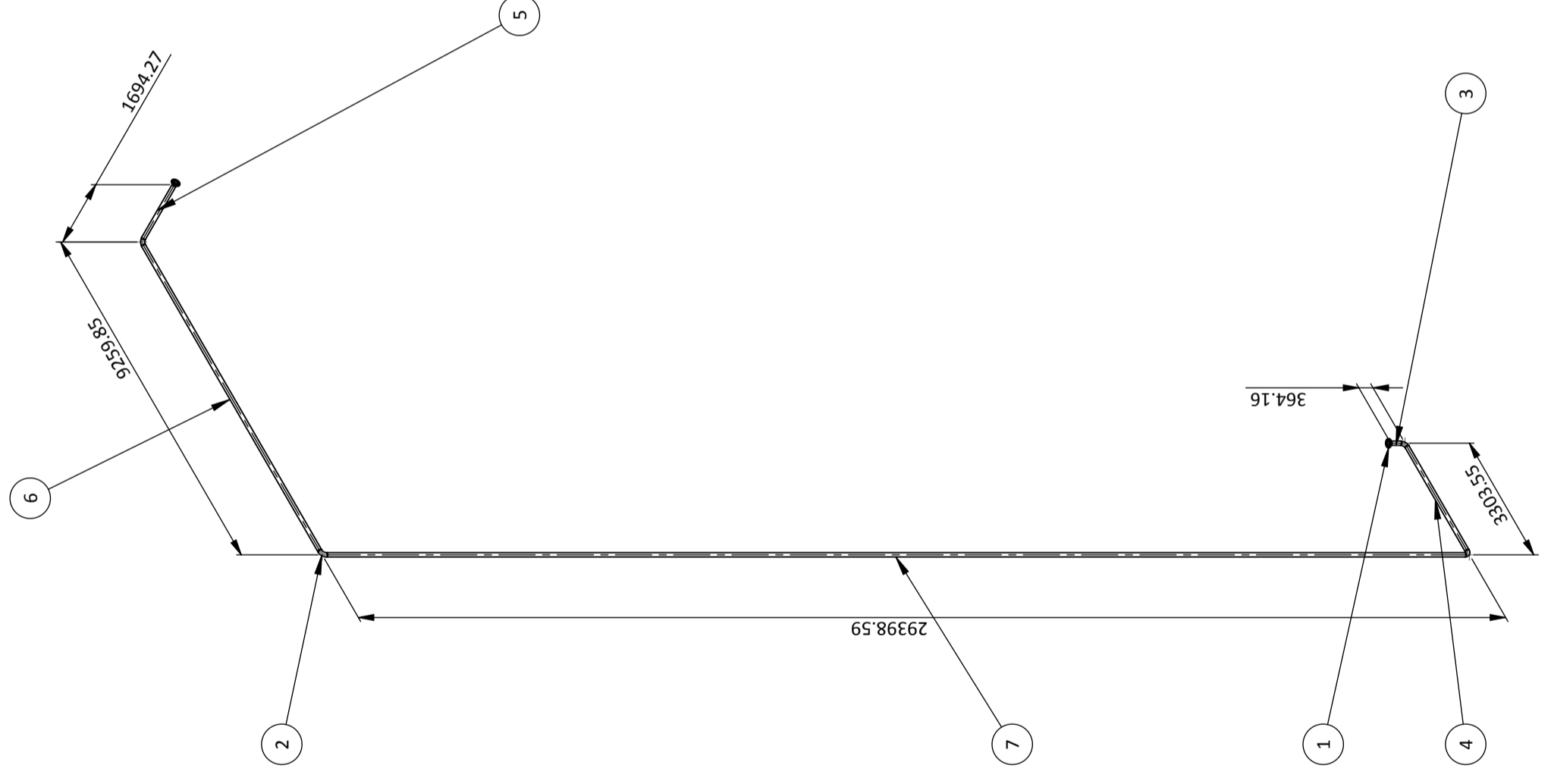
<b>Nombre:</b>		<b>Fecha:</b>	
<b>Elaboró:</b>	Luis A. Ramos	<b>09.12.2013</b>	
<b>Revisó:</b>	Carlos Gordillo A.	<b>03.01.2014</b>	
<b>Escala:</b>	1 : 40		
<b>Diagrama de Tuberías, Líneas 01-AA/BP-01-3 / 02-AA/BP-01-3</b>		<b>Pág: 8</b>	
		<b>Págs: 18</b>	

N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Longitud
1	Brida WN RF Clase 150 NPS 3"	2	
2	Codo 90 LR NPS 3" Sch Std	5	
3	Tubería NPS 3" Sch Std	1	3110.34mm
4	Tubería NPS 3" Sch Std	1	4150.42mm
5	Tubería NPS 3" Sch Std	1	3865.24mm
6	Tubería NPS 3" Sch Std	1	28997.27mm
7	Tubería NPS 3" Sch Std	1	10124.95mm
8	Tubería NPS 3" Sch Std	1	6370.34mm



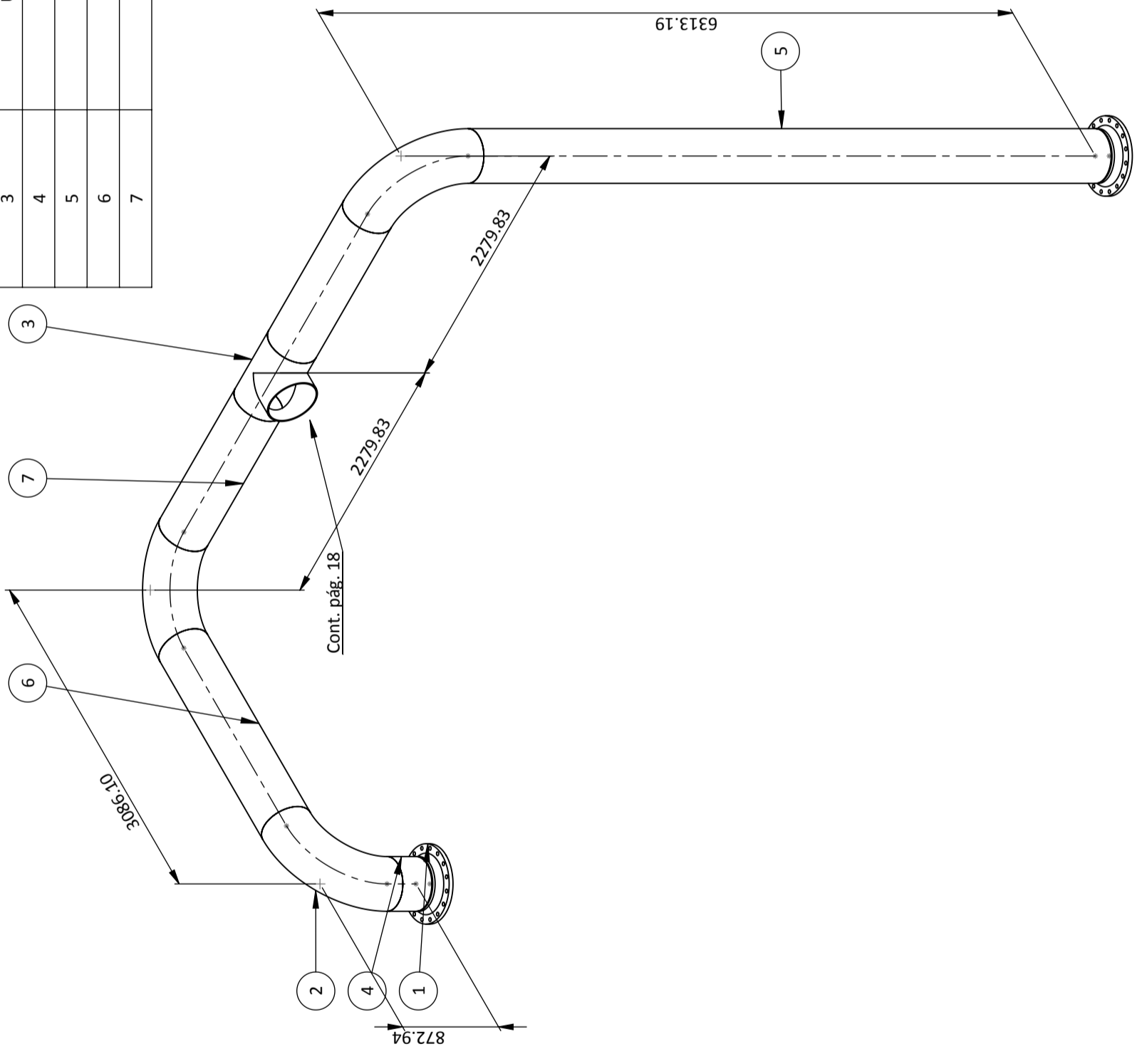
<b>Universidad Católica de Santa María</b> Programa Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica		Nombre:	Fecha:
		Elaboró:	09.12.2013
Revisó:	Carlos Gordillo A.	03.01.2014	
Escala:	1 : 140		
Diagrama de Tuberías, Líneas 01-AA/BP-02-3 / 02-AA/BP-02-3		Pág: 9	Págs: 18

N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Longitud
1	Brida WN RF Clase 150 NPS 3"	2	
2	Codo 90 LR NPS 3" Sch Std	4	
3	Tubería NPS 3' Sch Std	1	249.86mm
4	Tubería NPS 3' Sch Std	1	3074.95mm
5	Tubería NPS 3' Sch Std	1	1579.97mm
6	Tubería NPS 3' Sch Std	1	9031.25mm
7	Tubería NPS 3' Sch Std	1	29169.99mm



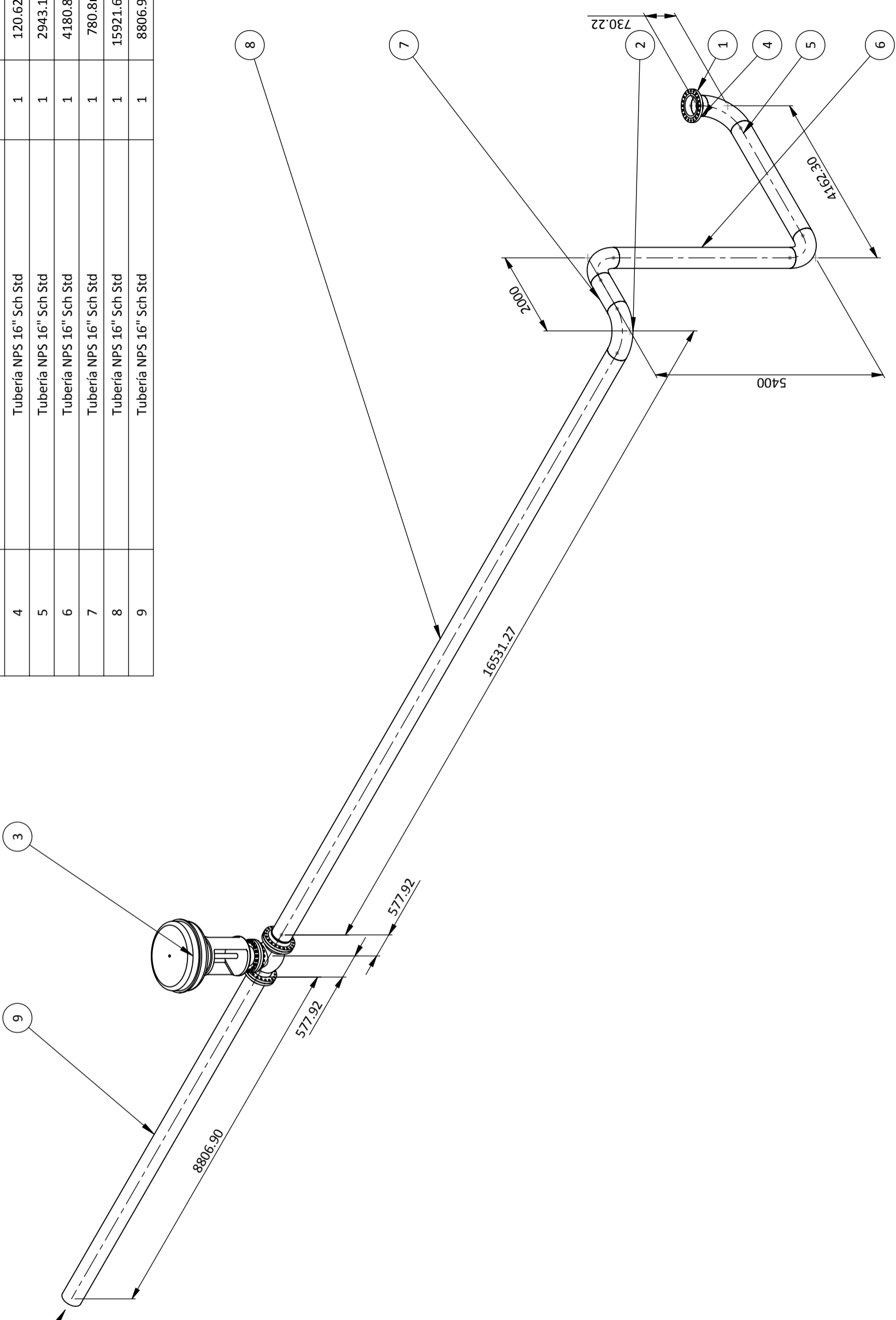
<b>Universidad Católica de Santa María</b> Programa Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica - Eléctrica y Meatrónica	
<b>Elaboró:</b> Luis A. Ramos	<b>Nombre:</b> Luis A. Ramos
<b>Revisó:</b> Carlos Gordillo A.	<b>Fecha:</b> 09.12.2013
<b>Escala:</b> 1: 120	<b>Fecha:</b> 03.01.2014
<b>Diagrama de Tuberías, Líneas 01-AA/BP-03-3 / 02-AA/BP-03-3</b>	
<b>Pág: 10</b>	
<b>Págs: 18</b>	

N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Longitud
1	Brida WN RF Clase 150 NPS 16"	2	
2	Codo 90 LR NPS 16" Sch Std	3	
3	Unión T recta NPS 16" Sch 160	1	
4	Tubería NPS 16" Sch Std	1	263.34mm
5	Tubería NPS 16" Sch Std	1	5703.59mm
6	Tubería NPS 16" Sch Std	1	1866.9mm
7	Tubería NPS 16" Sch Std	2	1365.43mm



Nombre:		Fecha:	
Elaboró:	Luis A. Ramos	09.12.2013	
Revisó:	Carlos Gordillo A.	03.01.2014	
Escala:	1 : 40		
Diagrama de Tuberías, Líneas 01-VS/BP-01-16 / 02-VS/BP-01-16		Pág: 11	Págs: 18

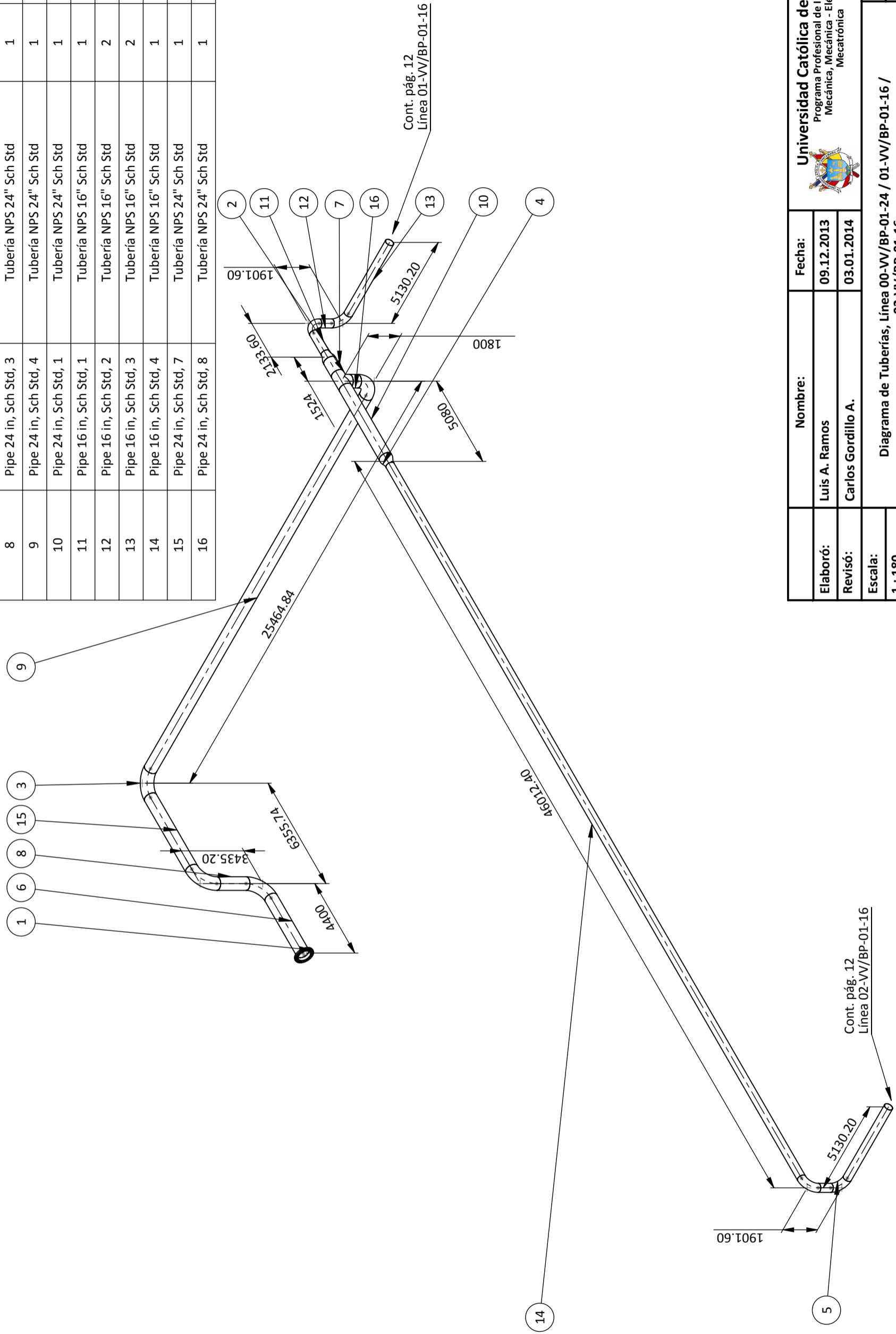
N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Longitud
1	Brida WN RF Clase 300 NPS 16"	3	
2	Codo 90 NPS 16" Sch Std	4	
3	Válvula de control tipo globo bridada Clase 300 NPS 16"RF	1	
4	Tubería NPS 16" Sch Std	1	120.62mm
5	Tubería NPS 16" Sch Std	1	2943.1mm
6	Tubería NPS 16" Sch Std	1	4180.8mm
7	Tubería NPS 16" Sch Std	1	780.8mm
8	Tubería NPS 16" Sch Std	1	15921.67mm
9	Tubería NPS 16" Sch Std	1	8806.9mm



Nombre:		Fecha:	
Elaboró:	Luis A. Ramos	09.12.2013	
Revisó:	Carlos Gordillo A.	03.01.2014	
Escala:	1 : 80		
Diagrama de Tuberías, Líneas 01-VV/BP-01-16 / 02-VV/BP-01-16		Pág: 12	
		Págs: 18	

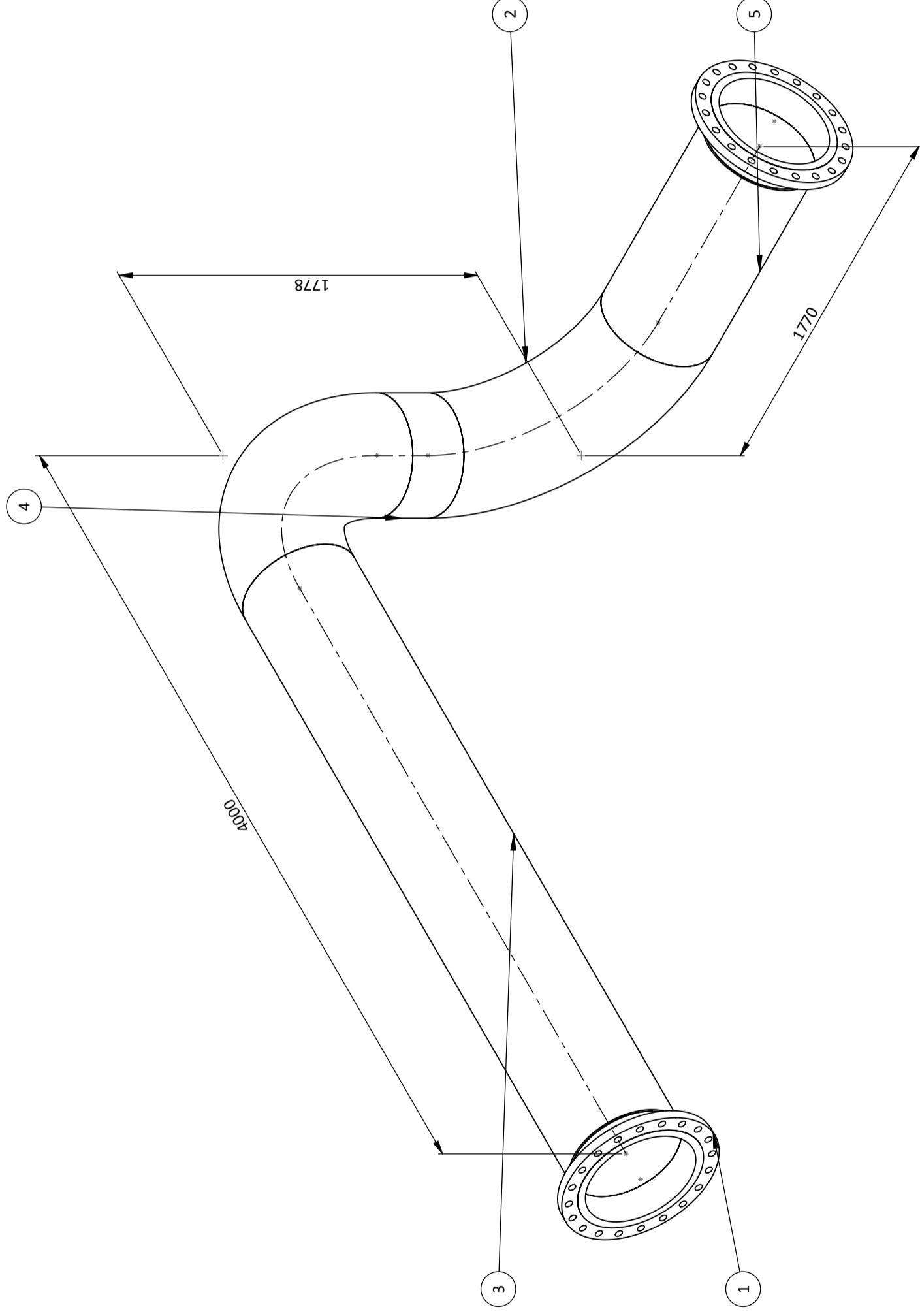
**Universidad Católica de Santa María**  
 Programa Profesional de Ingeniería  
 Mecánica, Mecánica - Eléctrica y  
 Mecatrónica

N.º DE ELEMENTO	N.º DE PIEZA	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Longitud
1	WN Neck Flange 300-NPS24	Brida WN RF Clase 300 NPS 24"	1	
2	Straight Tee 24 in Sch Std	Unión T recta NPS 24" Sch Std	1	
3	90L LR Inch 24 Sch Std	Codo 90 LR NPS 24" Sch Std	4	
4	Conc. Red. 24 x 16 in Sch Std	Reducción concéntrica NPS 24" x 16" Sch Std	2	
5	90L LR Inch 16 Sch Std	Codo 90 LR NPS 16" Sch Std	4	
6	Pipe 24 in, Sch Std, 5	Tubería NPS 24" Sch Std	1	3485.6mm
7	Pipe 24 in, Sch Std, 2	Tubería NPS 24" Sch Std	1	838.2mm
8	Pipe 24 in, Sch Std, 3	Tubería NPS 24" Sch Std	1	1606.4mm
9	Pipe 24 in, Sch Std, 4	Tubería NPS 24" Sch Std	1	23636.04mm
10	Pipe 24 in, Sch Std, 1	Tubería NPS 24" Sch Std	1	4394.2mm
11	Pipe 16 in, Sch Std, 1	Tubería NPS 16" Sch Std	1	1270mm
12	Pipe 16 in, Sch Std, 2	Tubería NPS 16" Sch Std	2	682.4mm
13	Pipe 16 in, Sch Std, 3	Tubería NPS 16" Sch Std	2	4520.6mm
14	Pipe 16 in, Sch Std, 4	Tubería NPS 16" Sch Std	1	45148.8mm
15	Pipe 24 in, Sch Std, 7	Tubería NPS 24" Sch Std	1	4526.94mm
16	Pipe 24 in, Sch Std, 8	Tubería NPS 24" Sch Std	1	453.8mm



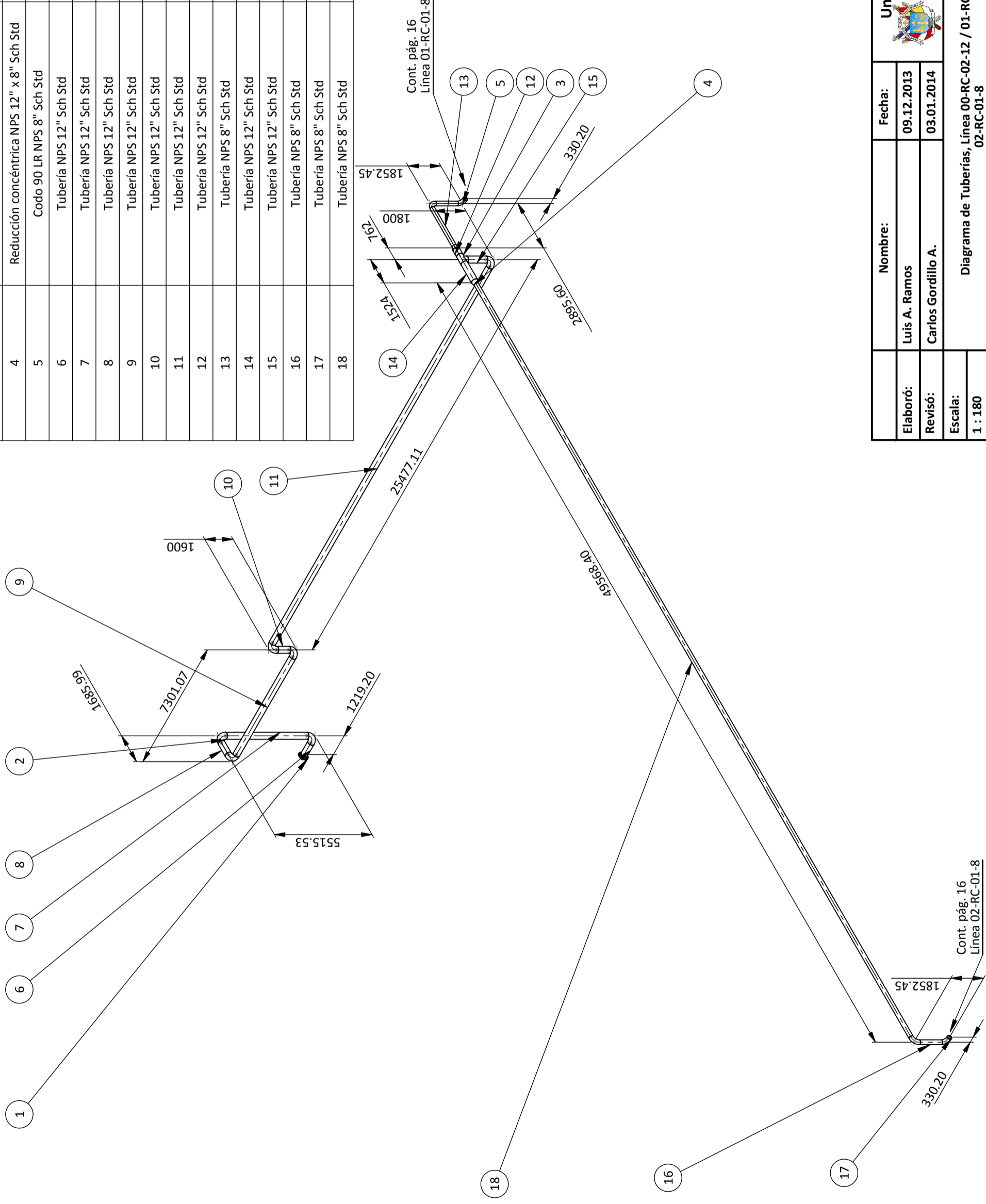
<b>Universidad Católica de Santa María</b> Programa Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica	
<b>Nombre:</b>	Luis A. Ramos
<b>Fecha:</b>	09.12.2013
<b>Elaboró:</b>	Carlos Gordillo A.
<b>Revisó:</b>	
<b>Fecha:</b>	03.01.2014
<b>Escala:</b>	1 : 180
<b>Diagrama de Tuberías, Línea 00-VV/BP-01-24 / 01-VV/BP-01-16 / 02-VV/BP-01-16</b>	
<b>Pág:</b>	13
<b>Págs:</b>	18

N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Longitud				
1	Brida WN RF Clase 150 NPS 20"	2					
2	Codo 90 LR NPS 20" Sch Std	2					
3	Tubería NPS 20" Sch Std	1	3238mm				
4	Tubería NPS 20" Sch Std	1	254mm	5	Tubería NPS 20" Sch Std	1	1008mm
5	Tubería NPS 20" Sch Std	1	1008mm				



Nombre:		Fecha:	
Elaboró:	Luis A. Ramos	09.12.2013	
Revisó:	Carlos Gordillo A.	03.01.2014	
Escala:	1 : 20		
Diagrama de Tuberías, Línea 00-RC-01-20		Pág: 14	
		Págs: 18	

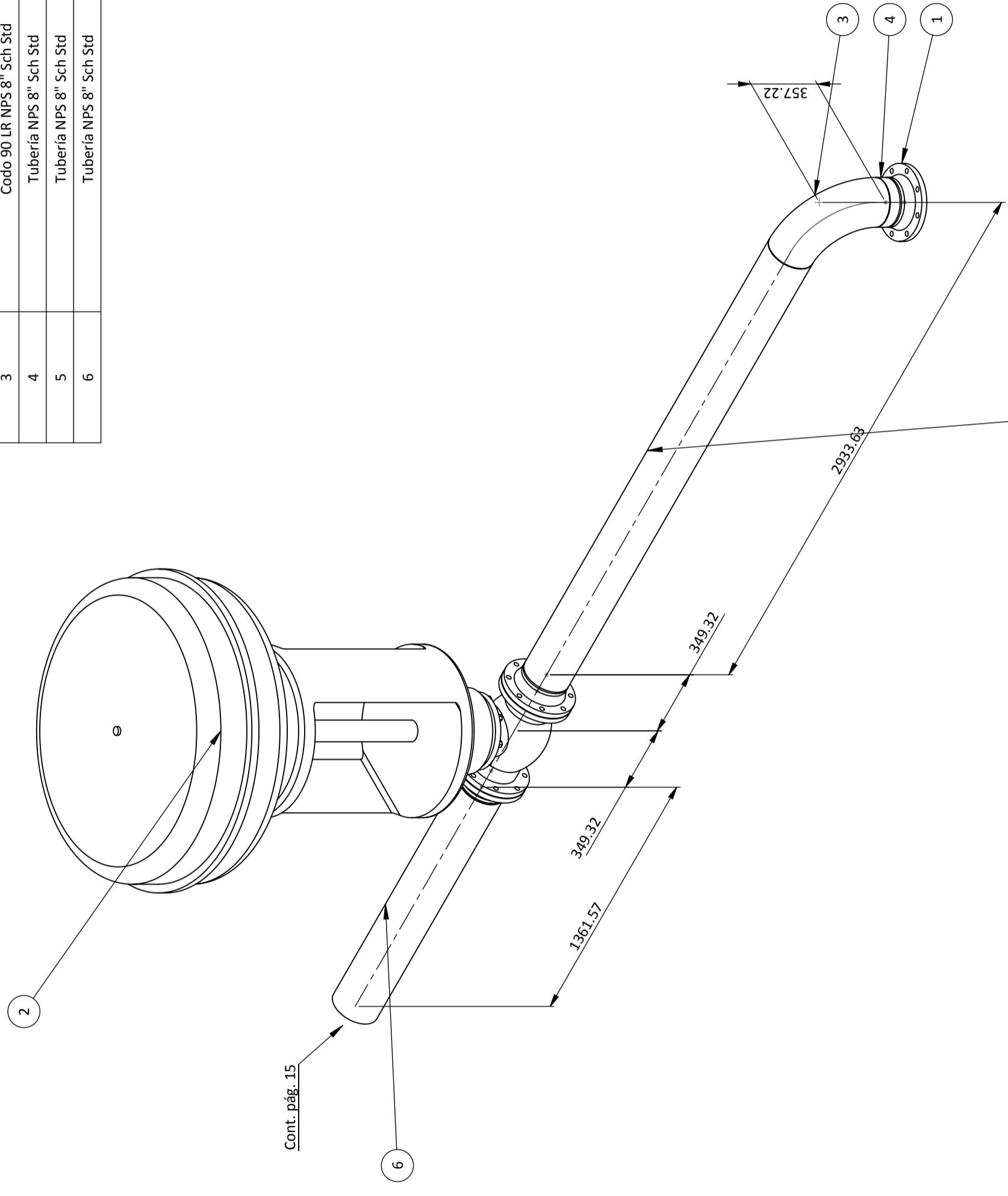
N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Longitud
1	Brida WN RF Clase 150 NPS 12"	1	
2	Codo 90 LR NPS 12" Sch Std	6	
3	Unión T recta NPS 12" Sch Std	1	
4	Reducción concéntrica NPS 12" x 8" Sch Std	2	
5	Codo 90 LR NPS 8" Sch Std	4	
6	Tubería NPS 12" Sch Std	1	762mm
7	Tubería NPS 12" Sch Std	1	4601.13mm
8	Tubería NPS 12" Sch Std	1	771.59mm
9	Tubería NPS 12" Sch Std	1	6386.67mm
10	Tubería NPS 12" Sch Std	1	685.6mm
11	Tubería NPS 12" Sch Std	1	24562.71mm
12	Tubería NPS 12" Sch Std	1	406.4mm
13	Tubería NPS 8" Sch Std	1	2489.2mm
14	Tubería NPS 12" Sch Std	1	1168.4mm
15	Tubería NPS 12" Sch Std	1	1088.8mm
16	Tubería NPS 8" Sch Std	2	1242.85mm
17	Tubería NPS 8" Sch Std	2	25.4mm
18	Tubería NPS 8" Sch Std	1	49162mm



Nombre:		Fecha:	
Elaboró:	Luis A. Ramos	09.12.2013	
Revisó:	Carlos Gordillo A.	03.01.2014	
Escala:	1 : 180		
Diagrama de Tuberías, Línea 00-RC-02-12 / 01-RC-01-8 / 02-RC-01-8		Pág: 15	
		Págs: 18	

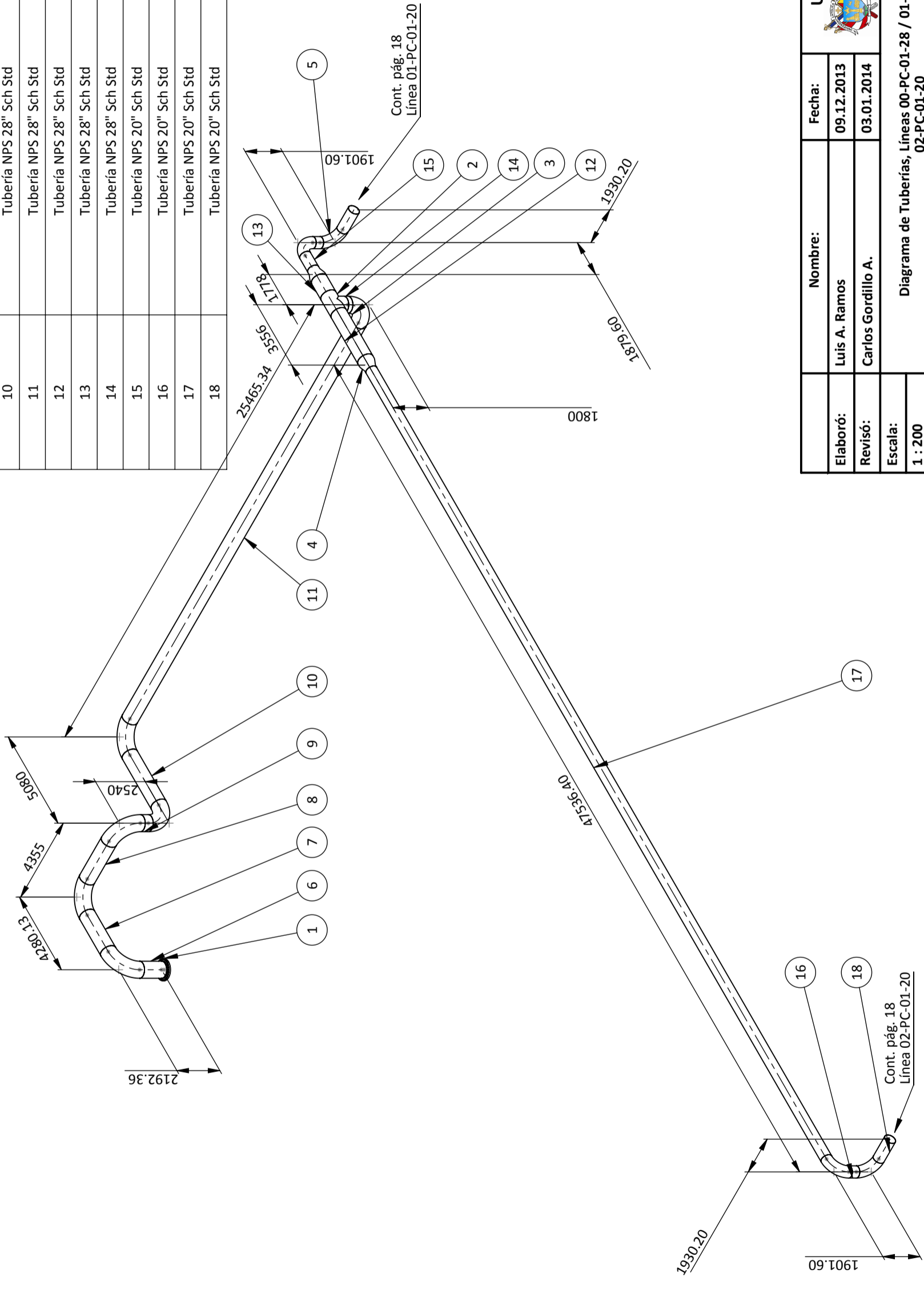
**Universidad Católica de Santa María**  
Programa Profesional de Ingeniería  
Mecánica, Mecánica - Eléctrica y  
Mecatrónica

N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Longitud
1	Brida WN RF Clase 150 NPS 8"	3	
2	Válvula de control tipo globo bridada Clase 150 NPS 8" RF	1	
3	Codo 90 LR NPS 8" Sch Std	1	52.42mm
4	Tubería NPS 8" Sch Std	1	2628.83mm
5	Tubería NPS 8" Sch Std	1	1361.57mm
6	Tubería NPS 8" Sch Std	1	1361.57mm



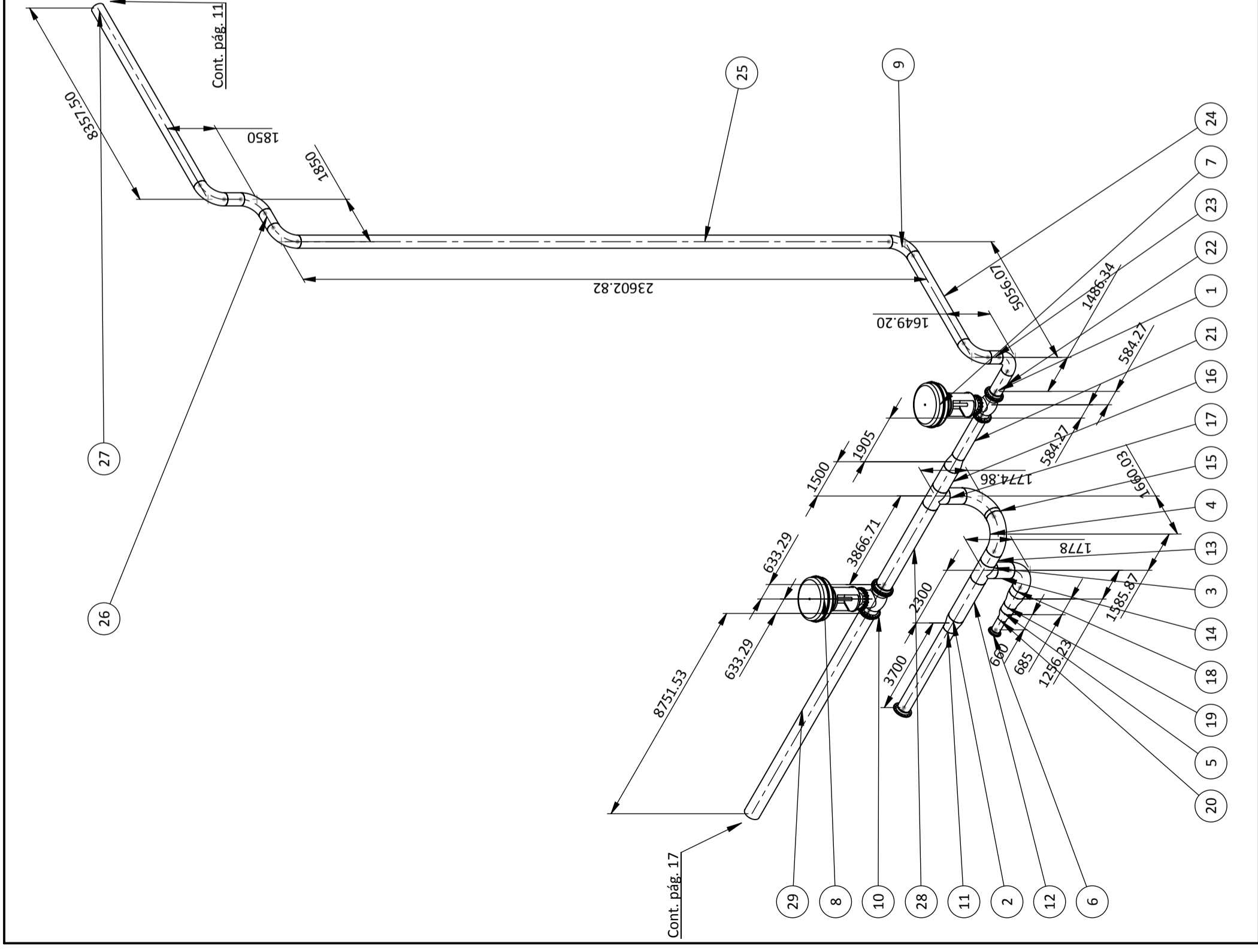
5	Nombre:	Fecha:
Elaboró:	Luis A. Ramos	09.12.2013
Revisó:	Carlos Gordillo A.	03.01.2014
Escala:	1 : 20	
Diagrama de Tuberías, Líneas 01-RC-01-8 / 02-RC-01-8		
Universidad Católica de Santa María Programa Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica		
		Pág: 16
		Págs: 18

N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Longitud
1	Brida WN Clase 150 NPS 28"	1	
2	Unión T recta NPS 28" Sch Std	1	
3	Codo 90 LR NPS 28" Sch Std	6	
4	Reducción concéntrica NPS 28" x 20" Sch Std	2	
5	Codo 90 LR NPS 20" Sch Std	4	
6	Tubería NPS 28" Sch Std	1	1125.56mm
7	Tubería NPS 28" Sch Std	1	2146.53mm
8	Tubería NPS 28" Sch Std	1	2221.4mm
9	Tubería NPS 28" Sch Std	1	406.4mm
10	Tubería NPS 28" Sch Std	1	2946.4mm
11	Tubería NPS 28" Sch Std	1	23331.74mm
12	Tubería NPS 28" Sch Std	1	2730.5mm
13	Tubería NPS 28" Sch Std	1	952.5mm
14	Tubería NPS 28" Sch Std	1	212.5mm
15	Tubería NPS 20" Sch Std	1	812.8mm
16	Tubería NPS 20" Sch Std	2	377.6mm
17	Tubería NPS 20" Sch Std	1	46469.6mm
18	Tubería NPS 20" Sch Std	2	1168.2mm



<b>Universidad Católica de Santa María</b> Programa Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica	
<b>Nombre:</b>	<b>Fecha:</b>
Luis A. Ramos	09.12.2013
Carlos Gordillo A.	03.01.2014
<b>Elaboró:</b>	
<b>Revisó:</b>	
<b>Escala:</b>	
1 : 200	
<b>Diagrama de Tuberías, Líneas 00-PC-01-28 / 01-PC-01-20 / 02-PC-01-20</b>	
	<b>Pág: 17</b>
	<b>Págs: 18</b>

N.º DE ELEMENTO	DESCRIPCIÓN	CANTIDAD	Longitud
1	Brida WN RF Clase 150 NPS 16"	3	
2	Reducción concéntrica NPS 20" x 16" Sch Std	3	
3	Unión T recta NPS 20" Sch Std	2	
4	Codo 90 LR NPS 20" Sch Std	3	
5	Reducción concéntrica NPS 16" x 10" Sch Std	1	
6	Brida WN RF Clase 150 NPS 10"	1	
7	Válvula de control tipo globo bridada Clase 150 NPS 16" RF	1	
8	Válvula de control tipo globo bridada Clase 150 NPS 20" RF	1	
9	Codo 90 LR NPS 16" Sch Std	6	
10	Brida WN RF Cáse 150 NPS 20"	2	
11	Tubería NPS 16" Sch Std	1	3446mm
12	Tubería NPS 20" Sch Std	1	1665mm
13	Tubería NPS 20" Sch Std	1	442.87mm
14	Tubería NPS 20" Sch Std	1	635mm
15	Tubería NPS 20" Sch Std	1	136.03mm
16	Tubería NPS 20" Sch Std	1	865mm
17	Tubería NPS 20" Sch Std	1	631.86mm
18	Tubería NPS 20" Sch Std	1	240.23mm
19	Tubería NPS 16" Sch Std	1	253.2mm
20	Tubería NPS 10" Sch Std	1	482.2mm
21	Tubería NPS 16" Sch Std	1	1651mm
22	Tubería NPS 16" Sch Std	1	876.74mm
23	Tubería NPS 16" Sch Std	1	430mm
24	Tubería NPS 16" Sch Std	1	3836.87mm
25	Tubería NPS 16" Sch Std	1	22383.62mm
26	Tubería NPS 16" Sch Std	2	630.8mm
27	Tubería NPS 16" Sch Std	1	7747.9mm
28	Tubería NPS 20" Sch Std	1	3485.71mm
29	Tubería NPS 20" Sch Std	1	8751.53mm



<b>Universidad Católica de Santa María</b> Programa Profesional de Ingeniería Mecánica, Mecánica - Eléctrica y Mecatrónica	
<b>Nombre:</b>	<b>Fecha:</b>
Luis A. Ramos	09.12.2013
Carlos Godillo A.	03.01.2014
<b>Elaboró:</b>	
<b>Revisó:</b>	
<b>Escala:</b>	
1 : 140	
<b>Diagrama de Tuberías, Líneas 01-PC-01-20 / 02-PC-01-20</b>	
<b>Pág: 18</b>	
<b>Págs: 18</b>	