

**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA MECÁNICA**



“DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN PARA  
AUMENTAR LA EFICIENCIA DE LA TURBINA A GAS N°3 DE LA  
CENTRAL TÉRMICA KALLPA GENERACIÓN S.A., 2022”.

TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO  
MECÁNICO

CORDOVA CORDOVA MISAEL

VEGA LOAYZA DAVID

Callao, 2022

PERÚ



(Resolución N° 019-2021-CU del 20 de enero de 2021)

**ACTA N°090 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS CON CICLO DE TESIS PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO E INGENIERO EN ENERGÍA**

**LIBRO 001 FOLIO N° 116, ACTA N° 090 DE SUSTENTACIÓN DE TESIS DEL I CICLO TALLER DE TESIS PARA LA OBTENCIÓN DEL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECÁNICO**

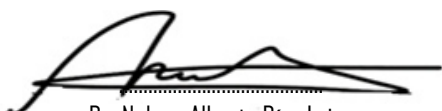
A los 20 días del mes de agosto, del año 2022, siendo las 12:50 horas, se reunieron, en la sala meet: <https://meet.google.com/civ-nwjd-nfn>, el **JURADO DE SUSTENTACION DE TESIS** para la obtención del **TÍTULO** profesional de Ingeniero Mecánico de la Facultad de Ingeniería Mecánica y de Energía conformado por los siguientes docentes ordinarios de la Universidad Nacional del Callao:

<b>Dr. Nelson Alberto Díaz Leiva</b>	<b>: Presidente</b>
<b>Msc. Gustavo Ordoñez Cárdenas</b>	<b>: Secretario</b>
<b>Mag. Juan Adolfo Bravo Félix</b>	<b>: Miembro</b>
<b>Dr. Juan Manuel Palomino Correa</b>	<b>: Asesor</b>

Se dio inicio al acto de sustentación de la tesis del Bachiller **CORDOVA CORDOVA, MISAEL** quien habiendo cumplido con los requisitos para optar el Título Profesional de **INGENIERO MECÁNICO**, sustenta la tesis titulada **“DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN PARA AUMENTAR LA EFICIENCIA DE LA TURBINA A GAS N°3 DE LA CENTRAL TÉRMICA KALLPA GENERACIÓN S.A., 2022”** cumpliendo con la sustentación en acto público, de manera no presencial a través de la Plataforma Virtual, en cumplimiento de la declaración de emergencia adoptada por el Poder Ejecutivo para afrontar la pandemia del Covid- 19, a través del D.S. N° 044-2020-PCM y lo dispuesto en el DU N° 026-2020 y en concordancia con la Resolución del Consejo Directivo N°039-2020-SUNEDU-CD y la Resolución Viceministerial N° 085-2020-MINEDU, que aprueba las "Orientaciones para la continuidad del servicio educativosuperior universitario";

Con el quórum reglamentario de ley, se dio inicio a la sustentación de conformidad con lo establecido por el Reglamento de Grados y Títulos vigente. Luego de la exposición, y la absolución de las preguntas formuladas por el Jurado y efectuadas las deliberaciones pertinentes, acordó: Dar por **APROBADO** con la escala de calificación cualitativa de **BUENO** y calificación cuantitativa de **QUINCE (15)**, la presente Tesis, conforme a lo dispuesto en el Art. 27 del Reglamento de Grados y Títulos de la UNAC, aprobado por Resolución de Consejo Universitario N° 099-2021-CU del 30 de junio del 2021.

Se dio por cerrada la Sesión a las 13:13 horas del día 20 del mes y año en curso.



Dr. Nelson Alberto Díaz Leiva  
Presidente de Jurado



Msc. Gustavo Ordoñez Cárdenas  
Secretario de Jurado



Mg. Juan Adolfo Bravo Félix  
Miembro de Jurado



Dr. Juan Manuel Palomino Correa  
Asesor



**UNIVERSIDAD NACIONAL DEL CALLAO**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA MECÁNICA Y DE ENERGÍA**

---

**INFORME N° 07**

Visto el ejemplar de la Tesis de los Bachilleres:

**VEGA LOAYZA DAVID**  
**CORDOVA CORDOVA MISAEL**

Que lleva por título:

**"DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN PARA AUMENTAR LA EFICIENCIA DE LA TURBINA A GAS N°3 DE LA CENTRAL TÉRMICA KALLPA GENERACIÓN S.A., 2022"**

**A QUIEN CORRESPONDA**

El jurado Revisor y evaluador de sustentación de Tesis del I Ciclo Taller de Tesis 2022, designados por Resolución de Consejo de Facultad N° 250-2022-CF-FIME, manifestamos que la sustentación de tesis se llevo a cabo los días Sábado 20 y Domingo 21 de agosto de 2022, en el horario de 09.00 a 15.00 horas, vía Google Meet : <https://meet.google.com/civ-nwjd-nfn> y habiéndose levantado las observaciones realizadas al trabajo de tesis, la misma que en su oportunidad fue revisada cuidadosamente por los miembros del jurado en pleno a través de la sala de Google Meet: <https://meet.google.com/civ-nwjd-nfn> **damos la respectiva conformidad** a la tesis presentada para que continúe con su trámite correspondiente.

Se emite el presente informe favorable para los fines que el interesado considere pertinentes.

Bellavista 22 de setiembre del 2022

Dr. Nelson Alberto Diaz Leiva  
Presidente

Msc. Gustavo Ordóñez Cárdenas  
Secretario

Mg. Juan Adolfo Bravo Félix  
Miembro

## **DEDICATORIA**

Esta tesis se la dedicamos a nuestras familias por el incesante esfuerzo y apoyo que nos han brindado y nos siguen brindando para poder alcanzar nuestras metas propuestas en especial se la dedicamos a nuestros padres y hermanos.

## **AGRADECIMIENTO**

En primer lugar, agradecemos a Dios por estar en cada momento con nosotros y por poner a nuestro lado las personas que hacen posible alcanzar nuestros objetivos.

## ÍNDICE

INFORMACIÓN BÁSICA .....	3
DEDICATORIA.....	5
AGRADECIMIENTO .....	6
ÍNDICE.....	7
RESUMEN .....	12
ABSTRACT .....	13
INTRODUCCIÓN .....	14
I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA.....	15
1.1 Descripción de la realidad problemática.....	15
1.2 Formulación del problema .....	17
1.2.1 Problema general.....	17
1.2.2 Problemas específicos.....	17
1.3 Objetivos .....	18
1.3.1 Objetivo general.....	18
1.3.2 Objetivos específicos .....	18
1.4 Justificación.....	19
1.5 Delimitantes de la investigación .....	20
1.5.1 Teórica.....	20
1.5.2 Temporal.....	20
1.5.3 Espacial.....	20
II. MARCO TEÓRICO .....	21
2.1 Antecedentes: Internacional y nacional. ....	21
2.1.1 Antecedentes Internacionales .....	21
2.1.2 Antecedentes nacionales .....	23
2.2 Bases teóricas.....	25
2.2.1 El sistema termodinámico y el volumen de control.....	25
2.2.2 Ciclo y leyes termodinámicos en una turbina a gas.....	27
2.2.3 Balance de energía en el ciclo Brayton. ....	28

2.2.4 Turbina de gas.....	29
2.2.5 Turbina de gas Modelo SGT6-5000F .....	33
2.2.6 Eficiencia térmica .....	40
2.2.7 Procesos y ciclos.....	41
2.2.8 Ciclo de refrigeración por absorción .....	44
2.2.9 Ciclo de absorción convencional .....	48
2.2.10 Sistema de refrigeración por absorción adiabática.....	50
2.2.11 Bases de cálculo para el sistema de enfriamiento.....	51
2.3 Marco conceptual .....	55
• Sistema de enfriamiento:.....	55
• Eficiencia térmica: .....	55
• El sistema de refrigeración por absorción .....	55
2.4. Definición de términos básicos .....	55
• Presión: .....	55
• Temperatura de la admisión de aire:.....	55
• Cámara de combustión .....	55
III. HIPÓTESIS Y VARIABLES .....	57
3.1 Hipótesis (general y específicas).....	57
3.1.1 Operacionalización de variable.....	58
IV. METODOLOGÍA DEL PROYECTO .....	59
4.1. Diseño metodológico. ....	59
4.1.1. Tipo y nivel de investigación. ....	59
4.1.1. Diseño de investigación. ....	59
4.2. Metodología de investigación. ....	60
4.3. Población y muestra. ....	60
4.4. Lugar de estudio. ....	60
4.5. Técnicas e instrumentos para la recolección de la información.....	61
4.6. Análisis y procesamiento de datos. ....	62
4.6.1 Determinación de los parámetros de temperatura y presión en la admisión de aire del compresor de la turbina. ....	63
4.6.2 Determinación de la potencia inicial. ....	64



4.6.3 Determinación de la potencia final.....	66
4.6.4 Cálculo del sistema de enfriamiento.....	68
4.7 Análisis económico.....	78
4.8. Aspectos éticos en Investigación.....	79
V. RESULTADOS.....	80
5.1 Resultados descriptivos.....	80
5.1.1 Resultados de la determinación de los parámetros de termodinámicos.....	80
5.1.2 Resultados de capacidad de enfriamiento.....	80
5.1.3. Resultados del aumento de la eficiencia.....	80
5.2 Resultados inferenciales.....	80
5.3 Otro tipo de resultados estadísticos, de acuerdo con la naturaleza del problema y la Hipótesis.....	80
5.3.1. Resultados económicos.....	80
VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS.....	81
6.1 Contrastación y demostración de las hipótesis.....	81
6.1.1 Según la hipótesis general.....	81
6.1.2 según la hipótesis específica.....	81
VII. CONCLUSIONES.....	83
VIII. RECOMENDACIONES.....	84
IX. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	85
X. ANEXOS.....	86
10.1 Matriz de consistencia.....	87
10.2. Esquema del sistema de refrigeración por absorción en la entrada de aire del sistema de generación de energía (turbina de gas).....	88
10.3. Esquema del sistema de refrigeración y generación.....	89
10.4 Ficha técnica gas turbine longitudinal.....	90

## ÍNDICE DE TABLAS

<i>Tabla 3.1: Matriz de consistencia.</i> .....	58
<i>Tabla 4.1: Datos de operación de la turbina en función de la temperatura ambiente.</i> .....	68
<i>Tabla 4.2: Descripción de costos de un sistema de refrigeración por absorción.</i> .....	78
<i>Tabla 4.3: Descripción de costos de un sistema de refrigeración convencional</i> .....	79

## ÍNDICE DE FIGURAS

<i>Figura 2.1: Ejemplo de un sistema</i> .....	25
<i>Figura 2.2: Ejemplo de un volumen de control.</i> .....	26
<i>Figura 2.3: Ejemplo de un sistema que puede experimentar un proceso cuasi equilibrio.</i> .....	27
<i>Figura.2.4: Diagrama T-S y P-V.</i> .....	28
<i>Figura.2.5 : Ciclo abierto de las turbinas a gas.</i> .....	29
<i>Figura 2.6 : Caída de entalpía Ale en la turbina y en el compresor en función de la relación de presiones.</i> .....	33
<i>Figura.2.7: Compresor turbina.</i> .....	34
<i>Figura.2.9: Ciclo simple de la turbina a gas.</i> .....	35
<i>Figura.2.10: Esquema real del sistema de la turbina.</i> .....	36
<i>Figura.2.11: Casa de filtros.</i> .....	36
<i>Figura 2.12: Compresor de la turbina de gas.</i> .....	37
<i>Figura 2.13: Cámara de combustión.</i> .....	39
<i>Figura 2.14: Sección de combustor.</i> .....	39
<i>Figura 2.15: Turbina</i> .....	40
<i>Figura.2.16: Diagrama de un ciclo de refrigeración por absorción.</i> .....	46
<i>Figura 2.17: Ciclo de refrigeración por absorción</i> .....	52
<i>Figura 4.1: Ubicación del área de estudio.</i> .....	61

<i>Fuente: Google map 2022</i> .....	61
<i>Figura.4.2: Temperatura máxima en la entrada de aire de la turbina</i> .....	63
<i>Figura.4.3: Temperatura máxima en la entrada de aire de la turbina</i> .....	63
<i>Figura 4.4: diagrama de la turbina</i> .....	64
<i>Figura 4.5: Diagrama termodinamico del agua</i> .....	70
<i>Figura 4.6. Diagrama de Dühring de las disoluciones LiBr-H<sub>2</sub>O</i> .....	72
<i>Figura 4.7. Diagrama de Dühring de las disoluciones LiBr-H<sub>2</sub>O</i> .....	73
<i>Figura 4.8. Diagrama de entalpia, concentracion y temperatura disoluciones LiBr-H<sub>2</sub>O</i> .....	74
<i>Figura 4.9: diagrama de temperatura, densidad y porcentaje de concentración.</i> .....	75

## RESUMEN

En esta investigación se diseñó un sistema de enfriamiento por absorción para controlar la temperatura de admisión de aire en la turbina de gas modelo SGT6-5000F marca Siemens. El objetivo del diseño del sistema de enfriamiento por absorción es aumentar la eficiencia del ciclo de generación para lo cual se delimito los sistemas termodinámicos e identificando en cada sistema termodinámico los siguientes procesos termodinámicos: proceso termodinámico en el compresor, proceso termodinámico en la cámara de combustión y proceso termodinámico en la turbina. Cabe mencionar que la identificación de estos procesos térmicos es muy importante dado que permiten calcular los parámetros de temperatura, presión y potencia en la entrada y salida de cada proceso.

Se plantea como objetivo general: Diseñar el sistema de enfriamiento por absorción para aumentar la eficiencia térmica de la turbina de gas N°3 de la central termoeléctrica KALLPA GENERACIÓN S.A., región Lima, 2022 y como objetivos específicos determinar los parámetros de temperatura y presión en la admisión de aire de la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación, Calcular la capacidad de enfriamiento del evaporador en la admisión de aire de la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación y determinar los costos de instalación del sistema de enfriamiento por absorción en la admisión de aire en la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación, todo ello permitió aumentar la eficiencia de la turbina mediante un sistema de enfriamiento no convencional.

Se plantea como hipótesis general: Si se diseña el sistema de enfriamiento por absorción aumentara la eficiencia de la turbina en la central termoeléctrica KALLPA GENERACIÓN S.A., región Lima, 2022.

El tipo de la presente investigación es tecnológica de nivel aplicativo, diseño aplicado, método sistémico y enfoque cuantitativo.

Finalmente se llego a demostrar cada una de las hipótesis mediante el cálculo respectivo y comparación con de resultados con otros trabajos previos.

**PALABRAS CLAVE:** Enfriamiento por absorción, eficiencia del ciclo de generación, procesos termodinámicos, turbina, sistema de enfriamiento.

## **ABSTRACT**

In this research, an absorption cooling system was designed to control the air intake temperature in the Siemens SGT6-5000F model gas turbine. The objective of the design of the absorption cooling system is to increase the efficiency of the generation cycle, for which the thermodynamic systems were delimited, and the following thermodynamic processes identified in each thermodynamic system: thermodynamic process in the compressor, thermodynamic process in the combustion chamber. and thermodynamic process in the turbine. It is worth mentioning that the identification of these thermal processes is very important since they allow calculating the parameters of temperature, pressure and power at the input and output of each process.

The general objective is: Design the absorption cooling system to increase the thermal efficiency of the gas turbine No. 3 of the KALLPA GENERACIÓN S.A. thermoelectric plant, Lima region, 2022 and as specific objectives determine the parameters of temperature and pressure in the admission of air of the gas turbine No. 3 of the Kallpa Generación thermal power plant, Calculate the cooling capacity of the evaporator in the air intake of the gas turbine No. 3 of the Kallpa Generación thermal power plant and determine the installation costs of the cooling system by absorption in the air intake in gas turbine No. 3 of the Kallpa Generación thermal power plant, all of which allowed the efficiency of the turbine to be increased through a non-conventional cooling system.

It is proposed as a general hypothesis: If the absorption cooling system is designed, it will increase the efficiency of the turbine in the KALLPA GENERACIÓN S.A. thermoelectric plant, Lima region, 2022.

The type of this research is technological application level, applied design, systemic method, and quantitative approach.

Finally, each of the hypotheses was demonstrated by means of the respective calculation and comparison of results with other previous works.

**KEY WORDS:** Absorption cooling, generation cycle efficiency, thermodynamic processes, turbine, cooling system.

## INTRODUCCIÓN

Hoy en día muchas empresas, por no mencionar todas, requieren de abastecimiento eléctrico constante para la operación y funcionamiento constante de sus equipos. Por ende, una central termoeléctrica debe operar en su máxima eficiencia posible a fin de abastecer la energía que demanda el mercado, para lo cual se ha visto conveniente implementar un sistema de enfriamiento por absorción con el fin de lograr inyectar mayor masa de comburente (aire) en la cámara de combustión a fin de lograr optimizar la eficiencia térmica de la turbina de gas, por ende producir mayor energía que la que actualmente se viene dando, ello implica desplegar todo un proceso de planificación para establecer una línea de base con las condiciones actuales y luego analizar los parámetros sobre los cuales proponer las intervenciones con el fin de aumentar la eficiencia del proceso de generación de la central termoeléctrica.

El presente plan de tesis consta de siete capítulos. El primer capítulo trata sobre el planteamiento del problema que enfrenta la Central Termoeléctrica KALLPA GENERACIÓN S.A. en el tema de eficiencia y abastecimiento de energía, formulando así el problema general; también se planteó el objetivo general y los objetivos específicos, la justificación y las limitantes de la investigación. El segundo capítulo describe el marco teórico, estudiando los antecedentes internacionales y nacionales referentes a esta investigación, marco teórico - conceptual; además de la metodología y los términos básicos del estudio. El tercer capítulo explica las hipótesis planteadas para resolver los problemas de esta investigación y las variables, tanto independiente como dependiente; la hipótesis general; la operacionalización de variables y definición operacional. El cuarto capítulo hace referencia al diseño metodológico, describiendo tipo y diseño de investigación, así como técnicas e instrumentos de recolección de la información, plan de trabajo de campo, y el análisis y procesamiento de los datos. El capítulo cinco describe el cronograma de actividades. El sexto capítulo se muestra el presupuesto. El séptimo capítulo está las referencias bibliográficas y al final los anexos.

# **I. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

## **1.1 Descripción de la realidad problemática**

La eficiencia y el tipo de combustible de una central termoeléctrica es una de las fases más delicadas en el sector energético a nivel mundial por tal motivo las empresas han centrado sus esfuerzos en las en la fabricación y mejora de las turbinas que operan con gas natural. Según “El periódico de la energía” indica en su portal web que los países desarrollados como Japón y otros países han optado por el desarrollo de este tipo de turbinas por un buen número de razones, tanto económicas, como de operación y sobre todo después del desastre de Fukushima con la energía nuclear por tal motivo los a conllevando a establecer, crear nuevas técnicas y sistemas que permitan aumentar cada vez más la eficiencia (alcanzando eficiencias de hasta un 55%).

Como respuesta a las exigentes condiciones que se encuentran los mercados energéticos en países como Colombia, los generadores térmicos que operan turbinas a gas ya sea en ciclo simple o ciclo combinado se ven obligados en la búsqueda de diferentes alternativas que le permitan permanecer dentro de un mercado que ha demostrado solo aceptar a unidades eficientes y competitivas.

Según un estudio realizado en el mercado energético Colombiano realizado por Miguel Capella y David Vásquez de la universidad de norte, muestra que el aumento de flujo másico a través de la turbina y la disminución del trabajo demandado por el compresor, que se logran enfriando el aire en la succión del mismo, además de incrementar la potencia representan la alternativa más económica para mejorar la eficiencia y competitividad de las turbinas de gas, lo anterior teniendo en cuenta que con estos sistemas es posible alcanzar incrementos en la potencia de salida de alrededor del 20% con inversiones de capital comparativamente bajas.

En el Perú hay una variedad de centrales térmicas, desde centrales que operan utilizando gas natural y otras que utilizan diésel como combustible, pero muy pocas son las que han implementado un sistema en la admisión de aire que permita aumentar la eficiencia térmica de la turbina de gas, las pocas

que han implantado un sistema de enfriamiento han logrado un sustancial incremento en la eficiencia así mismo han logrado bajar los índices de contaminación producto de los gases de escape. En la situación actual es imprescindible, en las centrales termoeléctricas, la implementación de un sistema de enfriamiento en la admisión de aire de la turbina con el fin de aumentar la eficiencia de las turbinas de generación.

La central termoeléctrica de Kallpa, es una planta ya eficiente, ya que aprovecha los gases de combustión en un ciclo combinado mediante una caldera de recuperación de calor y una turbina de vapor. Pero esto no limita a que se siga buscando nuevos sistemas que permitan aumentar la eficiencia como un sistema de recalentamiento del gas que usa como combustible o enfriar el aire en la admisión de aire a turbina por citar algunos.

La eficiencia de la central termoeléctrica Kallpa generación se ve afectada por las diferentes temperaturas ambientales que se presentan durante todo el año y sobre todo en los meses de verano, siendo en estos meses los más críticos dado que al aumentar la temperatura ambiental la densidad del aire disminuye conllevando a inyectar mayor cantidad de masa de combustible (gas natural) lo cual genera mayor gasto y por ende menor ganancia para la empresa, es por ello que en este proyecto se propone un sistema de enfriamiento por absorción en la admisión de aire de combustión de la turbina.



## **1.2 Formulación del problema**

### **1.2.1 Problema general**

¿Como Diseñar el sistema de enfriamiento por absorción para aumentar la eficiencia térmica de la turbina de gas N°3 de la central termoeléctrica KALLPA GENERACIÓN S.A., región Lima, 2022?

### **1.2.2 Problemas específicos**

¿Cómo determinar los parámetros de temperatura y presión en la admisión de aire de la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación?

¿Cómo calcular la capacidad de enfriamiento del evaporador en la admisión de aire de la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación?

¿Cómo determinar los costos de instalación del sistema de enfriamiento por absorción en la admisión de aire en la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación?

## **1.3 Objetivos**

### **1.3.1 Objetivo general**

Diseño del sistema de enfriamiento por absorción para aumentar la eficiencia térmica de la turbina de gas N°3 de la central termoeléctrica KALLPA GENERACIÓN S.A., región Lima, 2022

### **1.3.2 Objetivos específicos**

Determinar los parámetros de temperatura y presión en la admisión de aire de la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación.

Calcular la capacidad de enfriamiento del evaporador en la admisión de aire de la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación.

Determinar los costos de instalación del sistema de enfriamiento por absorción en la admisión de aire en la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación.

## 1.4 Justificación

El estudio posee justificación teórica debido a que tiene como finalidad aumentar la eficiencia en las turbinas de gas, aportando así al conocimiento existente sobre la relación que existe entre potencia generada y el control de la temperatura en la admisión de aire de la turbina mediante un sistema de enfriamiento por absorción en las centrales termoeléctricas que operan a gas, permitiendo de esta manera ampliar los conocimientos existentes sobre la problemática abordada. Así mismo tiene justificación práctica dado que soluciona una parte de la problemática de la demanda energética existente en el país permitiendo de esta forma a la planta generadora incrementar sus ingresos.

Este trabajo de investigación busca resolver el problema de aumentar la potencia de generación de la turbina de gas #3 de la central termoeléctrica Kallpa que durante los días calurosos donde la temperatura ambiental bordea los 25°C produciendo pérdidas en la potencia de un 15% aproximadamente.

## **1.5 Delimitantes de la investigación**

### **1.5.1 Teórica**

Conocer, entender e interpretar los fundamentos teóricos con el fin de poder llevar a cabo el análisis y desarrollo de la presente investigación.

### **1.5.2 Temporal**

Sabiendo que en un proyecto de mejora no solo es suficiente encontrar las soluciones a los problemas hallados en el estudio, sino que también hay que analizar la viabilidad de la aplicación de dicha solución. Esta manera es la limitante que clasifica todas las posibles soluciones que se puedan formular y concentramos solamente en las más económicas o generadoras de ahorro para la empresa.

### **1.5.3 Espacial**

El presente estudio se desarrollará en las instalaciones de la Central Termoeléctrica KALLPA GENERACIÓN S.A. ubicada en el distrito de Chilca, provincia de Cañete aproximadamente a 62 km al sur de la ciudad de Lima.

## **II. MARCO TEÓRICO**

### **2.1 Antecedentes: Internacional y nacional.**

#### **2.1.1 Antecedentes Internacionales**

Según Zeitoun (2021) en un artículo publicado en el MDPI (Multidisciplinary Digital Publishing Institute). Donde en el resumen indica que el enfriamiento del aire de entrada de la turbina de gas es una tecnología establecida para aumentar la producción y la eficiencia de la turbina de gas, especialmente en regiones cálidas. Desde nuestro punto de vista el control de la temperatura en un valor de 15°C en la admisión de aire a turbina debería ser infaltable en la instalación de una termo generadora sin importar en la región o lugar que opere.

El presente antecedente resalta que, en cuanto al uso de las tecnologías para aumentar la eficiencia en turbinas de gas en zonas cálidas, el enfriamiento de aire en la admisión es la más practica desde el punto de vista económico y productivo

Según Orjuela Ramírez (2016) en su tesis titulada “Mejoramiento de la eficiencia de un turbogenerador a gas reduciendo la temperatura del aire de entrada”. Donde obtuvo como resultado que es muy provechoso reducir la temperatura mediante el uso de un sistema de enfriamiento por absorción en la admisión de aire a turbina, debido a que la potencia que se logra aumenta es más grande que la energía que consume el sistema de refrigeración y además no requiere de un mantenimiento muy seguido debido a que no tiene partes móviles en su proceso térmico. En conclusión, la potencia que consume es muy baja en comparación con la potencia generada.

El antecedente desarrollado por Orjuela Ramírez resalta las ventajas del sistema de enfriamiento por absorción el cual fue un aporte importante para seleccionar el sistema de enfriamiento en la admisión de aire de la turbina de gas.

Según José (2016) en su tesis titulada “Modelación de un sistema de refrigeración por absorción a bajas temperaturas para la producción de hielo” indica que las ventajas en comparación con otros ciclos es que no se requieren grandes equipos mecánicos giratorios y puede utilizar cualquier fuente de calor, incluidas las de baja temperatura; como calor residual, calor solar. Mientras que en un ciclo por compresión de vapor donde el compresor es la parte más importante y cuya función es comprimir a la sustancia refrigerante para completar el ciclo, un ciclo de refrigeración por absorción centra su principio en la afinidad de ciertas sustancias que se absorben una a la otra al entrar en contacto, las sustancias utilizadas comúnmente para este tipo de instalaciones son el bromuro de litio-agua (LiBr-H<sub>2</sub>O), la primera de estas como absorbente y la segunda como sustancia refrigerante.

El aporte del antecedente desarrollado por José es la selección del tipo de enfriamiento por absorción permite seleccionar cual de estos tipos es el más eficiente en este caso el sistema de refrigeración por absorción Li Br/H<sub>2</sub>O para aplicaciones de volúmenes grandes de enfriamiento como es el caso de nuestra presente investigación

Según Marcos del Cano (2008) en su tesis “Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire” donde su objetivo principal es el dimensionamiento de un sistema de refrigeración por absorción LiBr/H<sub>2</sub>O así mismo se concluye que el sistema de refrigeración por absorción usando las sustancias LiBr/H<sub>2</sub>O es el más idóneo por ser el más eficiente y es menos nocivo que otras sustancias. El aporte del presente antecedente es el cálculo y diseño del sistema de enfriamiento por absorción.

Según Kodituwakku (2014) en su tesis de maestría titulada “Efecto de la refrigeración del aire de carga en el rendimiento de la turbina de gas y la viabilidad de utilizar refrigeración por absorción en la central eléctrica “Kelanitissa”, Sri Lanka”. Donde su objetivo general es analizar el efecto de la refrigeración del aire de admisión en el rendimiento de las turbinas de gas en la central termoeléctrica “Kelanitissa”, Sri Lanka.

Donde al realizar un análisis llego a la observación final que la potencia de salida de la turbina es de 272.7kw por 1°C enfriado mediante la implementación de un sistema de enfriamiento por absorción.

Este trabajo es muy importante en el desarrollo de esta tesis dado que aporte el análisis real del comportamiento de la eficiencia de la turbina a gas con la implementación del sistema de enfriamiento por absorción.

### **2.1.2 Antecedentes nacionales**

Según (Machaca Gonzales, 2021) en su tesis titulada “Diseño de un sistema de aire acondicionado de 14 kw por absorción y fuente solar para reducir costos de operación en el centro de cómputo del tercer nivel de la FIME-UNAC ” tiene como objetivo diseñar un sistema de aire acondicionado por absorción. En la cual llego a la conclusión que la implementación de un sistema de enfriamiento por absorción es más costosa que un sistema de enfriamiento normal pero los costos de operación se ven reducidos cuando se pone en operación el sistema de enfriamiento por absorción.

El aporte del presente trabajo es el análisis y las ventajas económicas que ofrece el sistema de enfriamiento por absorción con respecto a los sistemas de enfriamiento convencionales.

Según (Cárcamo, Rivas y Valle, 2016) en su investigación “Evaluación energética de sistemas de refrigeración solar en Piura usando el software trnsys” indica que los ciclos termodinámicos de refrigeración por absorción son similares a los ciclos de compresión de vapor; la principal diferencia es

que el compresor se sustituye por un ciclo químico que se produce entre una bomba de absorción, un intercambiador de calor y un generador.

El aporte del presente trabajo es definición y análisis de los sistemas de absorción como bromo litio y los de ciclos de compresión trabajan bajo la misma lógica .

Según Aguayo (2020) en su tesis titulada “Optimización topológica de un sistema de cogeneración de energía en ciclo combinado y su influencia en la eficiencia de una planta productora de fibras acrílicas de hilado en seco, período 2016-2017” indica la importancia de colocar un enfriador en el ingreso de aire del compresor de una turbina a gas.

El aporte del presente trabajo es el análisis de las maquinas térmicas como lo son las turbinas de gas y la importancia de la implementación de un enfriador en la admisión de aires del compresor de una turbina de gas.



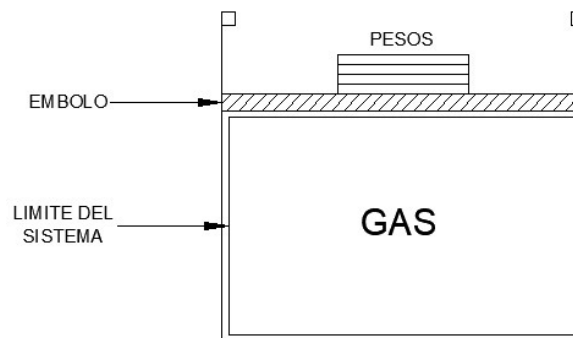
## 2.2 Bases teóricas

### 2.2.1 El sistema termodinámico y el volumen de control

Según Gordon J. Van Wyle y Richard E. Sonntag (1965) en su libro “Fundamentos termodinámicos” indica que un sistema termodinámico se define como una cantidad de materia de masa fija sobre la cual se enfoca la atención para su estudio. Cualquier cosa externa al sistema es el espacio exterior y el sistema está separado del espacio exterior por los límites del sistema. Esos límites pueden ser móviles o fijos.

En la Figura 2.1, el gas en el cilindro es considerado el sistema. Si se coloca un quemador de Bunsen abajo del cilindro, aumentará la temperatura del gas y el émbolo subirá. Mientras sube el émbolo, el límite del sistema se mueve. Como veremos más adelante, calor y trabajo cruzan los límites del sistema durante este proceso, pero la materia que comprime el sistema puede ser identificada siempre.

*Figura 2.1: Ejemplo de un sistema*

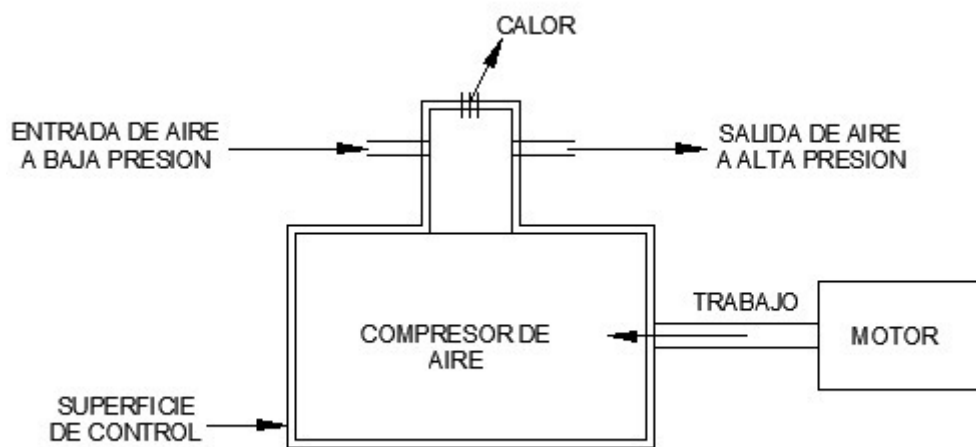


*Fuente: Fundamentos termodinámicas de Gordon J. Van Wyle y Richard E. Sonntag, 1965.*

Un sistema aislado es uno en el cual no hay influencia, en modo alguno, del exterior. Esto quiero decir que ni calor ni trabajo cruzan los límites del sistema.

En muchos casos debe hacerse un análisis termodinámico del dispositivo, como un compresor de aire, que involucra flujo de masa dentro o fuera de él, como se muestra esquemáticamente en la Figura 2.2. El procedimiento que se sigue en tal análisis es especificar el volumen de control que rodea el dispositivo en consideración. La superficie de este volumen de control se denomina superficie de control masa, así como también calor y trabajo pueden fluir a través de la superficie de control.

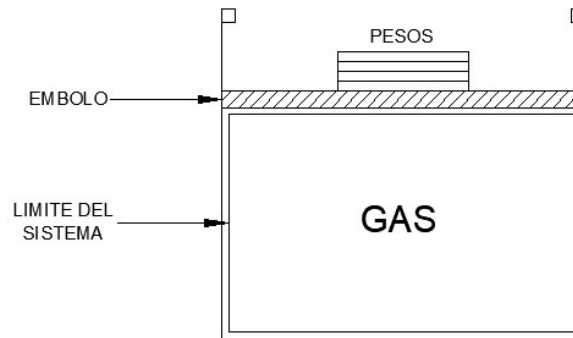
Figura 2.2: Ejemplo de un volumen de control



Fuente: *Fundamentos termodinámicas de Gordon J. Van Wyle y Richard E. Sonntag, 1965.*

Esto es, un sistema se define cuando se trata de una cantidad fija de masa y se especifica un volumen de control cuando se hace un análisis que involucra flujo de masa. La diferencia entre estos dos medios se considera, en detalle, en el capítulo 5. Se notará que los términos sistema cerrado y sistema abierto se usan como equivalentes de los términos sistema (masa fija) y volumen de control (flujo de masa involucrado). El procedimiento que se seguirá en la presentación de la primera y segunda leyes de la termodinámica consistirá en presentar antes estas leyes para un sistema y después hacer las transformaciones necesarias para aplicarlas a un volumen de control.

Figura 2.3: Ejemplo de un sistema que puede experimentar un proceso cuasi equilibrio



Fuente: *Fundamentos termodinámicas de Gordon J. Van Wyle y Richard E. Sonntag, 1965..*

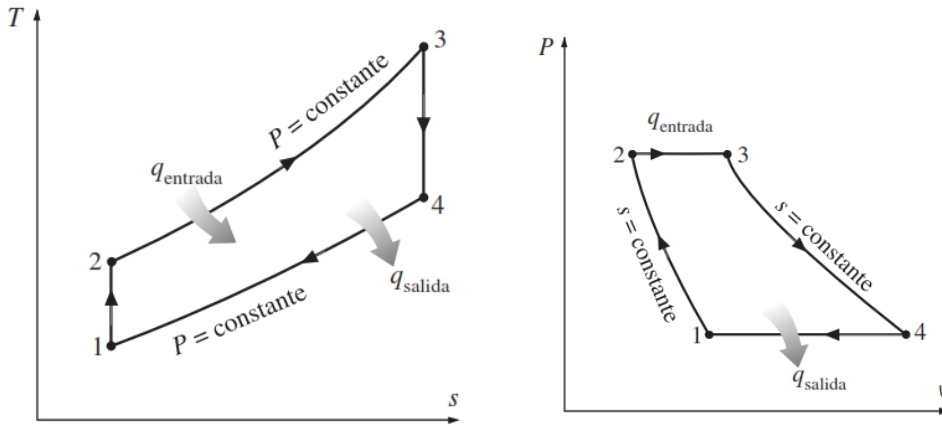
Según lo indicado anteriormente por el autor, para la presente investigación el sistema estaría conformado por el subsistema de enfriamiento (todos los elementos que conforman el aire acondicionado por absorción) y el subsistema de generación (conformado por compresor-turbina) facilitando los cálculos termodinámicos, así como permite identificar y definir el volumen de control en el sistema refrigeración-turbina.

### 2.2.2 Ciclo y leyes termodinámicas en una turbina a gas.

El mismo Gordon J. Van Wyle y Richard E. Sonntag (1965b) indica que se denomina ciclo termodinámico a todo proceso que, al variar las magnitudes termodinámicas en una serie de procesos, el sistema regresa a su estado inicial. En este caso según Energ y Flujo (2005) el ciclo termodinámico que rige a las turbinas es el ciclo Brayton (el ciclo ideal para los motores de turbina de gas), ciclo que fue propuesto por primera vez por Joule Brayton y Actualmente se utiliza en turbinas de gas donde los procesos tanto de compresión como de expansión suceden en maquinaria rotatoria.

En la presente investigación se tendría dos ciclos termodinámicos: un ciclo termodinámico en el sistema de enfriamiento por absorción y otro ciclo termodinámico en el sistema compresor turbina o ciclo Brayton de las turbinas a gas.

Figura.2.4: Diagrama T-S y P-V



Fuente: *Energ y Flujo*, 2005

### 2.2.3 Balance de energía en el ciclo Brayton.

El autor Gordon J. Van Wyle y Richard E. Sonntag (1965c) indica que el balance de energía es el principio de conservación de la energía se expresa como: el cambio neto (aumento o disminución) de la energía total del sistema durante un proceso es igual a la diferencia entre la energía total que entra y la energía total que sale del sistema durante el proceso es expresada de la siguiente manera:

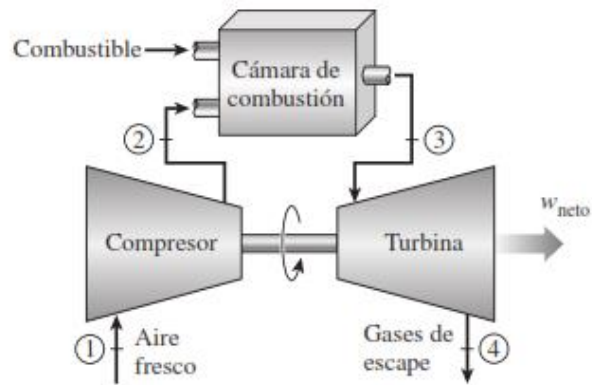
$$(q_{\text{entrada}} - q_{\text{salida}}) - (w_{\text{entrada}} - w_{\text{salida}}) = (h_{\text{salida}} - h_{\text{entrada}}) \dots \dots \dots (2.1)$$

Por consiguiente, la transferencia de calor hacia y desde el fluido de trabajo es

$$q_{\text{entrada}} = (h_3 - h_2) = C_p(T_3 - T_2) \dots \dots \dots (2.2)$$

$$q_{\text{salida}} = (h_4 - h_1) = C_p(T_4 - T_1) \dots \dots \dots (2.3)$$

Figura.2.5 : Ciclo abierto de las turbinas a gas



Fuente: *Energ y Flujo*, 2005

Para el caso la siguiente investigación se hará un balance de energía en al compresor, en la cámara de combustión y en la turbina.

#### 2.2.4 Turbina de gas

Según Gordon J. Van Wyle y Richard E. Sonntag (1965d) indica que a pesar de que los comienzos del desarrollo de las turbinas de gas se remontan hasta el año 1791, no puede propiamente hablarse de un trabajo metódico hasta principios del siglo actual. De todos modos, ha sido en los últimos quince años cuando su progreso ha adquirido el mayor impulso. Actualmente ha alcanzado una importancia comparable a la turbina de vapor o al motor de combustión interna. En principio, las turbinas tienen la ventaja de poder manejar grandes cantidades de gas dentro de una construcción relativamente sencilla. Por eso son especialmente adecuadas cuando se trata de grandes potencias. Como paralelo histórico puede citarse que en las instalaciones de vapor la máquina alternativa ha sido desplazada por la turbina para potencias mayores de 10 000 kW. Análoga tendencia puede observarse en el progreso de los motores de combustión interna y de las turbinas de gas. Mientras que actualmente resulta ya difícil construir motores de aviación

de potencias superiores a los 4000 CV, la construcción de máquinas propulsoras de turbina de gas, de este orden de potencia e incluso múltiplos de ella, no ofrece ninguna dificultad. En la actualidad existen grupos generadores, funcionando satisfactoriamente, con potencias del orden de los 20 000 kW. Por el momento, no puede darse con seguridad un límite máximo de potencia. El mayor impulso para el enorme desarrollo actual de las turbinas de gas ha sido dado por la posibilidad de construir sin dificultad grupos propulsores de menor tamaño por unidad de potencia y mucho más ligeros que los motores de émbolo de gran potencia más perfeccionados. De todos modos, en estas máquinas ligeras debe contarse con un consumo de combustible bastante mayor. También tiene importancia, cuando se comparan los motores de émbolo con las turbinas, el que éstas, por ser máquinas que funcionan en una corriente fluida, presenten características más análogas a las de las hélices, aéreas o navales, siendo por ello más adaptables para la propulsión de barcos o de aviones. En el caso de la propulsión de aviones tiene importancia fundamental el empuje que se obtiene por medio del chorro de gases a la salida de la turbina. Después de estas consideraciones generales explicaremos los principios termodinámicos de los grupos propulsores de turbina de gas.

En general, puede obtenerse trabajo mecánico de una turbina siempre que exista un gas capaz de dilatarse desde una presión determinada hasta otra inferior. Cuando el gas utilizado es el aire, suelen llamarse «turbinas de aire»; si la turbina se emplea para aprovechar la energía de los gases de escape, se denomina turbina de escapes, y cuando el gas se produce con el fin principal de desarrollar trabajo mecánico en ella, suele denominarse preferentemente turbina de gas». El gas para el funcionamiento de la turbina se obtiene generalmente quemando un combustible en aire previamente comprimido. La compresión previa y la combustión pueden producirse también, sin embargo, dentro de un proceso realizado con otros fines (como, por ejemplo, en la industria

química). También pueden llevarse a cabo en un motor de combustión interna. En este caso puede distribuirse la energía de manera que pueda considerarse el motor como máquina principal, que proporciona el trabajo mecánico, y la turbina, como máquina auxiliar, que, por medio del compresor acoplado a ella, sirve para realizar la compresión previa del aire de combustión del motor. También es posible disponer las cosas de manera que la energía útil se obtenga principalmente en la turbina, haciendo funcionar el motor preferente - o incluso exclusivamente - como generador de gas (por ejemplo, sistema de Pescara). No obstante, la compresión previa del aire no es imprescindible, teóricamente, si la combustión se realiza a volumen constante, aun cuando también en este caso es conveniente, como resulta de los siguientes razonamientos. Prescindiremos primeramente de la forma de obtención de los gases que han de trabajar en la turbina, y consideraremos sólo la parte del ciclo de trabajo de esta, en que pueda admitirse la hipótesis, simplificada, de que las presiones del gas a la entrada y a la salida esta última, generalmente, igual a la presión ambiente permanecen constantes. En este caso, y según el primer principio de la Termodinámica, se obtiene el trabajo producido en la turbina durante la parte considerada del ciclo, de la siguiente manera: Designando el estado de los gases antes de la turbina con el subíndice «1» y después de la misma con el subíndice «2» para 1 kg. de gases tendremos:

$$u_1 + AP_1v_1 + \frac{Aw_1^2}{2g} = u_2 + AP_2v_2 + \frac{Aw_2^2}{2g} + AL + \frac{Q}{G} \dots \dots \dots (2.4)$$

Siendo u la energía; P y v, la presión y el volumen; w<sub>1</sub> y w<sub>2</sub>, las velocidades de entrada y de salida del gas en la turbina, respectivamente; Q, la cantidad de calor entregada; G, el peso de los gases que intervienen, y L, el trabajo producido. Suponiendo como generalmente puede admitirse que es despreciable la influencia de las velocidades de entrada y de

salida, y no teniendo tampoco en cuenta las pérdidas exteriores de calor, se obtiene:

$$AL_1 = \frac{1}{G} \int (i_1 - i_2) dG \dots\dots\dots (2.5)$$

Esta fórmula, conocida en el estudio de las turbinas de vapor, expresa que el trabajo producido en la turbina corresponde a la diferencia de entalpía entre los gases a la entrada y a la salida de esta. En caso de que la caída de presión sea variable, el trabajo producido se obtiene por medio de la fórmula anterior. En el caso de la máquina teórica, sin pérdidas, la máxima potencia que puede alcanzarse por kilogramo de gas será igual a la caída de entalpía de la adiabática:

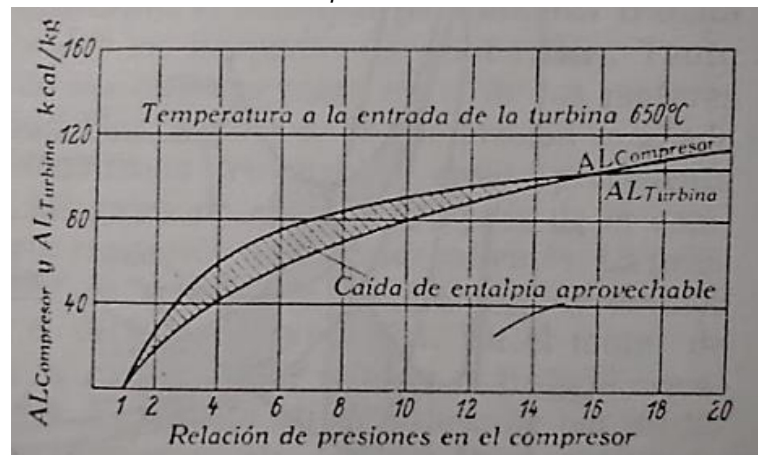
$$AL_0 = (i_1 - i_2)_{ad} \dots\dots\dots (2.6)$$

Por tanto, la potencia de una turbina de gas, para la misma caída de presión, es proporcional, como primera aproximación, a la temperatura de los gases a la entrada. Aquí interviene también el efecto secundario de la variabilidad de los calores específicos, que puede tenerse en cuenta modificando adecuadamente el coeficiente  $z$ . La potencia alcanzable depende, además, como indica la ecuación anterior, de la caída de presión. Si se compara el trabajo necesario para la compresión adiabática en un compresor sin pérdidas con el que se puede obtener en una turbina sin pérdidas resulta que este último, ya desde una temperatura del gas de unos 600° C, es más del doble del requerido por el compresor. En la Figura 2.6 se han representado las caídas de entalpía en el compresor y en la turbina para diferentes relaciones de presión y para temperaturas del gas de 650 ° y de 1000 ° C, teniendo en cuenta las pérdidas

Observando las Figuras, se ve inmediatamente que ya desde temperaturas del gas relativamente reducidas se obtiene en la turbina potencias notablemente mayores.



Figura 2.6 : Caída de entalpía  $AL_e$  en la turbina y en el compresor en función de la relación de presiones.



Fuente: Fundamentos termodinámicas de Gordon J. Van Wyle y Richard E. Sonntag, 1965..

Rendimientos supuestos: del compresor 0.82

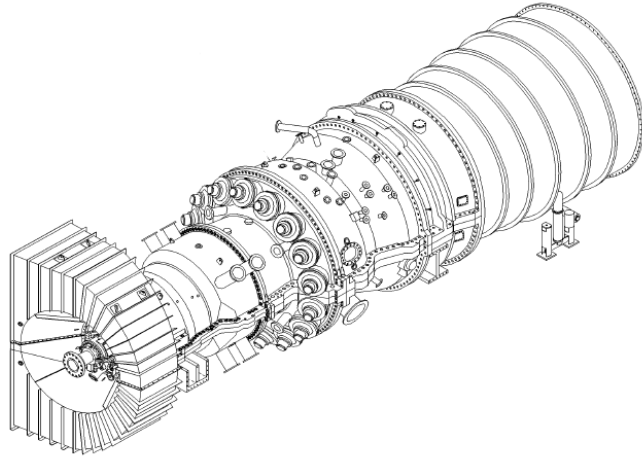
Rendimientos supuestos: de la turbina 0.80

En resumen, se puede indicar que para generar grandes potencias en este caso superiores a los 4000 CV se debe hacer mediante el uso de turbinas ya sea de gas u otro tipo de turbinas dado que la potencia en las turbinas para una misma caída de presión es proporcional a la temperatura de los gases en la entrada.

### 2.2.5 Turbina de gas Modelo SGT6-5000F

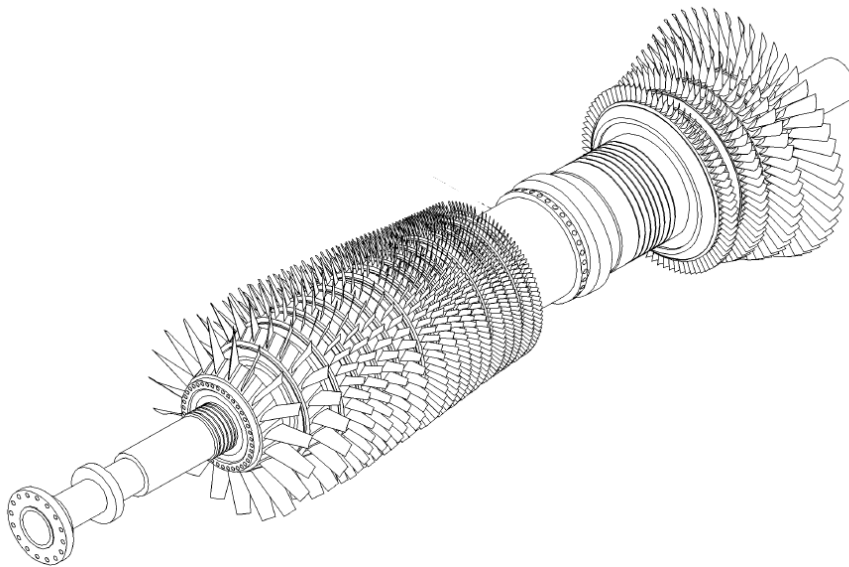
La Turbina SG T6 – 5000 F de marca SIEMENS es una turbina de gas de eje único diseñado para funcionar como una unidad de ciclo simple o de ciclo combinado. La turbina de gas consta de un compresor de flujo axial de 16 etapas, 14 cámaras de combustión y una turbina de flujo axial de 4 etapas.

*Figura.2.7: Compresor turbina.*



*Fuente: Manual de turbinas siemens*

*Figura.2.8: Alabes de Compresor turbina.*



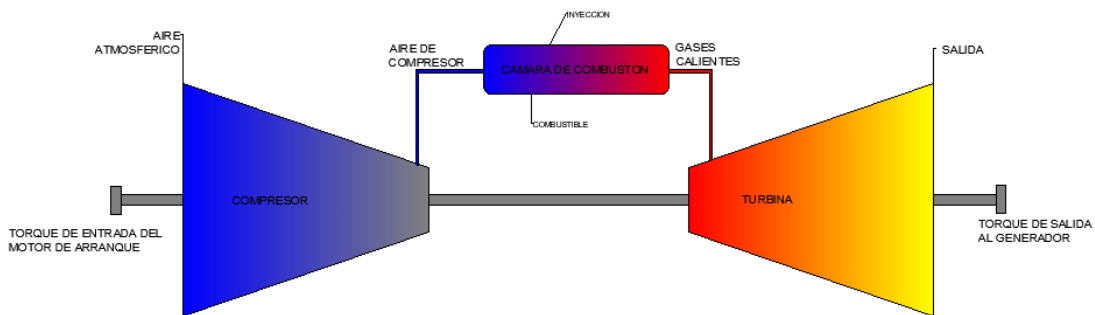
*Fuente: manual de turbinas siemens.*

El conjunto de la turbina de gas contiene seis secciones principales o grupos:

1. Entrada de aire
2. Compresor
3. Sistema de Combustión
4. Turbina
5. Escape
6. Los sistemas de apoyo o auxiliares

A continuación, se describe brevemente cómo funciona la turbina de gas y la interrelación de los componentes principales.

*Figura.2.9: Ciclo simple de la turbina a gas.*



*Fuente: Manual general electric.*

## **Entrada de aire**

El sistema de aire de entrada proporciona aire atmosférico y limpio a la entrada del compresor, además de proteger al compresor contra daños por agentes extraños. Reduce las turbulencias y atenúa el nivel de ruido del aire del compresor.

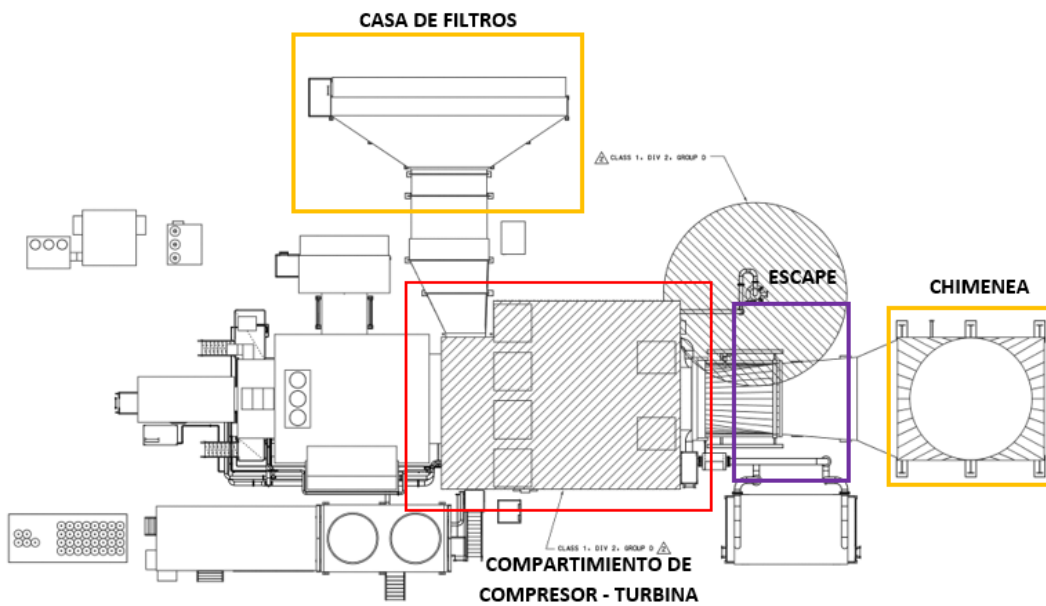
El sistema de aire provee de grandes cantidades de aire a temperatura y presiones adecuadas las cuales son monitoreadas por varios instrumentos de control para el correcto funcionamiento de la turbina a gas.

La calidad del aire influye en el rendimiento de la turbina y su fiabilidad. El entorno donde se instala la unidad y dada la ubicación, la calidad del aire

puede cambiar drásticamente en un año o en algunas situaciones, en algunas horas.

La turbina SG T6 – 5000F de Siemens emplea dos tipos de filtros de alta eficiencia en turbinas a gas logrando altos niveles de filtración de 5 micras a más en condiciones de nuevos y limpios.

Figura.2.10: Esquema real del sistema de la turbina.



Fuente: manual de turbinas Siemens

Figura.2.11: Casa de filtros



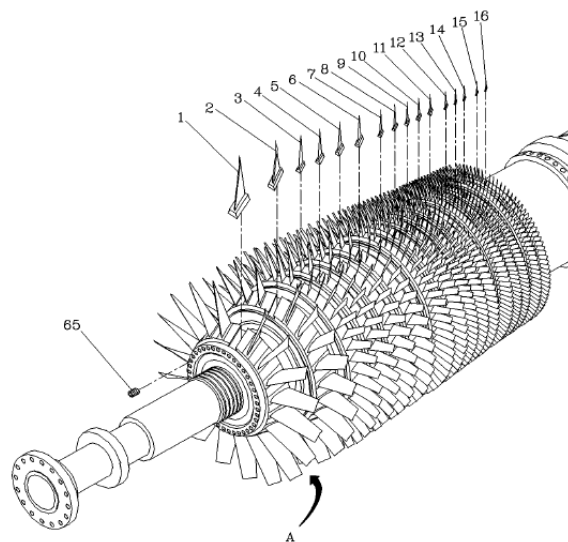
Fuente: kallpa generación

## Compresor

La turbina de gas SG T6 – 5000F de Siemens está equipada con un compresor de flujo axial de 16 etapas. Los principales componentes del compresor de flujo axial son el rotor del compresor y el estator del compresor. Cada etapa de compresión consta de una fila de alabes rotativas seguidos por una fila de alabes estacionarios (estator).

La función del compresor de la turbina de gas es para comprimir eficientemente la masa requerida de aire y suministrar el aire a la sección de combustión.

*Figura 2.12: Compresor de la turbina de gas*



*Fuente: Siemens*

La mayoría de los compresores de flujo axial están diseñados para suministrar aire a presión 10 a 15 veces la presión de entrada. El requisito de flujo de aire es también dependiente del tamaño físico y la velocidad de la máquina. La potencia para accionar el compresor varía con el flujo de aire y aumento de presión. A plena carga, el compresor se utiliza aproximadamente dos tercios de la energía producida por la turbina. La energía restante (un tercio) se utiliza para activar el generador y producir electricidad.

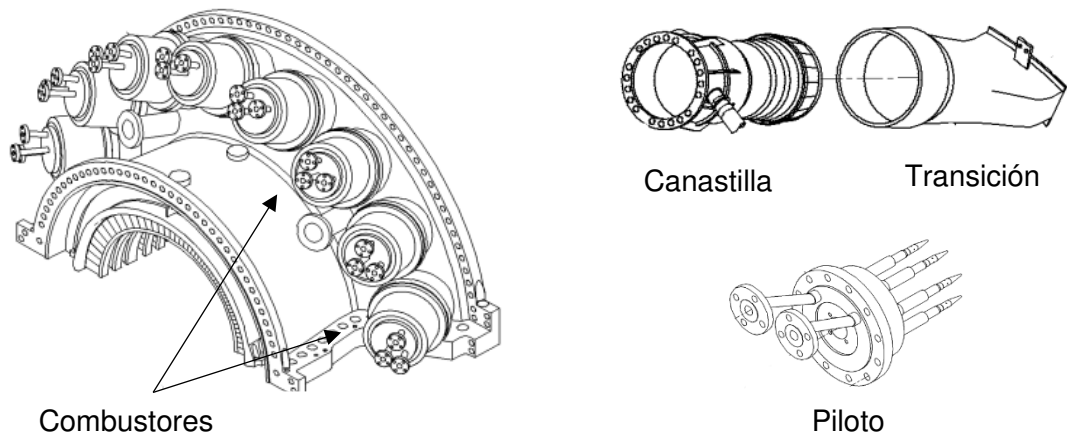
## **Sistema de combustión**

El sistema de combustión de la turbina gas SG T6 – 5000F de Siemens fue diseñado con 16 combustores y estos combustores a su vez están compuestos por pilotos que es por donde llega el combustible, también está constituido por canastillas que es en donde se aloja el piloto y la transición que es el ducto que lleva la combustión hacia la cámara de combustión, llevándose a cabo la combustión en cada uno de los 16 combustores. Las bujillas se instalan en las canastas 6 y 7 de la cámara de combustión para encender la mezcla aire – combustible y la llama que ocurre en el resto de combustores es transmitida por unos tubos (Cross flame) que garantiza un encendido uniforme durante el funcionamiento de la turbina.

Los combustores de DLN (Dry Low Nox) reducen la temperatura de la llama premezclado el gas combustible con aire antes de la zona de combustión. Los combustores operando con gas combustible premezclado resulta en una temperatura promedio más bajo y por ende con menos emisiones NOx.

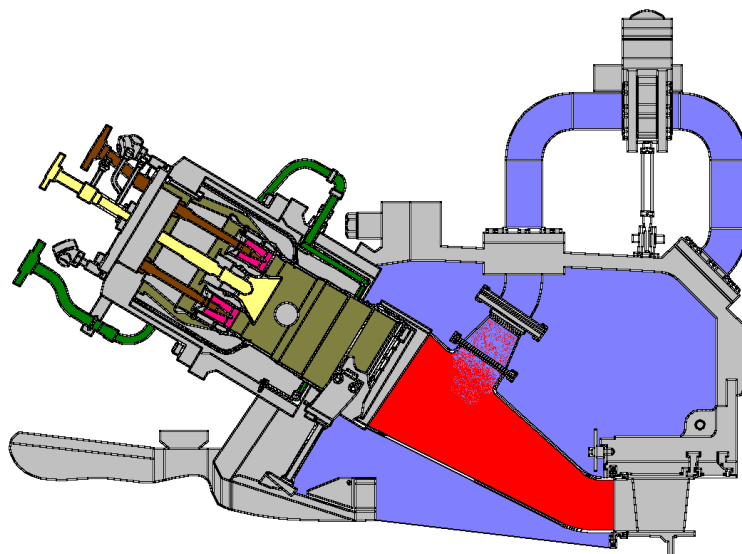
El sistema de combustión DLN de SWPC utiliza zonas de premezcla pobre rodeando un pequeño piloto central. Este piloto central provee estabilidad a la llama e inhibe las pulsaciones típicas inherentes a combustiones premezcladas y pobres.

Figura 2.13: Cámara de combustión.



Fuente: Siemens.

Figura 2.14: Sección de combustor.

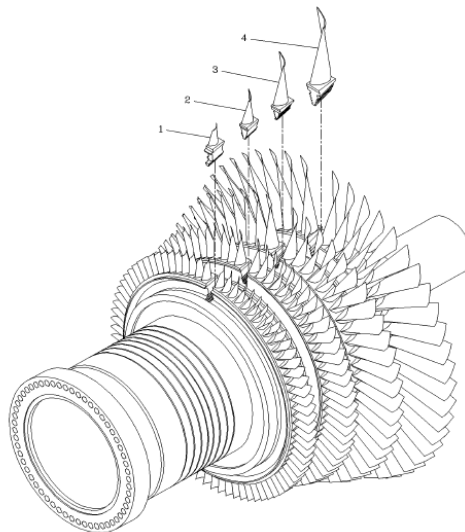


Fuente: Kallpa generación

## Turbina

La turbina de gas SG T6 – 5000F de Siemens está equipada con una turbina de 4 etapas, donde los gases de combustión se expanden en las diferentes etapas.

Figura 2.15: Turbina



Fuente: Manual de Siemens.

### 2.2.6 Eficiencia térmica

Eficiencia es el término más usado en los análisis de termodinámica, e indica qué tan bien se realiza un proceso de conversión o transferencia de energía. El desempeño o eficiencia se expresa en términos de la salida deseada y la entrada requerida, de la siguiente manera:

Desempeño =  $\frac{\text{Salida deseada}}{\text{Salida requerida}}$  40

Entonces, la eficiencia térmica del ciclo Brayton ideal bajo las suposiciones de aire estándar frío se convierte en

$$n_{\text{termica brayton}} = \frac{W_{\text{neto}}}{q_{\text{entrada}}} = 1 - \frac{q_{\text{salida}}}{q_{\text{entrada}}} \dots\dots\dots (2.7)$$



Los procesos 1-2 y 3-4 son isentrópicos, por lo que  $P_2 = P_3$  y  $P_4 = P_1$ . Por lo tanto,

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{(K-1)/K} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{(K-1)/K} \dots\dots\dots (2.8)$$

Lo cual hace que se simplifique y se obtiene:

$$n_{termica\ brayton} = \frac{1}{r_p^{\frac{k-1}{k}}} \dots\dots\dots (2.9)$$

Donde

$$r_p = \frac{P_2}{P_1} \dots\dots\dots (2.10)$$

Es la relación de presión y k la relación de calores específicos. En la ecuación 9-17 se muestra que bajo las suposiciones de aire estándar frío la eficiencia térmica de un ciclo Brayton ideal depende de la relación de presión de la turbina de gas y de la relación de potencia del compresor.

$$P_c = \dot{m}_{aire} * (h_{2i} - h_1) \dots\dots\dots (2.11)$$

$$H_{2i} = C_p * (T_{2i} - T_1) \dots\dots\dots (2.12)$$

En el presente trabajo la eficiencia sirve para encontrar una relación entre la energía entregada al quemar el combustible (gas) y la energía o trabajo generado, por lo tanto, cuanto más eficiente sea la combustión la potencia generada será mayor.

### 2.2.7 Procesos y ciclos

Según Gordon J. Van Wyle y Richard E. Sonntag (1965f) indica que siempre que una o más de las propiedades de un sistema cambien, diremos que ha ocurrido un cambio de estado. Por ejemplo, cuando uno de los pesos sobre el embolo en la Figura 2.3 es quitado, el embolo sube y ocurre un cambio de estado debido a que la presión decrece y el

volumen específico aumenta. La trayectoria de la sucesión de estados por los que pasa el sistema se llama proceso.

Consideremos el equilibrio de un sistema cuando está siendo sometido a un cambio de estado. En el momento en que se quita el peso del émbolo en la Figura 2.3, el equilibrio mecánico no existe y como resultado, el émbolo se mueve hacia arriba hasta que se restablece nuevamente el equilibrio mecánico. Surge la pregunta: puesto que las propiedades describen un sistema sólo cuando está en equilibrio. ¿Cómo podremos describir los estados de un sistema durante un proceso si el proceso real ocurre solamente cuando el equilibrio no existe? Un paso en la respuesta a esta pregunta se da con la definición de un proceso ideal, al cual llamamos proceso cuasi equilibrio. Un proceso cuasi equilibrio es aquél en que la desviación del equilibrio termodinámico es infinitesimal, y todos los estados por los que pasa el sistema durante un proceso cuasi equilibrio puede considerarse como estados en equilibrio. Muchos procesos reales se aproximan bastante a procesos cuasi equilibrio y pueden ser tratados como tales sin error esencial. Si los pesos sobre el émbolo en la Figura 2.3 son pequeños y se quitan uno por uno, el proceso podrá ser considerado cuasi equilibrio. Por otra parte, si todos los pesos se quitan simultáneamente, el émbolo se elevará rápidamente hasta encontrar los topes. Este será un proceso en desequilibrio y el proceso no estará en equilibrio en ningún momento durante este cambio de estado.

Para procesos en desequilibrio estamos limitados a una descripción del sistema, antes que el proceso ocurra y después que se haya completado y se establezca el equilibrio. No se puede especificar cada estado a través del cual pasa el sistema, ni la rapidez con que ocurre el proceso. Sin embargo, como veremos después, si podremos describir ciertos efectos totales que ocurren durante el proceso.

Algunos procesos se describen por el hecho de que una propiedad permanece constante. El prefijo "iso" usa para indicarles. Un proceso

isotérmico es el de temperatura constante, uno isobárico es el de presión constante y uno isocórico es el de volumen constante.

Cuando un sistema en un estado inicial dado pasa por varios cambios o procesos y finalmente vuelve a estado inicial, el sistema ha experimentado un ciclo. Por tanto, al concluir el ciclo, todas las propiedades tienen el mismo valor que al principio. El vapor (agua) al circular en una planta de fuerza, experimenta un ciclo.

Se hará una distinción entre un ciclo termodinámico, el que acaba de describirse, y un ciclo mecánico. Una máquina de combustión interna de cuatro tiempos experimenta un ciclo cada dos revoluciones, sin embargo, el fluido que trabaja no sigue un ciclo termodinámico en la máquina, puesto que el aire y el combustible se queman y cambian a productos de combustión que escapan a la atmósfera. En este texto, el término ciclo se referirá a un ciclo termodinámico" a menos que se especifique otra cosa.

Siguiendo la definición del autor antes mencionado en el presente trabajo encontramos tres procesos: un proceso en el compresor, un proceso en la cámara de combustión y un proceso en la turbina. Además, en cada uno de los procesos antes mencionados se puede aplicar el equilibrio térmico para fines de cálculo.

### 2.2.8 Ciclo de refrigeración por absorción

Según José (2016) los sistemas de refrigeración por absorción operan bajo el ciclo de absorción, donde su principal característica para llevar a cabo el proceso de enfriamiento en el sistema y mantener este proceso es suministrar energía en forma de calor, debemos agregar que el sistema trabaja con un sistema binario de refrigerante y absorbente (fluidos de trabajo), estos sistemas son fácilmente acoplados a un sistema de captación solar para suministrar energía.

Cuando empleamos el término absorción estamos haciendo referencia a los procesos químicos y físicos que ocurren cuando están en contacto gases y líquidos o gases y sólidos, e incorporar el gas a la otra sustancia, pudiendo separar el gas mediante un proceso inverso y llegar a la condición inicial. El ciclo de refrigeración por absorción es una variante del ciclo de refrigeración por compresión.

El ciclo más comúnmente empleado es el de agua-bromuro de litio por tener mayor eficiencia. Se emplea el bromuro de litio porque tiene gran capacidad de absorber agua y porque puede deshidratarse mediante el calor, en la Figura 1.8 se muestra un diagrama del ciclo de SRA.

Los detalles de este ciclo, el agua (refrigerante), que se mueve por un circuito a baja presión, se evapora en un intercambiador de calor, llamado evaporador. La evaporación necesita calor, que obtiene en un intercambiador en el que refrigera un fluido secundario (normalmente, también agua), que se lleva por una red de tuberías a enfriar los ambientes o cámaras que interese. Tras el evaporador, el bromuro de litio absorbe el vapor de agua en el absorbedor, produciendo una solución diluida o débil de bromuro en agua. Esta solución pasa al generador, donde se separan disolvente y soluto mediante calor procedente de una fuente externa; el agua va al condensador, que es otro intercambiador, donde cede la mayor parte del calor recibido en el generador, y desde allí pasa de nuevo al evaporador, a través de la válvula de expansión; el

bromuro, ahora como solución concentrada en agua, vuelve al absorbedor para reiniciar el ciclo.

El ciclo amoniaco-agua es en todo semejante, salvo que en este caso el refrigerante es el amoniaco y el absorbente es el agua. Se utiliza, aunque tiene menor eficiencia energética, porque tiene la ventaja de poder conseguir temperaturas inferiores a 0°C, es decir, en aparatos para congelar, como frigoríficos.

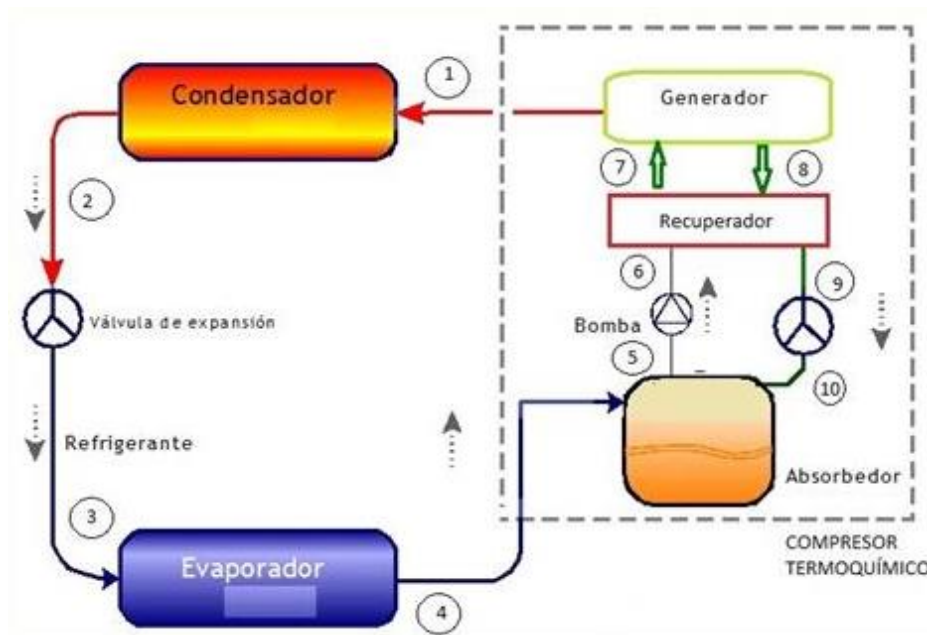
El sistema de refrigeración por absorción funciona esencialmente bajo el mismo principio de que el sistema de compresión de vapor, sin embargo, el compresor mecánico utiliza el ciclo de compresión de vapor el cual se sustituye por un compresor térmico en el sistema de absorción. El compresor térmico consiste en el absorbedor, el generador, la válvula de expansión, estos tienen las siguientes características de acuerdo con su principio de operación.

1. Se tienen rendimientos de calcula de la siguiente manera:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g + W_p} \dots \dots \dots (2.13)$$

2. A diferencia de los ciclos de compresión normal que van de los (2.5-4.5).
3. La importancia del COP es que se obtiene de energías residuales (energía solar, geotérmica y vapor a bajas presiones.).

Figura.2.16: Diagrama de un ciclo de refrigeración por absorción



Fuente: Joel patricio, 2016

Los pares de trabajo que de refrigerante-absorbente más utilizados son H<sub>2</sub>O-LiBr y NH<sub>3</sub>- H<sub>2</sub>O, cada uno de estos tiene sus diferencias uno del otro en términos de las propiedades físicas y termodinámicas, su elección es muy importante ya que este tiene un gran efecto sobre el rendimiento del sistema. A continuación, se tienen algunos criterios de elección.

- El calor latente del refrigerante debe de ser alta, por lo que la velocidad de circulación del refrigerante y absorbente puede ser minimizado.
- El par de refrigerante/absorbente no debe de tomar una fase sólida en el rango esperado de la composición y la temperatura a la que será sometido.
- El refrigerante debe de ser mucho más volátil que el absorbente para que los dos puedan separarse fácilmente sin la necesidad de un rectificador.

- El absorbente debe tener una alta afinidad por el refrigerante cuando se presenta la absorción, esta afinidad permite menos absorbente se distribuya por el efecto de refrigeración, lo que reduce las pérdidas de calor sensible y permite un intercambio de calor del líquido más pequeño.
- Se requiere alta estabilidad química para evitar la formación indeseable de los gases, sólidos o sustancias corrosivas.

Cuando trabajamos se trabaja con el bromuro de litio y agua como pares de trabajo, la elevación de la temperatura está restringida por la cristalización (LiBr), ya que es una sal y si estructura es cristalina en estado sólido, esto puede ocasionar problemas en el funcionamiento de la máquina y posibles daños debidos, ya que se pueden formar lodos en las tuberías; para evitar esto, la temperatura de solución concentrada debe aumentarse de manera importante por encima de su punto de saturación para disolver los cristales. El agua como refrigerante tiene un punto de congelación alta, como consecuencia, estos sistemas tienen mayor utilidad en los sistemas de aire acondicionado.

Por otra parte, el par de trabajo amoníaco/agua como par de trabajo tiene una alta afinidad, estabilidad y no existen vacío necesario para las temperaturas del evaporador por encima de  $-30\text{ °C}$  (el amoníaco tiene su punto de ebullición a una temperatura de  $-3.3\text{ °C}$  a 1 bar). Mediante el uso de amoníaco como refrigerante, la temperatura en el evaporador puede bajar hasta  $-60\text{ °C}$  (El amoniac tiene un punto de congelación de  $-77.7\text{ °C}$  a 1 bar)

### 2.2.9 Ciclo de absorción convencional

Los ciclos DAR son ciclos de absorción convencionales en los que se ha sustituido la bomba que comprime los líquidos que funciona con electricidad por una bomba burbujeante necesita calor como fuente de energía. Debido a la similitud de estos ciclos primero explicaré el funcionamiento del ciclo de absorción convencional para que se vean de forma más clara las diferencias.

#### Máquinas de absorción

El frío se genera tradicionalmente mediante máquinas de compresión y este sistema, el de los aparatos de aire acondicionado, más o menos sofisticados, es el que se usa en el sector residencial de forma creciente en España.

Sin embargo, hay otros sistemas de generación de frío, se trata de máquinas térmicas que realizan un ciclo inverso de Rankine modificado y que operan con amoníaco o agua como líquido refrigerante. Su interés radica en que la energía consumida para su funcionamiento es de tipo térmico, y no mecánica como ocurre en las máquinas de compresión. Se sustituye así la compresión mecánica por una "térmica", mediante la integración del refrigerante en un agente absorbente.

Los sistemas de refrigeración por absorción presentan la ventaja respecto a los de compresión de vapor de requerir una demanda eléctrica casi despreciable, sustituyendo esta por demanda térmica. El principal atractivo de estos equipos es la capacidad de aprovechar calores residuales.

Las máquinas de absorción a su vez se subdividen en dos, de simple y doble efecto:



- Las máquinas de simple efecto utilizan agua a temperaturas entre 85 a 100° C, vapor a baja presión (0,1 a 3 bar) o gases de escape hasta 400° C. Su EER está entre 0,6 y 0,8.
- Las de doble efecto utilizan a vapor a media presión (3 a 9 bar), agua a temperatura más elevada (140 a 200° C) o gases de escape a 500 ó 600° C. Su EER es más elevado (entre 0,8 y 1,2).
- Las máquinas de absorción más adecuadas utilizan como absorbente el Bromuro de Litio y como refrigerante el agua. Esta solución es ventajosa por que los productos no son tóxicos ni inflamables, son de menos coste y tienen un rendimiento más alto. Sin embargo, no pueden operar por debajo de +5° C, es necesario controlar su operación para evitar la cristalización del absorbente y la corrosión.

Las máquinas de absorción a su vez se subdividen en dos, de simple y doble efecto. Otras máquinas utilizan como absorbente el agua y como refrigerante el amoníaco. Aunque esto elimina los problemas de cristalización y las limitaciones de temperatura sus costes son más elevados, los productos empleados son tóxicos e inflamables, tienen un peor rendimiento y operan a presiones más elevadas. La máquina de absorción es una bomba de calor que permite traspasar energía de una fuente a baja temperatura a otra fuente a alta temperatura mediante el consumo adicional de energía térmica. Basa su funcionamiento en la capacidad de determinadas sales y líquidos para absorber a un fluido refrigerante.

## 2.2.10 Sistema de refrigeración por absorción adiabática

Los sistemas de refrigeración por absorción pueden ser clasificados de acuerdo con su configuración del sistema, esto es: simple etapa, doble etapa y triple etapa o efecto mitad según el número de generadores. El de simple efecto también llamado simple etapa cuenta con un solo generador, la doble etapa y el efecto mitad cuentan con dos generadores con un arreglo diferente cada uno, el de triple etapa requiere de tres generadores.

En los sistemas de refrigeración por absorción podemos tener según su tipo de proceso de absorción, sistemas diabáticos y sistemas adiabáticos el cual es nuestro caso. Los sistemas de refrigeración por absorción diabáticos son aquellos que durante el proceso de absorción se lleva a cabo una transferencia de calor, esto queda de manifiesto cuando el calor de absorción es cedido al ambiente o bien hacia ductos de agua helada. Sin embargo, para el desarrollo de este trabajo es más importante los sistemas adiabáticos en estos sistemas no se efectúa transferencia de calor alguna en el absorbedor, así que el calor que es absorbido se transfiere de la solución rica al medio ambiente en el sub-enfriador (SE), en el caso del sistema adiabático el calor absorbido se libera en absorbedor ( $Q_a$ ).

$$Q_a = U_o A_o MTD$$

Donde:

$Q_a$  = Calor transmitido por unidad de tiempo

$U_o$  = Coeficiente global de transmisión de calor

$A_o$  = Área de intercambio

MTD = Diferencia media de temperaturas corregida.

$$\frac{1}{U_o} = r_{io} + r_{dio} + r_{mo} + r_{do} + r_o$$

$$\frac{1}{U_o} = \frac{1}{h_{io}} + r_{dio} \left( \frac{d_o}{d_i} \right) + \frac{d_o \ln \left( \frac{d_o}{d_i} \right)}{2k_m} + r_{do} + \frac{1}{h_o}$$

$r_{io}$  = Resistencia de película interna =  $1/h_{io}$

$r_{dio}$  = Resistencia de suciedad interna

$r_{mo}$  = Resistencia de la pared metálica

$r_{do}$  = Resistencia de suciedad externa

$r_o$  = Resistencia de película externa =  $1/h_o$

$h$  = Coeficiente de película de transmisión de calor ( $W/m^2 \text{ } ^\circ K$ )

$d_i$  = Diámetro interno  $d_o$  = Diámetro externo

$k_m$  = Conductividad térmica del material ( $W/m \text{ } ^\circ K$ ).

En los sistemas diabáticos el calor del absorbedor es transferido al medio ambiente o las tuberías de agua helada, por lo que las máquinas de refrigeración por absorción diabáticas requieren que el absorbedor cuente con mecanismos que retiren el calor ganado durante la absorción, así que por lo general estas máquinas son muy robustas, voluminosas y costosas. Las máquinas adiabáticas utilizan absorbedores tipo spray la cuales son más simples y reducidas, por lo que los sistemas adiabáticos pueden emplearse en máquinas de bajas capacidades ya que permite bajar costos.

### **2.2.11 Bases de cálculo para el sistema de enfriamiento**

El cálculo comprende estimación del Calor Sensible (aplicable a equipos electrónicos y muros), Calor Latente (aplicable a intercambio de flujo de aire y presencia humana) y Humedad específica para la estimación de saturación de vapor, dadas las condiciones climáticas del sitio.

De los cálculos se elige los componentes del sistema de enfriamiento por absorción con capacidad suficiente para control de Temperatura y Humedad en los rangos solicitados por las bases:

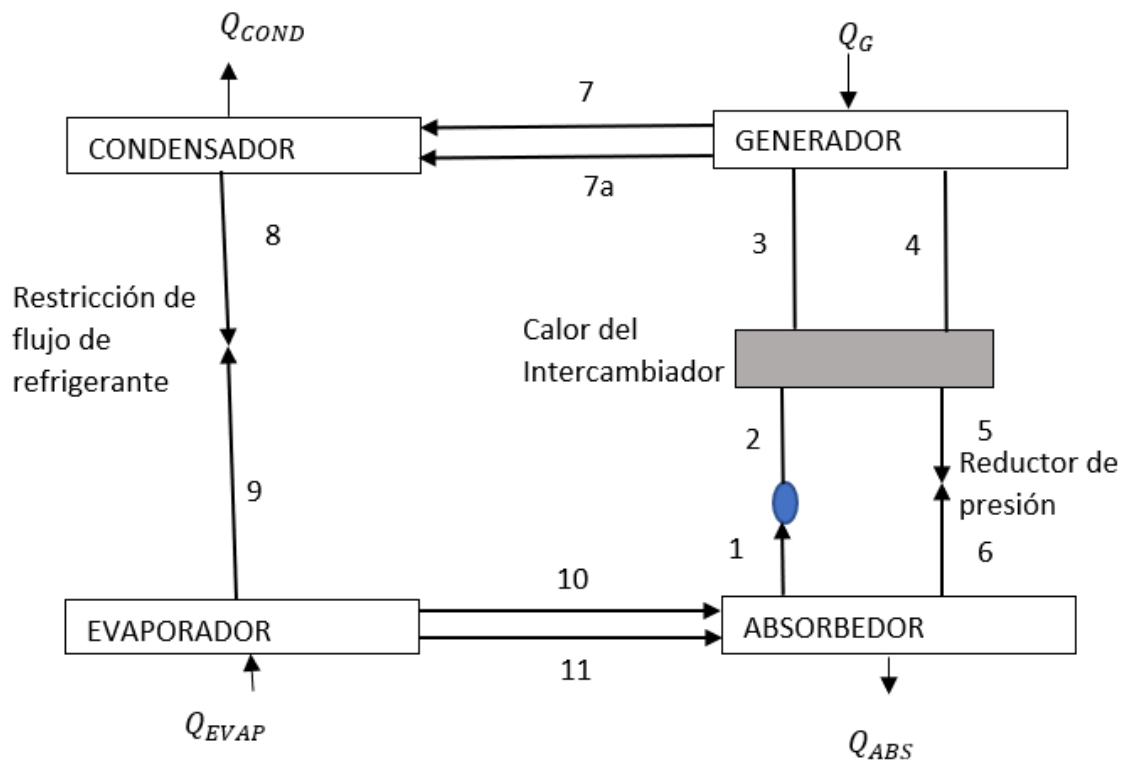
- Temperatura en rango de  $10^\circ C$  y  $26^\circ C$ .

## Parámetros de calculo

Los parámetros involucrados en el cálculo son los siguientes:

- Temperatura exterior de la sala.
- Temperatura interior de la sala.
- Humedad relativa.
- Humedad específica.
- Flujo de aire.
- Presión atmosférica.
- Densidad del aire.

Figura 2.17: Ciclo de refrigeración por absorción



## Evaporador

$$Q_{AIRE} = m * c_p * (T_{30} - T_{15})$$

$$Q_{agua} = m_r * c_p * (T_{30} - T_{15})$$

### Condensador

$$Q_{cond} = m_r * (H_1 - H_2)$$

### Válvula de estrangulamiento

$$H_9 - H_{10}$$

### Recuperador de calor de la disolución

$$Q_{cond} = m_{disol} * (H_7 - H_5)$$

$$Q_{max} = m_{disol} * (H_8 - H_6)$$

$$n = \frac{H_7 - H_6}{H_8 - H_6}$$

### Absorbedor

$$-Q_{absor} + m_r * H_4 - m_{disol} * H_5 + (m_r - m_{disol}) * H_{10} - Q_p = 0$$

$$Q_{absor} = m_r * (H_4 - H_{10}) + (m_r - m_{disol}) * (H_{10} - H_5)$$

### Generador

$Q_G$ : calor en el generador

$m_d$ : masa de la disolución (H<sub>2</sub>O+LiBr)

$m_r$ : masa específica del refrigerante (H<sub>2</sub>O)

$h_x$ : entalpía en el punto determinado

$Q_P$ : calor transferido por el generador al ambiente.

Siendo  $m_d = m_7$ ;  $m_r = m_1$ :

$$0 = Q_G + m_{disol} * H_7 - m_r * H_1 - (m_r - m_{disol}) * H_8 - Q_p$$

$Q_p$  es el calor transferido por el generador al ambiente y considerando al generador adiabático, entonces se tiene que  $Q_p = 0$  y despejando la ecuación anterior tenemos

$$Q_G = m_r * (h_1 - h_8) + m_{disol}(h_1 - h_8)$$

$$R = \frac{m_{disol}}{m_r} = \frac{X_G}{X_G - X_{ABS}}$$

$$m_r = Q_{EVAP} / q_{EVAP}$$

## BOMBA

$$-W_b = m_{disol} * (h_6 - h_5)$$

### 2.3 Marco conceptual

- **Sistema de enfriamiento:** se refiere a la energía que necesita un equipo para enfriar un espacio.
- **Eficiencia térmica:** Representa la fracción de calor ( $Q_H$ ) que se convierte en trabajo en una máquina térmica. Es una medida de rendimiento de un motor térmico en este caso una turbina de gas.
- **El sistema de refrigeración por absorción:** Es un medio para producir frío al igual que un sistema de refrigeración por compresión, aprovecha que las sustancias absorben calor al cambiar de estado, de líquido a gaseoso.
- **Balance de energía:** Es una herramienta que se utilizan para contabilizar los flujos de materia y energía entre un determinado proceso y en los alrededores o entre las distintas operaciones que lo integran.

### 2.4. Definición de términos básicos

- **Presión:** Es la magnitud que ocasiona el cambio termodinámico (fuerza por unidad de área aplicada sobre un cuerpo en la dirección perpendicular a su superficie).
- **Temperatura de la admisión de aire:** Es la magnitud que permite medir la energía cinética del aire en la succión del compresor.
- **Sistema termodinámico:** Es una parte de un universo que se aísla para poder estudiarlo en el caso de este trabajo de investigación los sistemas termodinámicos son los siguientes: sistema termodinámico turbina - compresor y sistema de enfriamiento por absorción.
- **Compresor:** Es el componente encargado de comprimir o elevar la presión del aire antes de ingresar a la cámara de combustión.
- **Cámara de combustión:** Es el componente donde se produce la combustión del combustible (gas) con el comburente (aire). En el caso de las turbinas de gas es el componente donde se produce la combustión del gas con el aire.

- **Intercambiador de calor:** Es el componente que se encuentra entre el generador y el absorbedor el cual es el encargado de calentar la solución que en este caso es LiBr/H<sub>2</sub>O, antes de ingresar en el generador, mediante la solución pobre que transita desde el generador al absorbedor, reduciendo el calor transferido en el generador.
- **Rectificador:** Es más conocido como intercambiador el calor está conformado por un serpentín en espiral, su función es retirar restos de agua contenidas en el refrigerante antes de entrar al condensador. Esto elimina la posibilidad de formación de hielo en la válvula de expansión y en evaporador.
- **Condensador:** Son un conjunto de tubos alertados, arreglados de tal manera que la mayor masa de aire de entrada fluya sobre los tubos del condensador y la mayor masa de aire de salida fluya por el absorbedor.
- **Evaporador:** En este componente el líquido que será enfriado cae sobre el serpentín en el que se produce la evaporación del bromuro de litio, el cual absorbe la carga a refrigerar. En el lado del agua helada el cual se encuentra a la presión atmosférica, la bomba circula el líquido enfriado hacia la fuente de carga.
- **Absorbedor:** En este componente la solución fuerte absorbe algo de vapor que llega desde el evaporador. Esta solución fuerte y el continuo vapor no absorbido desde la solución enfriada en el absorbedor transita hacia el absorbedor enfriado por aire donde la absorción finaliza y el calor de absorción es rechazado hacia el aire.
- **Generador:** Es un componente que tiene la función de extraer calor desde los productores de la combustión u otra fuente de energía. Internamente, un sistema de placas crea un contacto a contraflujo con el vapor generado, el cual se eleva y el absorbente desciende



### **III. HIPÓTESIS Y VARIABLES**

#### **3.1 Hipótesis (general y específicas)**

##### **3.1.1 Hipótesis general**

Si se diseña el sistema de enfriamiento por absorción se logra aumentar la eficiencia de la turbina en la central termoeléctrica KALLPA GENERACIÓN S.A., región Lima, 2022.

##### **3.1.2 H1: Hipótesis específica**

Si se determina los parámetros de temperatura y presión en la admisión de aire de la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación se podrá calcular los nuevos parámetros de temperatura y presión.

##### **3.1.3 H2: Hipótesis específica**

Si se calcula la capacidad de enfriamiento del evaporador en la admisión de aire de la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación se podrá dimensionar el sistema de refrigeración.

##### **3.1.4 H3: Hipótesis específica**

Si se determinar los costos de instalación del sistema de enfriamiento por absorción en la admisión de aire en la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación se podrá evaluar la viabilidad de implementación del proyecto.

### 3.1.1 Operacionalización de variable

Tabla 3.1: Matriz de consistencia.

Variables			Dimensiones	Indicadores	Índice	Método	Técnica
Variable Independiente: Sistema de enfriamiento	Según Jann un sistema de enfriamiento se define como el control de la temperatura, humedad, limpieza y movimiento de aire en un espacio confinado, según se requiera, para confort humano o proceso industrial. Control de temperatura significa calentar cuando el aire está frío, y enfriar cuando la temperatura es muy caliente	Evaluación de parámetros termodinámicos en la admisión de aire de la turbina	Características termodinámicas en la admisión de aire de la turbina.	Temperatura	C°	Sistémico cuantitativo	Documental por recopilación de datos
				Presión	Pa		
				Densidad del aire	Kg/m3		
			Cálculo de la carga de enfriamiento	capacidad frigorífica	kw (BTU)		Documental por recopilación de datos
			Análisis de costos	Costos de implementación	\$		
Costos de recuperación de capital	\$						
Variable dependiente: eficiencia de la turbina N°3	según Cengel indica que la eficiencia es uno de los términos más usados en termodinámica, e indica qué tan bien se realiza un proceso de conversión o transferencia de energía. El desempeño o eficiencia se expresa en términos de la salida deseada y la entrada requerida, de la siguiente manera: desempeño=salida deseada /salida requerida	Potencia inicial y potencia final	Potencia inicial	eficiencia inicial	%	Análisis de datos por software.	
			Potencia final	eficiencia final	%		

## **IV. METODOLOGÍA DEL PROYECTO**

### **4.1. Diseño metodológico.**

#### **4.1.1. Tipo y nivel de investigación.**

Según Espinoza ( 2014) señala que hay dos tipos de investigación:

La investigación básica tiene como propósito ampliar el conocimiento científico a partir de la observación del funcionamiento de los fenómenos de la realidad. Sus niveles son la descripción y explicación.

La investigación tecnológica tiene como propósito aplicar el conocimiento científico para solucionar los diferentes problemas que benefician a la sociedad. Sus niveles son la experimentación y la aplicación.

Desde el punto de vista de los objetivos el tipo de estudio de la presente investigación se define como tecnológica aplicada. Debido que comprende el registro y el análisis de los hechos que conforman el problema de la investigación.

#### **4.1.1. Diseño de investigación.**

Según (Espinoza, 2014) indica que un diseño de aplicación sirve para evaluar la conversión den un modelo a objeto. En una investigación aplicada debe evaluarse si la combinación de configuraciones o estructuras del objeto de investigación ha permitido mejorar la productividad del flujo (conversión de insumos en productos) o ha permitido mejorar la eficiencia de su funcionamiento, ambos medidos a través de la variable dependiente. Según lo indicado anteriormente y desde el punto de vista de los objetivos el diseño de esta investigación se define como diseño de aplicación no experimental dado que la variable dependiente de esta investigación permite mejorar la eficiencia del sistema de generación eléctrica.

## **4.2. Metodología de investigación.**

Según lo indicado por Espinoza (2014) el método sistémico tiene como propósito estudiar el objeto mediante la determinación de sus elementos, sus relaciones y límites para observar su estructura y la dinámica de su funcionamiento.

Según la definición indicada anteriormente el método de investigación de esta tesis es el método sistémico dado que estudia el problema como sistema, mediante el estudio de la relación entre las partes que conforman este sistema.

## **4.3. Población y muestra.**

Según Espinoza (2014) indica que si el tipo de investigación es básico se definirá la población y la muestra correspondiente, si es tecnológico se describirá la unidad experimental.

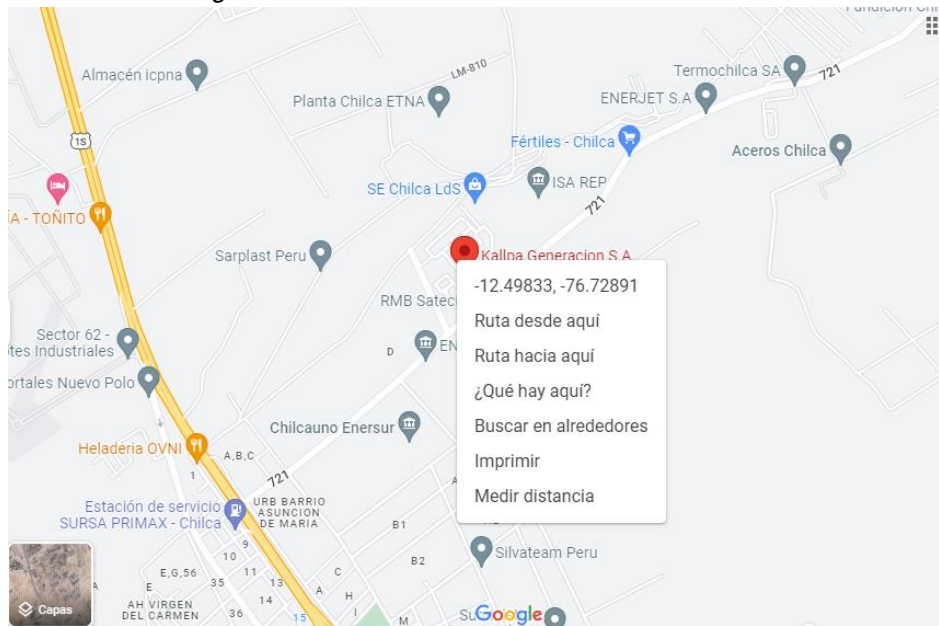
Según lo indicado anteriormente y dado que esta investigación es de tipo tecnológica no aplica población y muestra.

## **4.4. Lugar de estudio.**

El objeto de estudio de esta investigación es Central termo eléctrica Kallpa Generación ubicada Chilca 15870, en las coordenadas -12.497913666823623, -76.72869245102372.

El periodo de investigación se dio en el rango de los meses de febrero a Julio del 2022, comenzando con el surgimiento del problema, formulación de problemas y objetivos de investigación, armado del proyecto de tesis y finalmente la tesis final.

Figura 4.1: Ubicación del área de estudio.



Fuente: Google map 2022

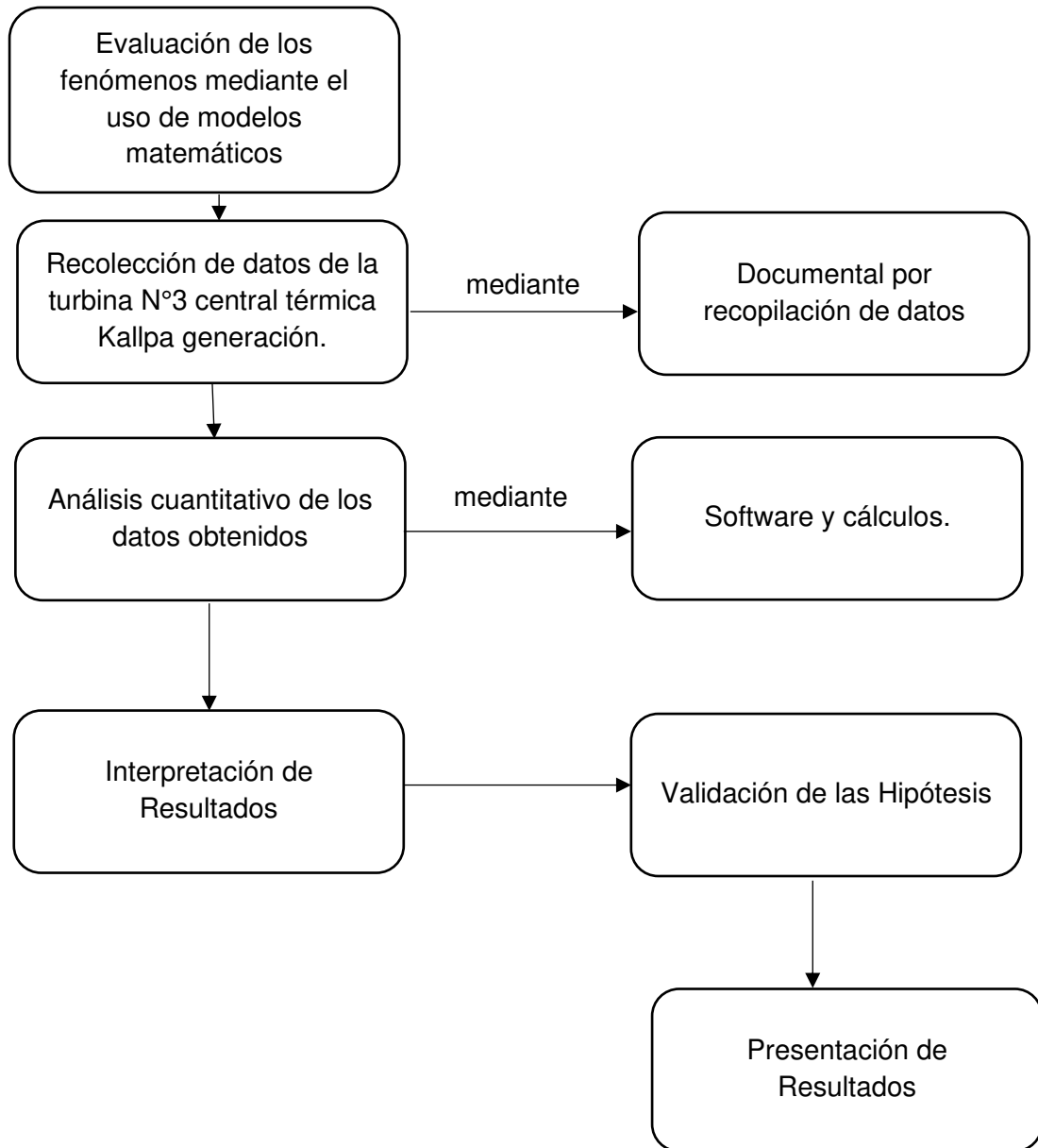
#### 4.5. Técnicas e instrumentos para la recolección de la información.

De acuerdo con lo indicado Espinoza (2014) la Técnica Documental tiene como función demostrar la hipótesis a través de recopilación de evidencia. Según este enfoque la técnica para nuestro proyecto es la técnica de recolección de datos.

El instrumento de recolección de datos es el siguiente:

- Registro de datos.

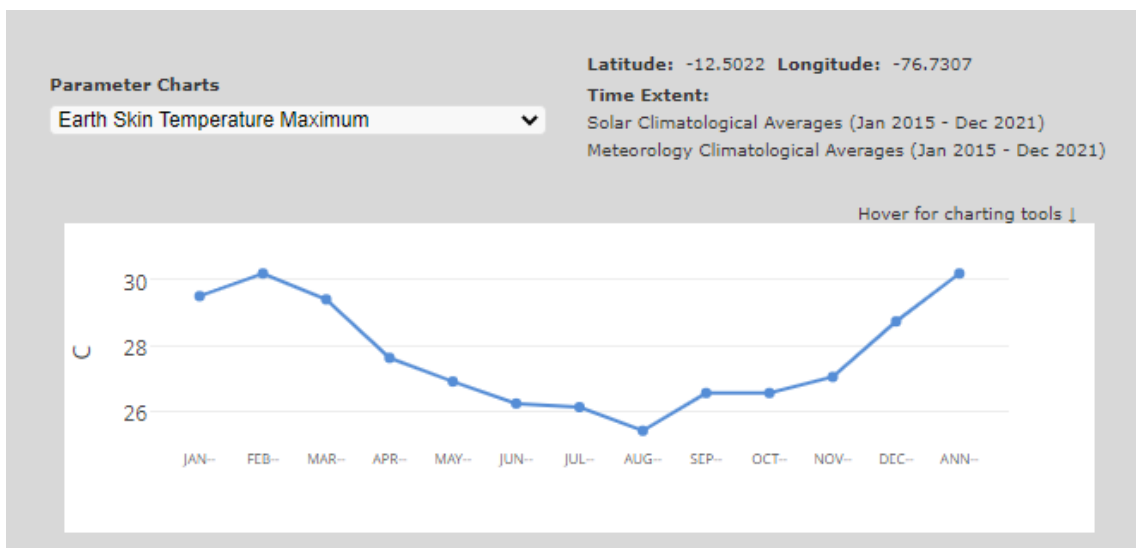
#### 4.6. Análisis y procesamiento de datos.



#### 4.6.1 Determinación de los parámetros de temperatura y presión en la admisión de aire del compresor de la turbina.

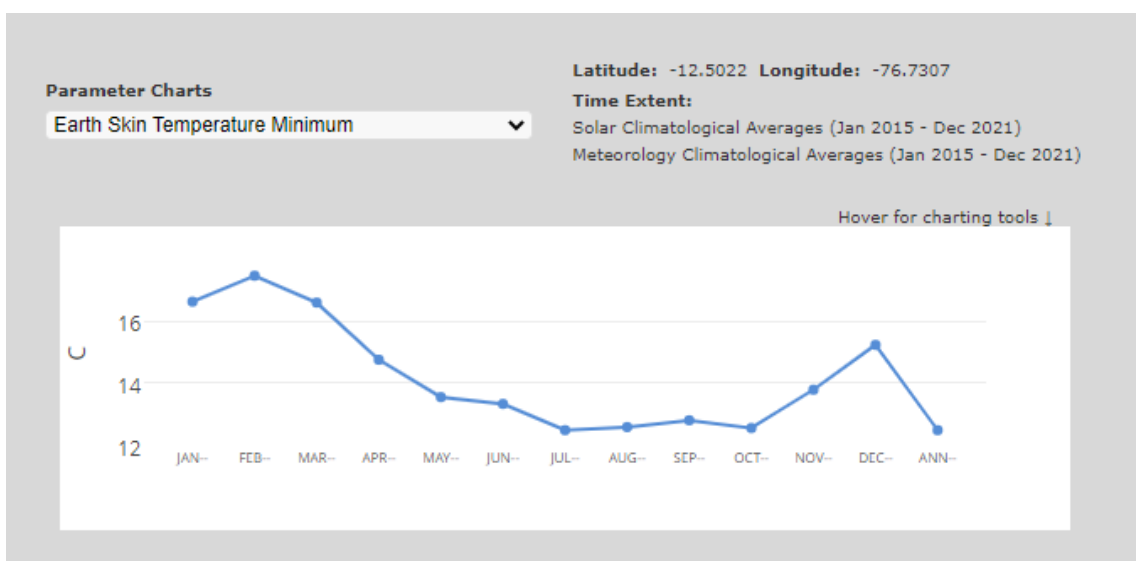
Los siguientes parámetros sacados de la página Larc de la Nasa son utilizados para encontrar la carga térmica en la entrada de la turbina N°3 Kallpa generación los cuales se presentan a continuación.

Figura.4.2: Temperatura máxima en la entrada de aire de la turbina



Fuente: Nasa larc

Figura.4.3: Temperatura máxima en la entrada de aire de la turbina

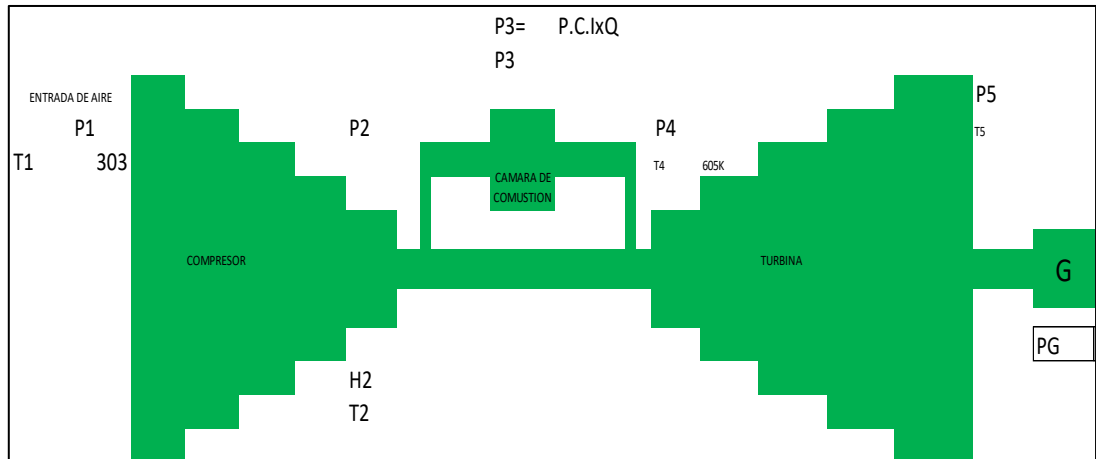


Fuente: Nasa larc

#### 4.6.2 Determinación de la potencia inicial.

Según la Figura 4.4 tenemos que la temperatura en la admisión de aire es la temperatura máxima a enfriar que se registra en el mes de febrero es  $T_1=30^\circ\text{C}$

Figura 4.4: diagrama de la turbina



Con la temperatura  $T_1= 30^\circ$ ,  $k=1.4$  (aire) y la relación de compresión  $r_c=p_2/p_1=17$  según la ficha técnica de la turbina SIEMENS SGT6 - 5000FD3 realizamos los cálculos en el compresor de la turbina.

Condiciones actuales de operación de la turbina N°3

$$\frac{T_{2i}}{30 + 273} = (17)^{\frac{1.4-1}{1.4}}$$

$$T_{2i}=680.768\text{K}$$

$$\text{flujo de diseño : } \dot{v} = 195.182\text{m}^3/\text{s}$$

$$\text{Densidad del aire a } 30^\circ\text{C}, \rho = 1.164\text{kg}/\text{m}^3$$

$$\dot{m} = \dot{v} * \rho$$

$$\dot{Q} = 195.182\text{m}^3/\text{s}$$

$$\dot{m} = 1.164 * 195.182\text{m}/\text{s}$$

$$\dot{m} = 227.19\text{kg}/\text{s}$$



$$Pot1 = \dot{m} \times h_1$$

$$Pot1 = \frac{227.19kg}{s} \times 287 \frac{kJ}{kg} = 65.39 MW$$

$$Pot2 = Pot1 + Potc$$

$$Pot2 = 65.39MW + Potc$$

$$Potc = \dot{m} (H2i - H1)$$

$$Potc = \frac{227.19kg}{s} \times (H2i - 287.85)$$

$$H2 = 291.45Kj/Kg$$

$$H2 = Cp * (T2i - T1)$$

$$H2 = 1.007KJ/KG K (680K - 303K)$$

$$H2 = 379.63 KJ/KG$$

$$Potc = \frac{227.19kg}{s} \times (379.19 - 287.85)Kj/KG$$

$$Potc=20.5MW$$

$$Pot2= 65.39MW+20.75MW=86.45MW$$

$$Pot3 = \dot{PCI} \times Q$$

$$Pot_3 = 35.7 MJ/m^3 * 14.67m^3/s=523.71Mw$$

$$Pot4= Pot2+ Pot3$$

$$Pot4=523.23MW+523.71MW=537.03MW$$

$$537.03MW = 227.19kg/s * (H_4 - 361.58 KJ/KG)$$

$$H_4 = 2165KJ/KG$$

$$2165KJ/KG = 1.012 * (T4 - 647.067)$$

$$T4 = 2786.39K$$

$$T5i = 2786.39K(1/17)^{\frac{1.4-1}{1.4}}$$

$$T5i = 1240.180K$$

$$Pot5 = 227.19 * 1.012(T4 - T5)$$

$$Pot5 = 227.19 * 1.012(2786.39K - 1240.180K)$$

$$Pot5 = 458.498MW$$

$$W = 537.03MW - 458.498MW = 78.54MW$$

$$N = 78.54MW / 537.03MW$$

#### 4.6.3 Determinación de la potencia final.

Condiciones iso de los parámetros finales de temperatura 15°C

$$\frac{T_{2i}}{15+273} = (17)^{\frac{1.4-1}{1.4}}$$

$$T_{2i} = 647.067K$$

$$\dot{m} = \dot{v} * \rho$$

$$227.192 = 1.164 * \dot{v}$$

$$\dot{v} = 195.182m^3/s$$

$$\dot{m} = 195.182 * 1.225$$

$$\dot{m} = 239.098kg/s$$

$$Pot1 = \dot{m} * h_1$$

$$Pot1 = 239.098kg/s * 287.85KJ/KG = 68.824359 MJ$$

$$Pot_2 = Pot_1 + Pot_c$$

$$Pot_2 = 68.826414MW + Pot_c$$

$$Pot_c = \dot{m} (H_{2i} - H_1)$$

$$\text{Pot}_c = 239.098 \text{ kg/s} (H_{2i} - 287.85)$$

$$H_2 = 291.45 \text{ KJ/KG}$$

$$H_2 = C_p * (T_{2i} - T_1)$$

$$H_2 = 1.007 \text{ KJ/KG K} (647.067 - 288)$$

$$H_2 = 361.58 \text{ KJ/KG}$$

$$\text{Pot}_c = 239.098 \text{ kg/s} (361.58 - 287.85) \text{ KJ/KG}$$

$$\text{Pot}_c = 17628.098 \text{ KW}$$

$$\text{Pot}_3 = P.C.I * \dot{Q}$$

$$\text{Pot}_3 = 35.7 \text{ MJ/m}^3 * 14.67 \text{ m}^3/\text{s} = 523.71 \text{ Mw}$$

$$\text{Pot}_4 = \text{Pot}_2 + \text{Pot}_3$$

$$\text{Pot}_4 = 523.71 \text{ MW} + 17.628 \text{ MW} = 541.338 \text{ MW}$$

$$541.338 \text{ MW} = 239.098 \text{ kg/s} * (H_4 - 361.58 \text{ KJ/KG})$$

$$\frac{239.098 \text{ kg}}{\text{s}} * H_4 = 541.338 \text{ MW} + 239.098 \text{ kg/s} * 361.58 \text{ KJ/KG}$$

$$H_4 = 2616.014 \text{ KJ/KG}$$

$$2616.014 \text{ KJ/KG} = 1.012 * (T_4 - 647.067)$$

$$T_4 = 3232.061 \text{ K}$$

$$T_{5i} = 3232.061 \text{ K} (1/17)^{\frac{1.4-1}{1.4}}$$

$$T_{5i} = 1438.5426 \text{ K}$$

$$W_{\text{NETO}} = 239.098 * (1.005(T_1 - T_2) + 1.012(T_4 - T_5)) = 2909.98 \text{ kw}$$

$$\text{Pot}_5 = 239.098 * 1.012(3232.061 - 1438.5426)$$

$$\text{Pot}_5 = 433.9725 \text{ MW}$$

$$W = 541.338 \text{ MW} - 433.9725 \text{ MW} = 107 \text{ MW}$$

$$N = 107 \text{ MW} / 541.338 \text{ MW}$$

Tabla 4.1: Datos de operación de la turbina en función de la temperatura ambiente.

Carga	T(°C)	H.R.(%)	eficiencia
147 MW	23.6	78	46.1538462
	23.8	78	46.1538462
	23.8	78	46.1538462
	23.7	78	46.1538462
	23.7	78	46.1538462
	23.7	78	46.1538462
	23.6	78	46.1538462
	23.6	78	46.1538462
	23.6	79	45.5696203
	23.7	79	45.5696203
	24.0	79	45.5696203
	24.1	78	46.1538462
	24.1	79	45.5696203
	24.1	78	46.1538462
	24.0	78	46.1538462
24.0	79	45.5696203	

Fuente: Data kallpa generación COES

#### 4.6.4 Cálculo del sistema de enfriamiento

Cálculos para el diseño termodinámico de la máquina de refrigeración por absorción. De acuerdo a las condiciones para mi investigación se realizó los cálculos de las ecuaciones mostradas previamente para una máquina de absorción de simple efecto condensada por agua. Condiciones iniciales de diseño:

- Temperatura exterior:  $T_{prom}=25^{\circ}\text{C}=303\text{K}$ .
- Potencia nominal del evaporador:  $Q_{ev}=13,93\text{KW}$
- Temperatura alcanzada en el evaporador:  $T_{ev}=15^{\circ}\text{C}=288\text{K}$
- Temperatura alcanzada en el condensador  $T_{cond}=T_{max}+15^{\circ}\text{C}=45^{\circ}\text{C}=318\text{K}$

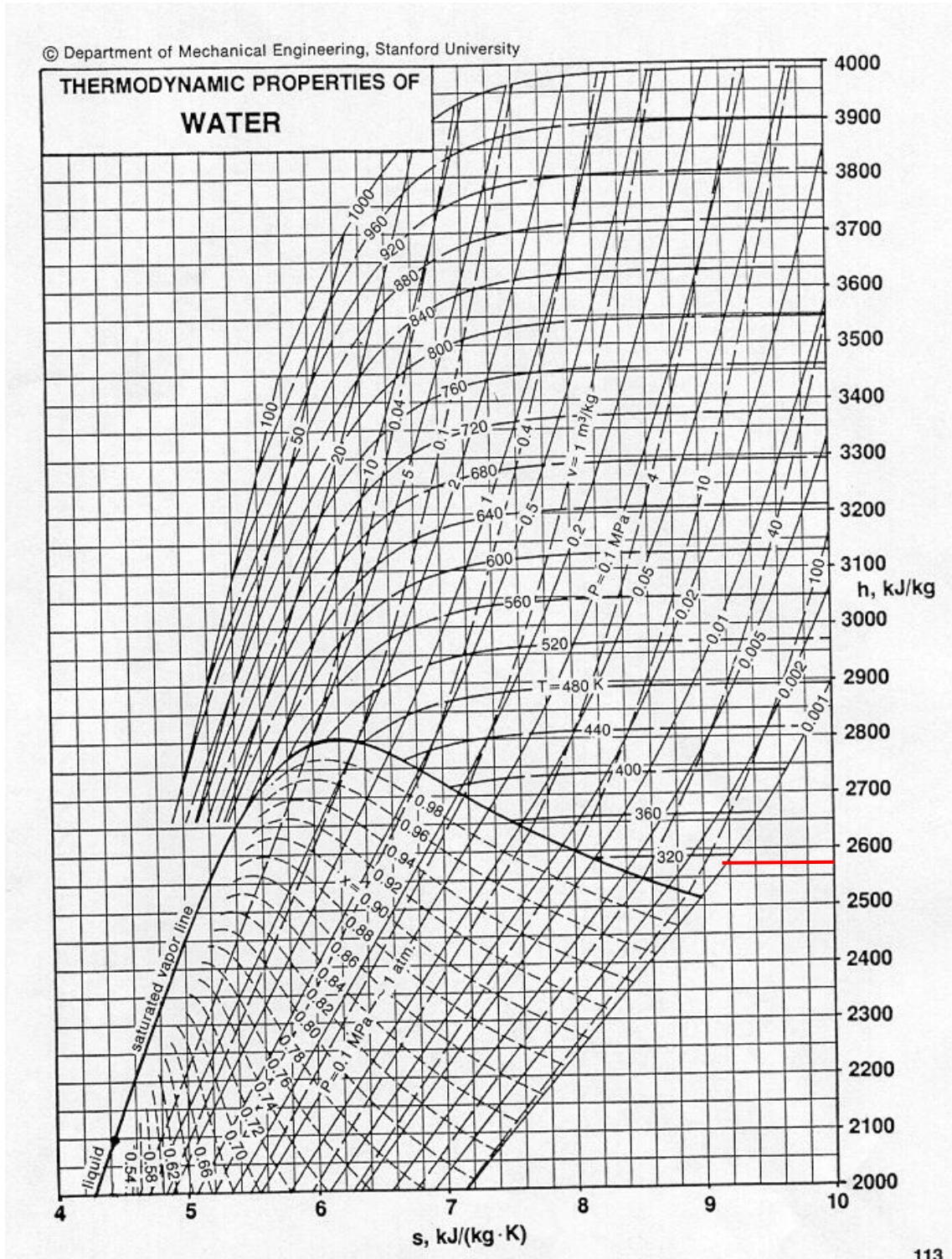
En el condensador la temperatura debe variar entre  $10^{\circ}\text{C}$  y  $15^{\circ}\text{C}$  con el fin de que no ocurra cristalización, para mi análisis he considerado una temperatura en el condensador  $15^{\circ}\text{C}$ . Para el cálculo se hará uso del diagrama de Düring que representa las propiedades físicas de la disolución LiBr/H<sub>2</sub>O

### **Estado 1**

Como se tiene que la presión en el punto 1 equivale a la del generador ( $10\text{kPa}=0.01\text{MPa}$ ) se determina  $h_1$  interceptando los valores temperatura y presión en la Figura Fg.9

$$h_1=2840\text{KJ/Kg}$$

Figura 4.5: Diagrama termodinámico del agua



Fuente :Tesis de pregrado UNAC ( Mitma Huamán, 2021)

$$Q_{load} = m * c_p * (T_{30} - T_{15})$$

$$Q_{load} = 227.19 * 1.007 * (30 - 15)$$

$$Q_{load} = 3431.70KW$$

$$Q_{evap} = m_r * (h_4 - h_3)$$

En el estado 4 con T4 y P4 calculamos la h4 según la Figura 10

$$T_4 = 15^\circ C = 288K, P_4 = 0.0018MPa$$

$$h_4 = 2580KJ/Kg$$

En el estado 2

$$T_2 = T_{cond} = 45^\circ C$$

$$C_{p_{H_2O}} = 4. \frac{18KJ}{KgK(318K - 273K)}$$

$$h_2 = C_{p_{H_2O}}(T_2 - 273K)$$

$$h_2 = 4.18KJ/KgK(318K - 273K)$$

$$H_2 = 188.1KW$$

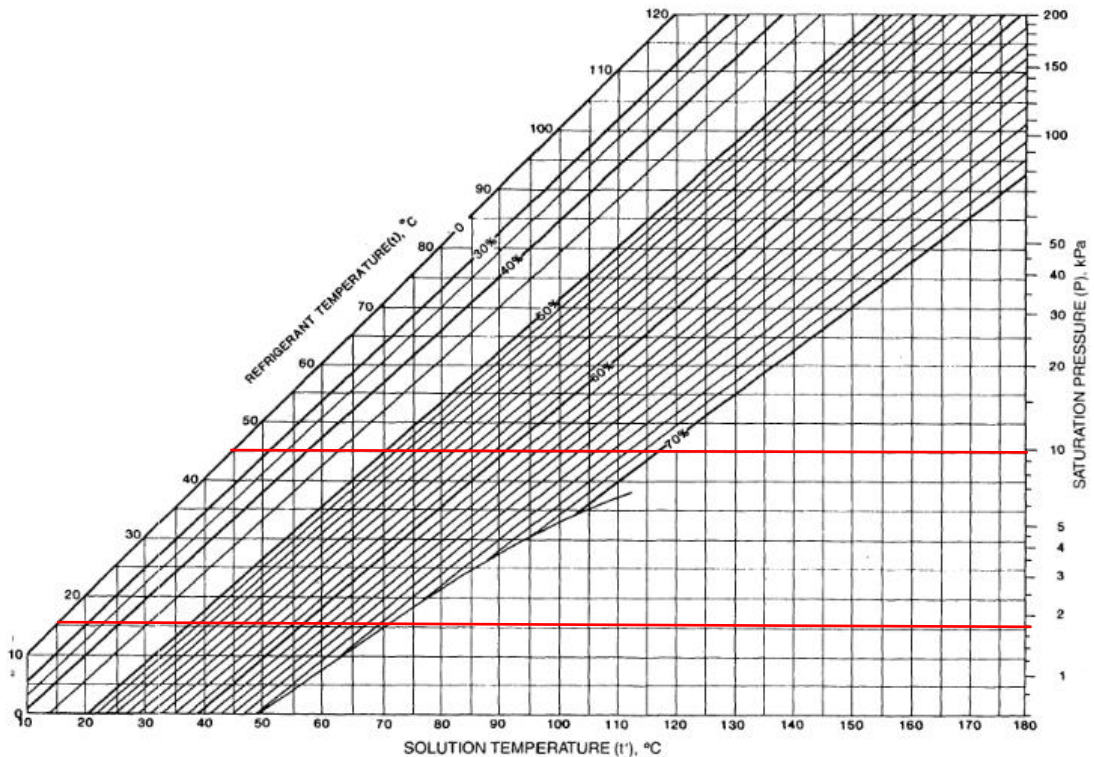
$$Q_{load} = Q_{evap}$$

$$Q_{load} = Q_{evap}$$

$$3431.70 = \dot{m}_r * (2580 - 188.1)$$

$$\dot{m}_r = 1.5kg$$

Figura 4.6. Diagrama de Dühring de las disoluciones LiBr-H<sub>2</sub>O



Fuente: Tesis doctoral Marcos 2008

En la Figura 10 se trazan líneas horizontales en función de la temperatura del condensador (45°C) y evaporador (15°C) obteniendo la siguiente presión:

$$P_{cond} = P_{gen} = 10\text{KPa}$$

$$P_{evap} = 1,8\text{KPa}$$

$$X_{abs} = 0.60 ((70\%+50\%) / 2 - \text{error } (5\%))$$

$$X_{abs} = 0.55$$

Para determinar el aumento de la concentración del refrigerante (H<sub>2</sub>O) en el generador se estimó un 6% más respecto a la concentración en el absorbedor, por lo que.

$$X_{gen} = 1.06 * 0.55 = 0.583$$

Del calculo anterior se tiene

$$m_r = 1.5\text{kg}$$

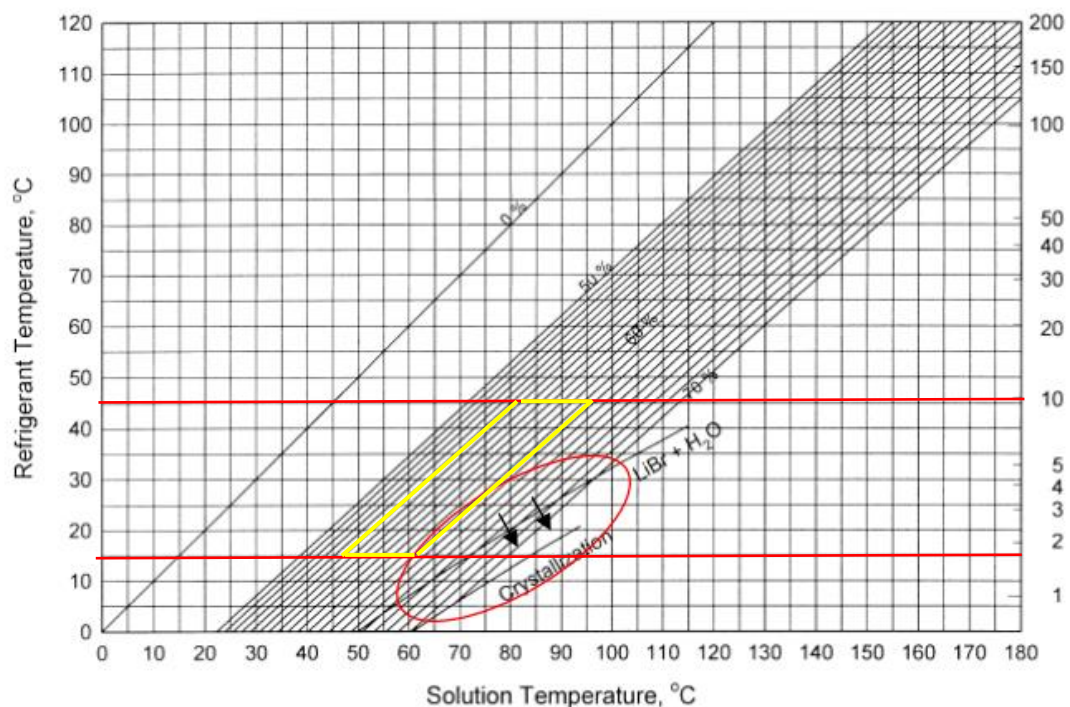


$$m_d = \frac{X_{Gen} * m_r}{X_{Gen} - X_{Abs}}$$

$$m_d = \frac{0.583 * 1.5}{0.583 - 0.55} = 26.5Kg$$

Deduciendo lo anterior el régimen de carga aumentará conforme aumente la demanda térmica, al mismo tiempo que la carga térmica será mayor cuanto más próxima esté la temperatura a su valor máximo registrado que es donde alcanzará el valor de la unidad. El diseño de este ciclo debe estar dentro de un límite de seguridad, es decir que la mezcla refrigerante-absorbente no sobrepase el 70% de concentración, de lo contrario ocurriría problemas de cristalización, como se muestra en la Figura siguiente:

Figura 4.7. Diagrama de Dühring de las disoluciones LiBr-H<sub>2</sub>O



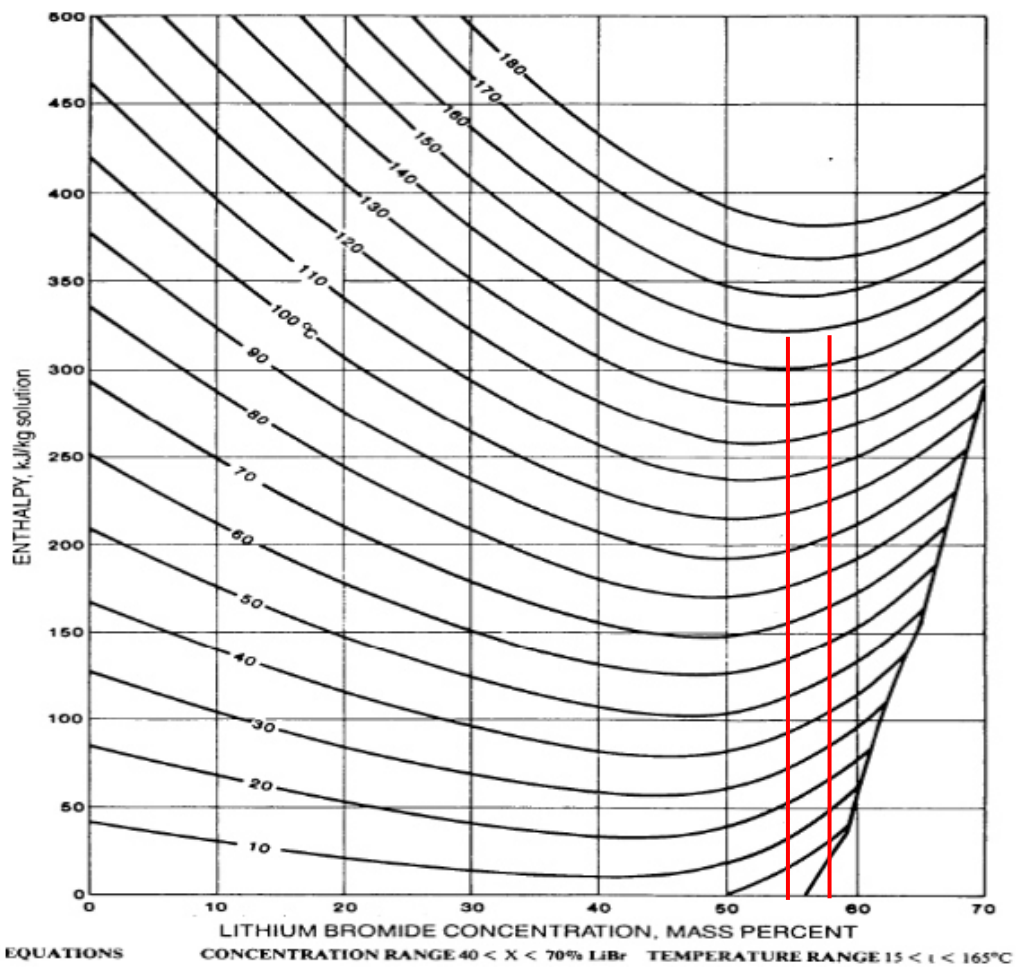
Fuente: Tesis doctoral Marcos 2008

Del grafico la temperatura final de ebullición es de  $T_f=95^\circ\text{C}$  esta temperatura corresponde al punto 1 y 8 del diagrama por tanto se logra determinar los estados 8 y 5 sabiendo que sabiendo que:

$$T_8 = T_1 = 95^\circ\text{C}, X_8 = X_{\text{gen}} = 0.58$$

$$T_5 = T_{\text{abs}} = 75^\circ\text{C}, X_5 = X_{\text{Abs}} = 0.55$$

Figura 4.8. Diagrama de entalpia, concentracion y temperatura disoluciones LiBr-H<sub>2</sub>O



Fuente: . Fuente: Tesis doctoral Marcos 2008

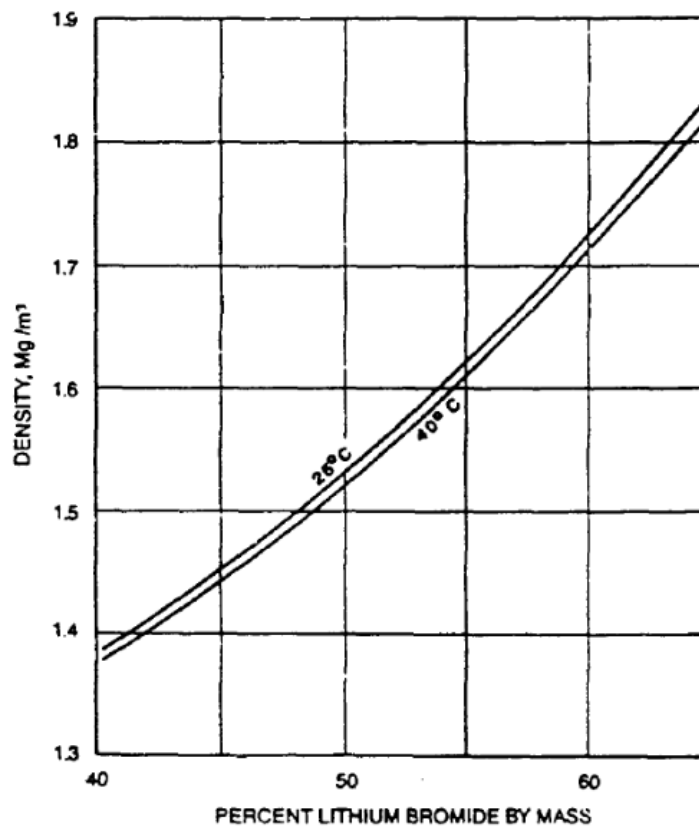
$$h_8 = 225 \text{ kJ/Kg}$$

$$h_5 = 170 \text{ kJ/Kg}$$

### En el estado 6 según Figura

Para la selección de la bomba fue necesario conocer algunos parámetros, como, la densidad del fluido de la disolución y el rendimiento, por lo que se asumió un rendimiento del 60% al convertir en energía de flujo, además de determinar la densidad de la disolución de Bromuro de Litio a partir de la concentración en el absorbedor ( $X_{Abs}=0.55=55\%$ ), en la siguiente Figura:

Figura 4.9: diagrama de temperatura, densidad y porcentaje de concentración.



Fuente: Tesis doctoral Marcos 2008

$$\rho_{disol} = 1620 \text{Kg/m}^3$$

Se asumió  $n_b=0.6$

$$w_b = (P_{COND} - P_{EVAP}) \frac{m_d}{n_b \times \rho_{disol} \times m_r}$$

$$w_b = (10 \text{kPa} - 1.8 \text{kPa}) * 26.5 / (0.6 * 1620 \text{Kg/m}^3 * 1.5 \text{Kg})$$

$$w_b = 0.149 \text{KJ/Kg}$$

$$h_6 = (W_b/m_{disol}) + h_5 = 0. \frac{149}{265} + \frac{170 \text{KJ}}{\text{Kg}} = 170.005 \text{KJ/Kg}$$

### En el estado 7 según Figura

Como se asumió una eficiencia del 60% en la bomba por lo tanto  $h_7$  se calcula de la siguiente manera:

$$h_7 = \epsilon_r \times (h_8 - h_6) + h_6$$

$$h_7 = 0.6 \times (225 \text{kJ/Kg} - 170.005 \text{KJ/Kg}) + 170.005 \text{KJ/Kg}$$

$$h_7 = 203 \text{KJ/Kg}$$

### En el estado 9

La energía recuperada por la disolución es de utilidad para determinar el estado 9.

$$q_{rec} = \frac{m_d}{m_r} (h_7 - h_6)$$

$$q_{rec} = \frac{26.5}{1.5} (203 \text{KJ/Kg} - 170 \text{KJ/Kg})$$

$$q_{rec} = 583 \text{KJ/Kg}$$

$$h_9 = h_8 - \frac{q_{rec}}{m_{disol}}$$

$$h_9 = 225 \text{kJ/Kg} - \frac{583 \text{KJ/Kg}}{26.5}$$

$$h_9 = 203 \text{ kJ/Kg}$$

### Estado 10

En la válvula las condiciones termodinámicas se consideran isoentrópicas, por tanto

$$h_{10} = h_9 = 203 \text{ kJ/Kg}$$

### Estado 3

En la válvula las condiciones termodinámicas se consideran isoentrópicas, por tanto

$$h_2 = h_3 = 188.1 \text{ KW}$$

Con los valores determinados de la entalpia se determina el calor o energía en cada uno de los componentes del sistema de enfriamiento por absorción:

### Calor de efeto útil ( $q_e$ )

$$q_e = h_4 - h_3 = 2580 \text{ KJ/Kg} - 188.1 \text{ KJ/Kg}$$

$$q_e = 2391.9 \text{ KJ/Kg}$$

### Calor en el generador

$$q_{gen} = h_1 - h_8 + \frac{m_d}{m_r} (h_8 - h_7)$$

$$q_{gen} = 2840 - 225 + \frac{26.5}{1.5} (225 - 203)$$

$$q_{gen} = 3003.6 \text{ KJ/Kg}$$

### Calor en el absorbedor

$$q_{abs} = h_4 - h_7 + \frac{m_d}{m_r} (h_{10} - h_7)$$

$$q_{abs} = 2580 \text{ KJ/Kg} - 203 \text{ KJ/Kg} + \frac{26.5}{1.5} (203 \text{ kJ/Kg} - 203 \text{ KJ/Kg})$$

$$q_{abs} = 2377 \text{ KJ/Kg}$$

## Calor en el condensador

$$q_{cond} = h_1 - h_2$$

$$q_{cond} = \frac{2840\text{KJ}}{\text{Kg}} - 188.1\text{JK/Kg}$$

$$q_{cond} = 2651.9\text{KJ/Kg}$$

## Trabajo en la bomba

$$q_b = \frac{w_b}{n_b}$$

$$q_b = \frac{0.149}{0.6} = 0.248\text{KJ/Kg}$$

## Coeficiente de operación

$$COP = \frac{h_4 - h_2}{h_1 - h_8 + \frac{m_{disol}}{m_r} (h_8 - h_7) + q_b}$$

$$COP = \frac{2580\text{KJ/Kg} - 188.1\text{JK/Kg}}{2840 - 225 + \frac{26.5}{1.5} (225 - 203\text{KJ/Kg}) + q_b}$$

$$COP = 0.379$$

## 4.7 Análisis económico

### 4.7.1 Costos del sistema de refrigeración por absorción

Tabla 4.2: Descripción de costos de un sistema de refrigeración por absorción

ITEM	DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (\$)	COSTO FINAL (\$)
1	EQUIPO DE ABSORCION	UND	1	10000	10000
2	TUBERIA COBRE DE 2"	m	10	600	6000
3	BOMBA CENTRIFUGA SULZER	UND	1	150	150
4	TANQUE DE ALMACENAMIENTO	UND	1	500	500
5	FAN COIL	UND	1	800	800
6	IMPLEMENTACION		1	30000	30000
SUBTOTAL (\$)					47450
IGV					18%
TOTAL (\$)					55991

#### 4.7.2 Costo de un sistema de refrigeración convencional.

Tabla 4.3: Descripción de costos de un sistema de refrigeración convencional

ITEM	DESCRIPCION	UNIDAD	CANTIDAD	COSTO UNITARIO (\$)	COSTO FINAL (\$)
1	SISTEMA CHILER	UND	1	4000	4000
2	INSTALACION	UND	1	10000	10000
SUBTOTAL (\$)					14000
IGV					18%
TOTAL (\$)					16520

#### 4.7.3 Costo de un sistema de refrigeración convencional.

	factor de demanda	factor de potencia	Consumo de trabajo promedio (kw)	horas de trabajo por mes (h/mes)	Consumo electrico por mes (kw/mes )	Consumo electrico anual (Mw/mes )
Sistema de refrigeracion por absorcion	0.7	0.8	63	180	1632960	20
Costo de ahorro economico pr año (\$)	16520					

Como se puede observar, el presupuesto de un sistema de absorción es veces mayor que el de un sistema convencional, cabe señalar que los costos de operación disminuirán durante la operación del equipo y con el paso de los años, ya que la potencia promedio de consumo es de 20MW. considere S/ 0.58KW/\$ tasa impositiva a la que está sujeta una empresa distribuidora de energía

#### 4.8. Aspectos éticos en Investigación

La información brindada en este proyecto de tesis ha sido elaborada de tal forma que nuestra investigación respeta a los autores legales en cada párrafo. En este informe se requirió de cierta información como la data de operación las turbina de la termo generadora Kallpa generación, respetando la propiedad intelectual y privacidad de las instituciones involucradas en esta investigación.

## **V. RESULTADOS**

### **5.1 Resultados descriptivos**

#### **5.1.1 Resultados de la determinación de los parámetros de termodinámicos.**

Se determino las condiciones de admisión de aire de la turbina para un rango de temperatura 15°C a 30 °C cuyas densidades de aire son de 1.225 kg/m<sup>3</sup> y  $\rho = 1.164kg/m^3$  respectivamente para cada temperatura.

#### **5.1.2 Resultados de capacidad de enfriamiento.**

Se obtuvo la capacidad de enfriamiento del sistema de refrigeración de 3431.70kw en la admisión de aire de la turbina N°3 de la central térmica Kallpa Generación.

#### **5.1.3. Resultados del aumento de la eficiencia**

Se obtuvo un aumento de la potencia de 2MW por grado centígrado enfriado de aire en la admisión de la turbina de generación.

### **5.2 Resultados inferenciales.**

Esta investigación no tiene resultados inferenciales.

### **5.3 Otro tipo de resultados estadísticos, de acuerdo con la naturaleza del problema y la Hipótesis.**

#### **5.3.1. Resultados económicos**

Según los resultados de los presupuestos presentados anteriormente en la tabla 4.2 y tabla 4.3 el costo de implementación del sistema de refrigeración por absorción es tres veces más que el sistema de refrigeración convencional con un ahorro de energía anual de 20MW lo cual confirma la viabilidad del proyecto dado que el consumo del sistema de refrigeración por absorción es muy bajo en comparación con el consumo del sistema de refrigeración convencional.



## **VI. DISCUSIÓN DE RESULTADOS**

### **6.1 Contrastación y demostración de las hipótesis.**

#### **6.1.1 Según la hipótesis general.**

Se plantea que si se diseña el sistema de enfriamiento por absorción aumenta la eficiencia de la turbina en la central termoeléctrica KALLPA GENERACIÓN S.A., región Lima, 2022.

En la presente investigación se demuestra que al enfriar el aire de 30°C a 15°C en la admisión de la turbina N°3 se logra incrementar la potencia generada en 2MW por °C de la turbina tal como lo indica (Kodituwakku, 2014) en el antecedente de esta investigación. Cabe indicar que el rango de temperatura de 15°C a 30°C es rango de dimensionamiento del sistema de refrigeración dado que las temperaturas en chilca varían entre 17°C a 27°C y debemos cubrir este rango de temperaturas con un respectivo margen de 2°C a 3°C.

#### **6.1.2 según la hipótesis específica**

H1: La determinación de los parámetros de temperatura de, densidad en la admisión de aire de la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación se logrará calcular los nuevos parámetros de operación.

Se demuestra que la determinación de los parámetros de temperatura 15°C y 30°C, densidad y presión del aire en la admisión de aire de la turbina se logra determinar los nuevos parámetros de operación, logrando así determinar y calcular el incremento de la potencia de generación de la turbina N°3. Así mismo estos resultados han son respaldados por (Orjuela Ramírez, 2016) en su tesis titulada “Mejoramiento de la eficiencia de un turbogenerador a gas reduciendo la temperatura del aire de entrada”.

H2: Al calcular la capacidad de enfriamiento del evaporador en la admisión de aire de la turbina de gas N°3 de la central Kallpa Generación se dimensionará el sistema de refrigeración.

Se demuestra que al calcular la capacidad de enfriamiento se logra dimensionar la capacidad de enfriamiento del sistema de refrigeración por absorción de 3000kw en la admisión de aire de la turbina tal como lo indica el antecedente de este proyecto en la tesis de (Marcos del Cano, 2008) titulada “Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr/H<sub>2</sub>O de simple efecto condensada por aire”.

H3: Al determinar los costos de instalación del sistema de enfriamiento por absorción en la admisión de aire en la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación se podrá evaluar la viabilidad de implementación del proyecto.

Se demuestra que al realizar un análisis de los costos de instalación e implementación del sistema de refrigeración por absorción el proyecto es viable a pesar de presentar alto costo de instalación dado que el consumo de energía del sistema antes mencionado es muy bajo en comparación con el sistema de enfriamiento convencional. Este análisis es respaldado con el antecedente (Machaca Gonzales, 2021) en su tesis “Diseño de un sistema de aire acondicionado de 14 kw por absorción y fuente solar para reducir costos de operación en el centro de cómputo del tercer nivel de la FIME-UNAC” el cual llega a la misma conclusión.

## VII. CONCLUSIONES

Tenemos las siguientes conclusiones:

1. El diseño del sistema de aire acondicionado por absorción en la entrada de aire de la turbina se logró aumentar la eficiencia de la turbina en 2MW por grado centígrado.
2. De acuerdo con la técnica documental por recopilación de datos se logró determinar los parámetros de temperatura y flujo masico de aire en la entrada de la turbina N°3 Kallpa Generación.
3. Con la determinación de los nuevos parámetros de entrada en la admisión de aire se logró calcular la capacidad de enfriamiento y por consiguiente se logra dimensionar el sistema de refrigeración ver esquema (Anexo 10.3).
4. Se Seleccionó el tipo de absorción LiBr-H<sub>2</sub>O por tener un coeficiente de operación mayor que el NH<sub>3</sub>/H<sub>2</sub>O, por ser menos contaminante y por los beneficios económicos pos-instalación.

## **VIII. RECOMENDACIONES**

1. Se recomienda mantener la superficie de los tubos del evaporador libre de polvo y suciedad, ya que esto traerá como consecuencia disminución de la tasa de transferencia de calor, perdiendo eficiencia el evaporador.
2. Se recomienda verificar e inspeccionar los elementos del evaporador con la intención de detectar soldaduras mecánicas o fugas de refrigerante, ya que si un elemento se suelta este podría ingresar al compresor dañando los alabes y la turbina.
3. Se recomienda no enfriar por debajo de la temperatura ISO (15°C).
4. Se recomienda la implementación de este diseño en una parada programa de la turbina, de esa manera se aprovechará el tiempo que la maquina se encuentra fuera de servicio y se podrá realizar la mejora.

## IX. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AGUAYO, Anabel, 2020. Universidad nacional del callao ip@. *Univerdidad Nacional del Callao*, pp. 130.
- BANCES PISCOYA, Jesus y ROJAS PUICON, William, 2019. Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo. *Universidad Nacional Pedro Ruiz Gallo* [en línea], pp. 92. Disponible en:  
[https://repositorio.unprg.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12893/5092/BC-3893\\_BANCES\\_PISCOYA-ROJAS\\_PUICON.pdf?sequence=3&isAllowed=y](https://repositorio.unprg.edu.pe/bitstream/handle/20.500.12893/5092/BC-3893_BANCES_PISCOYA-ROJAS_PUICON.pdf?sequence=3&isAllowed=y).
- CÁRCAMO, Edgardo. RIVAS, Guillermo. y VALLE, Milson., 2016. Diseño y construcción de un banco de refrigeración por absorción para uso didáctico, utilizando agua y sales de Bromuro de litio. ,  
*ELABORACIÓN DE UN TEXTO DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL Y ACONDICIONAMIENTO MÚLT.pdf*, [sin fecha]. S.l.: s.n.
- ENERG, Densidad y FLUJO, Fuerza, 2005. Termodinámica Iv. *Monografía De Enseñanza De La Ingeniería Térmica Y De Fluídos*,
- ESPINOZA, Ciro Abelardo, 2014. *Metodología de investigación tecnológica* [en línea]. S.l.: s.n. ISBN 9786120016671. Disponible en:  
<http://repositorio.uncp.edu.pe/bitstream/handle/UNCP/1146/mit1.pdf?sequence=1&isAllowed=y%0Ahttp://repositorio.uncp.edu.pe/handle/UNCP/1148>.
- Google 2020  
<https://www.google.com/maps/place/Kallpa+Generacion+S.A.,+Chilca+15870/@-12.4983147,-76.7332595,17z/data=!3m1!4m5!3m4!1s0x91057676ba94bccd:0xd53fcc977d5461c2!8m2!3d-12.4988819!4d-76.7286018>
- Gordon J. Van Wyle y Richard E. Sonntag 1965 Fundamentos termodinámicos
- JOSÉ, Joel, 2016. Modelación de un sistema de refrigeración por absorción a bajas temperaturas para la producción de hielo. , pp. 72.
- KODITUWAKKU, Dinindu, 2014. Effect of cooling charge air on the gas turbine performance and feasibility of using absorption refrigeration in the “Kelanitissa” power station, Sri Lanka. [en línea], Disponible en: <http://www.diva-portal.org/smash/record.jsf?pid=diva2%3A764297&dswid=-2560>.
- MACHACA GONZALES, Leonardo Felix, 2021. Universidad Nacional Del Callao Facultad De Ingeniería Química. *Repositorio Institucional - UNAC* [en línea], pp. 2021. Disponible en: <http://repositorio.unac.edu.pe/handle/UNAC/5496>.
- MARCOS DEL CANO, José Daniel, 2008. TESIS DOCTORAL Prototipo de máquina frigorífica de absorción de LiBr / H<sub>2</sub>O de doble efecto condensada por aire.,
- MORALES DELGADO, Raul Alberto, 2014. Propuesta de metodología para el análisis exergético de una turbina a gas de ciclo simple. [en línea], pp. 1-108. Disponible en: <http://tesis.pucp.edu.pe/repositorio/handle/123456789/5450>.
- ORJUELA RAMÍREZ, J., 2016. Mejoramiento de la eficiencia de un turbogenerador a gas reduciendo la temper educiendo la temperatura del air a del aire de entr e de entrada. *Universidad de La Salle*, vol. 1, no. 1, pp. 17-20.  
*refrigeración part 1.pdf*, [sin fecha]. S.l.: s.n.  
*refrigeración part 2.pdf*, [sin fecha]. S.l.: s.n.
- RENZO, Jorge y PAZ, Castillo, 2003. Estudio Energético Y Computador. ,  
TITULAR, Profesor, 2017. Termodinámica Básica. ,
- URSINA, Gabriel Baca, [sin fecha]. *Fundamentos\_de\_ingenierc3ada\_econc3b3mic*. S.l.: s.n. ISBN 9789701061138.
- ZAMRODAH, Yuhanin, 2016. 濟無No Title No Title No Title. , vol. 15, no. 2, pp. 1-23.
- ZEITOUN, Obida, 2021. Two-stage evaporative inlet air gas turbine cooling. *Energies*, vol. 14, no. 5. ISSN 19961073. DOI 10.3390/en14051382.

## **X. ANEXOS**

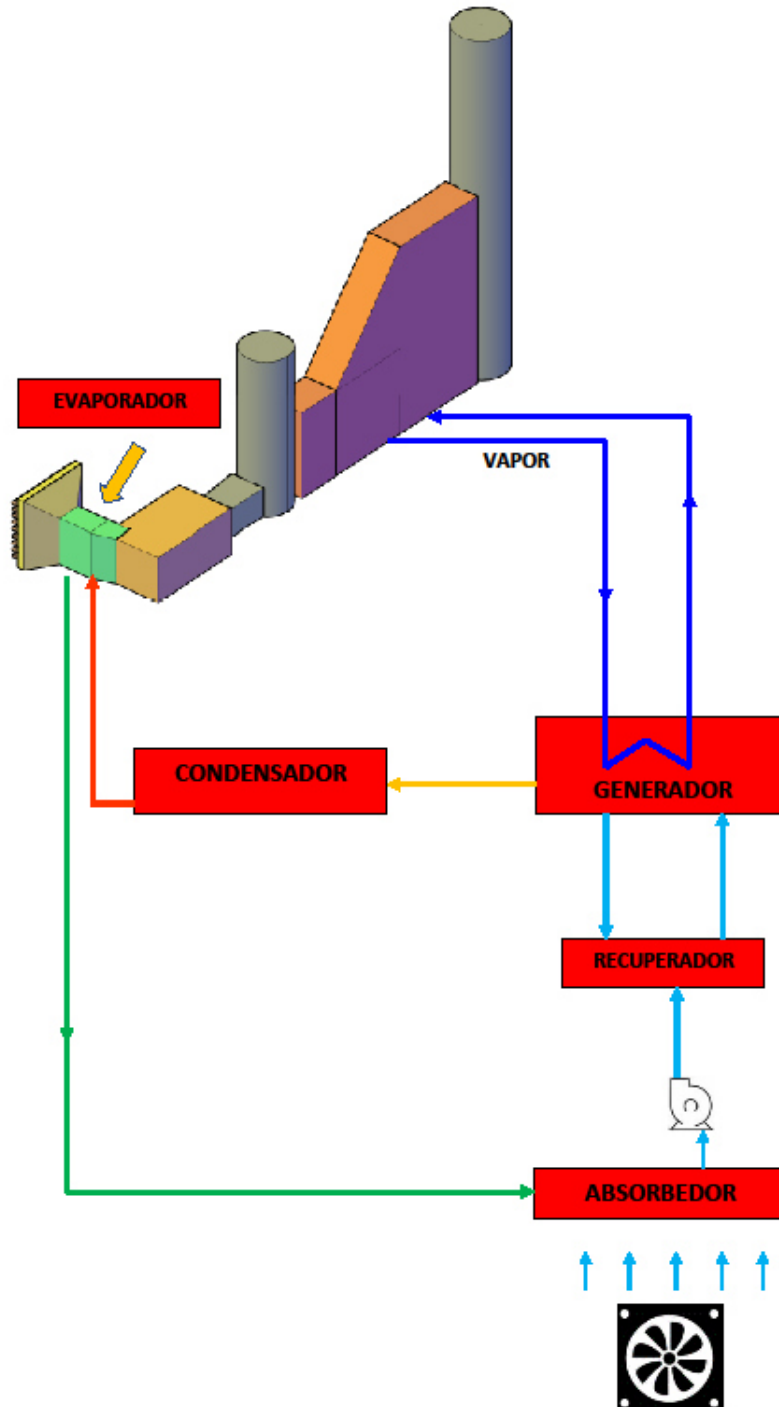
## 10.1 Matriz de consistencia

Tabla 10.1 Matriz de consistencia

DISEÑO DEL SISTEMA DE ENFRIAMIENTO POR ABSORCIÓN PARA AUMENTAR LA EFICIENCIA DE LA TURBINA A GAS N°3 DE LA CENTRAL TÉRMICA KALLPA GENERACIÓN S.A

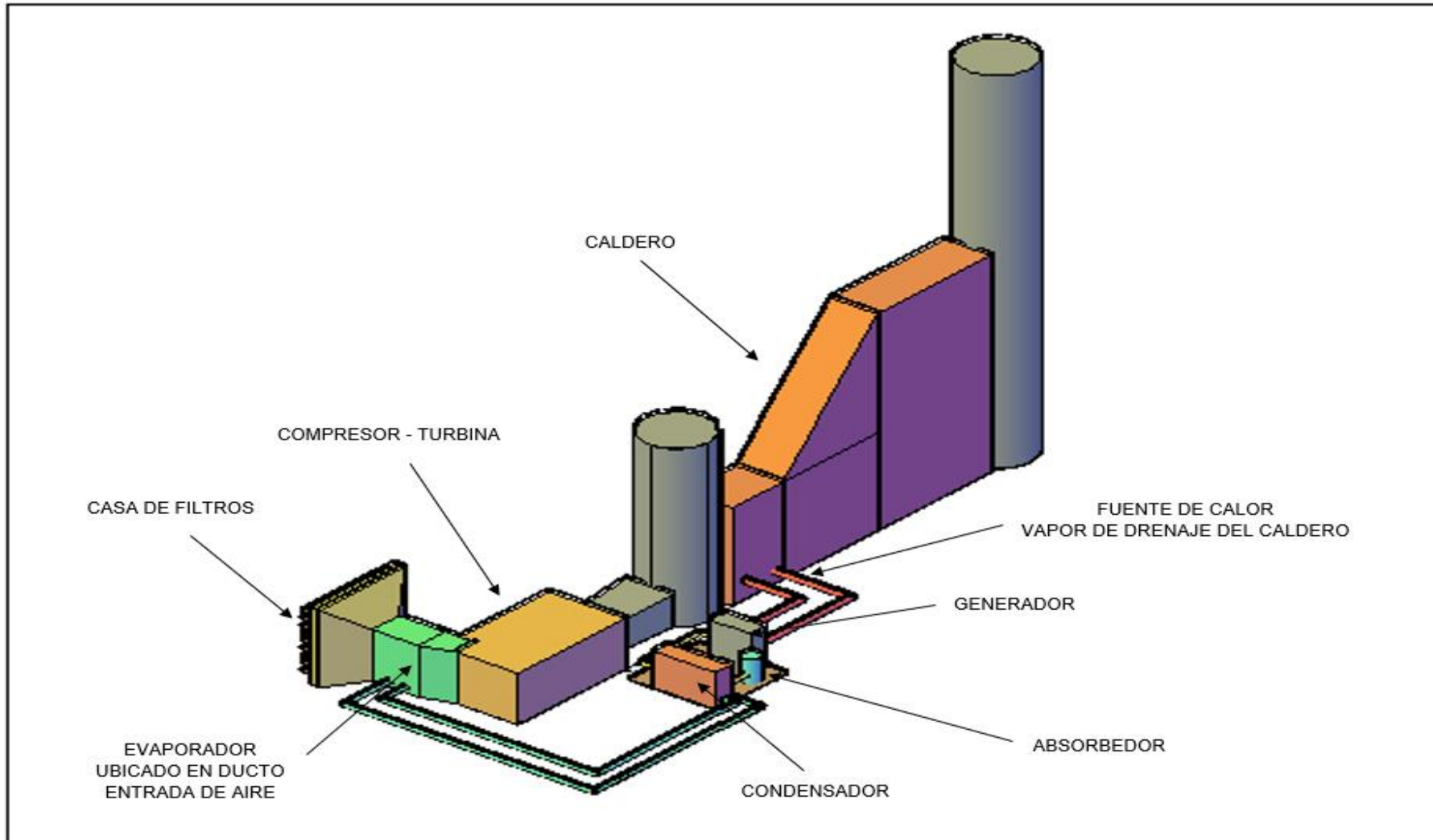
PROBLEMA GENERAL	OBJETIVO GENERAL	HIPOTESIS GENERAL	VARIABLES				METODOLOGIA	TECNICA E INSTRUMENTOS
¿Como Diseñar el sistema de enfriamiento por absorción para aumentar la eficiencia térmica de la turbina de gas N°3 de la central termoeléctrica KALLPA GENERACIÓN S.A., región Lima, 2022?	Diseñar el sistema de enfriamiento por absorción para aumentar la eficiencia térmica de la turbina de gas N°3 de la central termoeléctrica KALLPA GENERACIÓN S.A., región Lima, 2022	El diseño del sistema de enfriamiento por absorción aumentará la eficiencia de la turbina en la central termoeléctrica KALLPA GENERACIÓN S.A., región Lima, 2022	VARIABLE INDEPENDIENTE	DIMENSIONES	INDICADORES	INDICE	Tipo de investigación: Tecnológica	<b>TECNICA:</b> Técnica documental  <b>INSTRUMENTO:</b> Registro de datos, manuales y fichas técnicas.
			Sistema de enfriamiento por absorción (LiBr/H <sub>2</sub> O)	Características termodinámicas en la admisión de aire de la turbina.	Temperatura	°C	Aplicada	
					Presión	Pa		
					Densidad del aire	Kg/m <sup>3</sup>		
				Cálculo de la carga de enfriamiento	capacidad frigorífica	KW		
Análisis de costos	Costos de implementación	Dolares	Costos de recuperación de capital	Dolares				
PROBLEMA ESPECIFICO N°1	OBJETIVO ESPECIFICO N°1	HIPOTESIS ESPECIFICA N°1	VARIABLE DEPENDIENTE					Enfoque
¿Cómo determinar los parámetros de temperatura y presión en la admisión de aire de la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación?	Determinar los parámetros de temperatura y presión en la admisión de aire de la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación.	H1: La determinación de los parámetros de temperatura y presión en la admisión de aire de la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación se logrará calcular los nuevos parámetros de operación.	eficiencia de la turbina N°3	Potencia actual	Eficiencia actual	%	Cuantitativo	
PROBLEMA ESPECIFICO N°2	OBJETIVO ESPECIFICO N°2	HIPOTESIS ESPECIFICA N°2		Diseño				
¿Cómo calcular la capacidad de enfriamiento del evaporador en la admisión de aire de la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación?	Calcular la capacidad de enfriamiento del evaporador en la admisión de aire de la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación.	H1: Al calcular la capacidad de enfriamiento del evaporador en la admisión de aire de la turbina de gas N°3 de la central Kallpa Generación se dimensionará el		Aplicativo				
PROBLEMA ESPECIFICO N°3	OBJETIVO ESPECIFICO N°3	HIPOTESIS ESPECIFICO N°3		Metodo				
¿Cómo determinar los costos de instalación del sistema de enfriamiento por absorción en la admisión de aire en la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación?	Determinar los costos de instalación del sistema de enfriamiento por absorción en la admisión de aire en la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación.	H1: al determinar los costos de instalación del sistema de enfriamiento por absorción en la admisión de aire en la turbina de gas N°3 de la central térmica Kallpa Generación se podrá evaluar la viabilidad de implementación del proyecto.	Potencia final	Eficiencia final	%	Sistémico		

**10.2. Esquema del sistema de refrigeración por absorción en la entrada de aire del sistema de generación de energía (turbina de gas)**





### 10.3. Esquema del sistema de refrigeración y generación



## 10.4 Ficha técnica gas turbine longitudinal

### GENERAL DESCRIPTION

The Siemens Energy, Inc. SGT6-5000FD(3) Gas Turbine includes a 16-stage high efficiency axial flow compressor with variable inlet guide vanes. It also includes a combustion system featuring advanced cooling and a multifuel capability. Within this system is an installed combustion chamber, which houses 16 individual combustors. These combustors are arranged in a circular pattern around the circumference of the turbine assembly. The four-stage reaction-type turbine incorporates advanced cooling design characteristics and single row 1 vanes. Corrosion-resistant coatings are also integrated into the SGT6-5000FD (3) design to reduce metallic wear.

### SYSTEM OPERATION

Upon start up, atmospheric air is drawn through the inlet manifold and inlet casing into the compressor. Air is then pressurized and forced into the combustion chamber where it is directed to the combustors in a steady flow. Fuel delivered into the combustors is burned. This process raises the pressure and temperature of the air and combustion product mixture. This mixture, a compressed, heated gas, then flows through the turbine. As heat energy is absorbed and converted into mechanical work of rotation, pressure and temperature values are dramatically reduced. A portion of the power developed by the turbine is used to drive the generator and collector assembly. Gas is expelled through the exhaust diffuser and axial exhaust manifold into the exhaust system.

To ensure good starting characteristics, interstage bleeds are fitted in the 6th and 10th stages of the compressor. These bleeds open when the starting cycle begins and close when the turbine reaches near synchronous speed.

Correct turbine-generator alignment is maintained by rigid compressor end pedestals and flexible turbine end supports. The flexible turbine supports allow for variations in thermal expansion and contraction.

### Design Features

The Siemens Energy, Inc. SGT6-5000-FD (3) Gas Turbine incorporates a variety of engineering advancements and design features, which have been proven by successful field operation of Siemens Energy, Inc. Gas Turbine models. These features include the following:

- A two-bearing rotor to avoid alignment problems.
- Readily accessible bearings that operate below atmospheric pressure, reducing shaft seals to an absolute minimum.
- Individually keyed compressor blades that can be removed and re-installed without disturbing other blade rows or removing the rotor.
- Turbine blades can be replaced without disturbing other rows or removing the rotor.
- Flexible turbine supports provide for expansion and contraction, due to varying thermal conditions, without disturbing turbine cylinder alignment.
- Cooling air is directed to turbine components to protect them from the high temperature gas stream, assuring reliability and long life.

- A tangential strut support system for the turbine end bearing. This exclusive design developed by Siemens Energy, Inc. is capable of holding the bearing on centerline for all conditions of load and temperature.

#### Bearings

A thrust bearing is installed in a housing secured to the forward end of the inlet casing. Bearing shoes contact a rotating collar that is an integral part of the rotor shaft. This serves to maintain axial position of the rotor.

©2008 Siemens Energy, Inc.

### INLET CASING SECTION

The inlet casing is cast from carbon steel. It acts as a smooth boundary passage for air flowing into the compressor and provides a housing for the journal bearing. The journal bearing housing is machined into the inlet casing with close concentricity tolerances; no bearing adjustment is required. Variable inlet guide vanes are installed in the casing to modulate atmospheric airflow during the starting cycle. These vanes are located in front of the 1st stage compressor blades. During shutdown, the vanes are fully closed to 35° with a cool down sequence at FSNL. Once this sequence is completed the IGVs are completely shutdown to 53°. When the turbine is started, they are repositioned to an intermediate angle of 35°. The IGVs are to remain at the 35° position up to 3600 rpm and synchronization. The IGV schedule will need to be defined based on the project-specific CSS document, which will specify the part load OTC schedule as a function of normalized load. This schedule will be based on contractual operational requirements. During normal engine loading, the IGV schedule based on normalized load can be used at the closed loop iteration to obtain the desired OTC point. The IGV should commence modulation above approximately 49 % normalized load.

The forward journal bearing is installed in the inlet casing with a stop pin to prevent bearing rotation. Both ends of the bearing contain a floating seal to hold pressurized oil and to control oil flow through the bearing.

The bearings are pressure lubricated with oil from the lubricating oil reservoir. To monitor bearing temperature, two shoes are positioned on each side of the shaft thrust ring and a pad is positioned in the journal bearing. Both shoes and pads are equipped with temperature sensing thermocouples. These thermocouples monitor temperature conditions of the Babbitt lining through physical contact and relay temperature data to the turbine control system. Operator Instructions:

Operation above a lube oil supply temperature of 68 °C (155 °F) is dangerous to the machine integrity and corrective action must be taken.

#### Seals

Oil seals are installed in the forward end of the thrust bearing housing to deter external leakage. Oil is prevented from creeping along the rotor shaft to the compressor section using oil seals. These seals are installed in a housing located at the aft end of the inlet casing.

### COMPRESSOR AND COMBUSTOR SECTION

The compressor cylinder and compressor combustor cylinder are bolted together at a vertical joint to form a compression chamber. This combined casing houses the stationary diaphragms of the 16-stage compressor. It additionally incorporates the 6th and 10th stage bleed air manifolds as well as a manifold for air extracted at the 13th stage. This manifold supplies cooling air to 2nd stage turbine vanes. High-pressure bleed air from the 10th stage manifold is diverted in the piping to provide cooling air to the 3rd stage turbine vanes. Low-pressure bleed air is diverted in the same way to cool 4th stage turbine vanes.

The compressor cylinder rests on pedestals that form a rigid support for the compressor end of the turbine. Axial movement due to thermal expansion and contraction is transferred to the flexible support on the turbine cylinder section.

#### Compressor Diaphragm

A stationary diaphragm stage is located aft of each rotating stage in the compressor. Each diaphragm stage consists of diaphragm segments that form a 360° ring. Diaphragms on all rows are made from 400 series stainless steel for optimum corrosion resistance and mechanical damping. A typical diaphragm structure consists of a stage of airfoils positioned between an inner and an outer shroud. In stages 9 through 15, the inner and outer shrouds are integral with the vane prior to being fabricated into a diaphragm. The outer shroud is machined to fit into grooves in the compressor cylinder base or cover and compressor blade ring. Interstage seals located inboard of the inner

shroud on each diaphragm row minimize backflow leakage between the diaphragm and rotor. This therefore contributes toward overall compressor efficiency. Compressor diaphragms or compressor blade rings are removable with the rotor in place. This permits inspection of all stationary blading without disturbing any rotating components.

#### Combustion Chamber

The turbine cylinder encloses the combustion chamber. This forms a low velocity plenum into which compressor discharge air flows. Combustion components are part of the compressor combustor cylinder assembly.

Fuel combustion occurs in each of the 16 combustors. These combustors generate a supply of compressed heated gases that are used to drive the turbine and power the generator and collector assembly. Combustors are arranged in a circular pattern around the circumference of the turbine assembly. Beginning at the one o'clock position, combustors are numbered 1 through 16 in a clockwise direction looking from the forward end of the turbine.

Hot gases are directed from the combustor baskets to the transition pieces where they are further directed toward the turbine. Upper and lower seals, located at each transition piece outlet, include openings that accommodate compressor airflow. This provides profile protection as hot gases enter the first row of turbine stationary vanes.

Each combustor consists of a cylindrical type combustor basket that is rigidly anchored at its upstream end. A transition piece is also installed and is directly connected to the combustor basket through a semi-flexible fit

between combustor basket spring clips and transition piece inlet ring. Each combustor is fabricated from coiled, rolled nickel-base chromium alloy sheets. This high-stress material has properties that resist the effects of high temperature and pressure present during fuel combustion.

Fuel nozzles are located upstream of the combustor baskets. Collectively, these nozzles force fuel through the combustor baskets. Here it is mixed with pressurized air directed from the compressor. Swirlers in each combustor basket are designed for maximum turbulence during the fuel/air mixing process.

Spark plug igniters are installed in combustor baskets 6 and 7 to ignite the fuel/air mixture during the start cycle. Upon ignition, differential pressure acting on the underside of the spark plugs forces their spring-loaded electrodes to retract from the hot flame area. This feature prevents the electrodes from burning up in the start cycle. After turbine shutdown, an internal spring, located within the body of each spark plug, forces the electrodes to return to their ignition position within the combustor basket.

Cross-flame tubes provide a common connection between all combustor baskets to ensure even ignition during start-up. The standard package consists of Software Ignition Detection System. The unit's ignition system will be dependent on relative values of blade path thermocouples. The Optional Package includes both the UV Flame Detection Software and Software Ignition System in parallel. The UV flame detection system is required only if the regional regulations do not allow operation of the engine without the flame detection system.

Operator Instructions:

Action must be taken to reduce the blade path temperature spread alarm within 12 hours from the time of the alarm.

If the cause of the high temperature spread cannot be determined within 12

hours of engine operation, the engine must be shutdown normally.

A record of all blade path thermocouple readings must be acquired from each start-up after reaching the desired load. Instructions shall be given that failed thermocouples must be replaced within 12 hours.

If three (3) or more thermocouples are found to be open (failed), the engine is to be shutdown normally.

Fuel Nozzles

Fuel is metered and introduced into the upstream end of each combustor basket by means of a fuel nozzle. The fuel nozzles are externally accessible for easy removal.

Gas fuel is injected into three or four stages: Pilot, A, B, and C (for configurations with tophat injection or pilot premix feature.) The pilot is a mini-diffusion flame injector, and provides stability for the premixed A-, B-, and C-stage.

Oil fuel is injected through pilot, stage A, and stage B. There is no C-stage feature for oil fuel. The A- and B-stages may be fitted with one of two types of injectors. For units with high or uncontrolled NO<sub>x</sub> limits on oil, injectors with simple orifices are used. These injectors do not use water injection for NO<sub>x</sub> control. For units that required reduced emissions on oil fuel, the advanced photoetched injectors are used. The photoetched oil tips atomize the oil into a very fine spray. The oil evaporates quickly and requires water injection at higher loads both to keep the nozzle tips cool and for additional NO<sub>x</sub> reduction.

The gas fuel nozzle consists of an annular flow passage from which the gaseous fuel is distributed through accurately machined orifices arranged in a circular pattern about the

nozzle centerline, and subsequently injected into the combustor basket. The dual-fuel nozzle is composed of separate liquid and gas fuel nozzle subassemblies assembled together to form one unit.

Water is used to control emissions from the combustion process. In some cases during gas fuel operation, water is injected directly into the pilot nozzle gas flow passage. When the turbine is operating using liquid fuel, water is mixed with the fuel oil just prior to entering the nozzle and then the oil water mixture is injected directly through the nozzle.

#### Torque Tube Seals

Filtered cooling air is supplied to the torque tube seal housing through four pipes that run through the combustion chamber. Part of the air is used by the torque tube sealing system to separate compressor and turbine environments. Remaining air is channeled to the turbine rotor to cool rotating blade roots, disc serrations, and surrounding areas of the turbine rotor. Cooling air temperature is monitored by a thermocouple in the supply line from the cooler.

#### TURBINE CYLINDER SECTION

The turbine cylinder is fabricated from 2.25Cr1.0Mo steel alloy. It encloses the combustion chamber and provides a housing for the four stages of turbine stationary vanes (blade ring assemblies). Each blade ring assembly consists of vane and ring segments that are mounted into grooves of isolation rings. These isolation rings are then mounted into the blade ring. Isolation rings, turbine vane segments, and ring segments are retained and positioned in the blade ring with screws and radial torque pins. Turbine vane segments are cast with integral inner and outer shrouds from a high heat resistant alloy.

The vanes direct the high velocity flow of expanded hot combustion gases against the turbine blades causing turbine rotor rotation. Ring segments serve as liners for the rotating blade flow path. Small gaps allow for thermal expansion and contraction between the segments and blade ring. A continuous flow of cooling air is directed through the hollow vanes to protect them from excessive temperature. The blade ring assembly within each stage forms an individual unit radially keyed to the turbine cylinder. This permits easy access to any turbine row. In addition, a rollout system accommodates the removal or re-installation of an entire blade ring assembly without disturbing the rotor or remaining turbine stages. Leakage past each stationary row is reduced to a minimum by a seal structure. This consists of a seal support ring radially keyed to vane segments. The seal ring is maintained at an optimum operating temperature by cooling airflow. After passing through the vanes, cooling air is directed over the seal before entering the disc cavity area. Cooling air is then directed to the main gas stream. Airflow prevents hot gases from entering the disc cavity. Disc cavity environment temperature is continuously monitored by thermocouples. Cooling system design permits a relative radial thermal growth between the vane segments and seal support ring, permitting the use of minimum radial seal clearance.

#### Operator Instructions – Special Checks During Initial Start-Up and After Overhaul

During initial start-up, and after each engine overhaul or disassembly of the cooling air system, the temperature limits given below also apply.

Reading	Expt Range	Max Allowed
DC2	357-413 °C (675-775 °F)	421 °C (790 °F)
DC3	316-413 °C (600-775 °F)	421 °C (790 °F)
DC4	260-371 °C (500-700 °F)	399 °C (750 °F)
DC5	232-371 °C (450-700 °F)	399 °C (750 °F)

The amount of cooling air for R2 (13th Stage Compressor Bleed) and R3 (10th Stage Compressor Bleed) is regulated by means of valve modulation. Disc cavity temperatures are monitored, with feedback that will control these valves.

For R2, DC-2 temperature is to be maintained at 413 °C (775 °F), based on the higher DC-2 thermocouple reading. For R3, DC-3 temperature is to be maintained at 413 °C (775 °F), based on the higher DC-3 thermocouple reading.

The cylinder shell contains a port to extract compressor air, which is cooled and filtered before it is returned to the compressor combustor for rotor cooling. Ports are installed to permit the flow of air at each turbine stage in order to maintain safe blade ring temperature. Ports are also provided to allow insertion of boroscope equipment for inspection of internal parts.

The turbine trunnion support forms part of the turbine cylinder section. Its purpose is to provide a rigid vertical restraint while allowing free axial and flexible lateral growth of the turbine cylinders. A flexible rod located at the bottom of the turbine cylinder supplements the trunnion support. This device permits axial and vertical cylinder

growth while holding the cylinder on the centerline.

## EXHAUST CYLINDER SECTION

Exhaust cylinder fabrication consists of the bearing housing, inner and outer cones of the exhaust diffuser, and outer case. Collectively, these components are joined together through the use of a strut system. The strut system consists of six tangential struts equally spaced around the circumference. It is, however, disposed tangentially with respect to the bearing housing. These struts run from the bearing housing to the outer case. In the hot gas environment of the exhaust diffuser, the tangential struts are shielded inside another set of struts that are hollow and serve as supports for the exhaust diffuser cones. In this way, tangential struts are protected from the hot exhaust gas by envelopes of cooler air around them. This results in a strut system that is less sensitive to transient temperatures. Growth of the outer case and struts is accommodated by bearing housing rotation. The system provides a low stress rigid support, which is capable of holding the bearing on center under various load and temperature conditions.

A static seal structure separates the tunnel around the bearing housing from turbine disc cavity No. 5. Openings in the bearing housing wall provide passages through which tunnel air is aspirated into cavities of the bearing sealing system. Part of the aspirated air leaks through the air-to-oil seals finding its way into the bearing chamber where a small vacuum exists. The remaining aspirated air moves in the opposite direction flowing through an air seal into disc cavity No. 5. Disc cavity air is



continuously sucked into the flow path by exhaust flow in the exhaust diffuser. This air aspiration arrangement maintains continuous ventilation through the bearing tunnel and provides adequate environmental control.

The journal bearing, installed in the bearing housing, is the same type of bearing installed in the bearing housing of the inlet casing.

## **EXHAUST MANIFOLD SECTION**

The exhaust manifold section consists of the exhaust manifold itself. This manifold serves as an extension of the exhaust diffuser. Flow is reduced without becoming excessively turbulent. Stabilization of exhaust flow further improves gas turbine performance and serves as an aerodynamic transition to the exhaust system.

The exhaust manifold is made up of an outer and inner cylinder held together by two hollow airfoil struts located inside. The outer cylinder has the shape of a truncated cone. The inner cylinder, in conjunction with the inner cone of the exhaust diffuser, forms an enclosed chamber around the gas turbine centerline. An access passage to this chamber and a channel for pipe and conduit lines running to the bearing area are provided through the hollow struts.

The manifold is connected to the exhaust system by an expansion joint. This joint accommodates axial growth of the unit due to thermal expansion and contraction. It also prevents external load from being imposed on the exhaust manifold.

Compressor interstage bleed lines are routed and connected to exhaust into the heat recovery steam generator.

## **COMPRESSOR AND TURBINE ROTOR ASSEMBLY**

The turbine rotor assembly consists of a bladed compressor shaft and a bladed turbine rotor bolted together. It is supported on two pressure-lubricated tilting pad journal bearings.

### **COMPRESSOR SHAFT**

The compressor shaft incorporates 13 discs that are mounted as an assembly using 12 shaft bolts.

Compressor blades are made up of chromium material to accommodate damping for all modes. Dovetail roots are designed to provide root damping under fundamental tangential modes.

The compressor shaft supports 16 rows of blades. Each blade row is designed to accomplish increasing stages of air compression.

### **TURBINE ROTOR**

The turbine rotor is made up of a torque tube and four turbine discs held together with special through-bolts forming a single operating unit.

The torque tube section is a hollow cylinder that provides a torque carrying connection between the compressor shaft and turbine rotor. This section also directs cooling air to the turbine discs.

Turbine discs are made from alloy steel forgings. Each disc incorporates a curvic coupling in its face that is used to engage another disc. The curvic coupling is a toothed connection member with characteristic curveshaped teeth. These teeth are spaced circumferentially around its face. In one coupling member, the teeth are hourglass shaped while teeth of the mating member are barrel shaped. When these parts are engaged, the teeth form a simple yet highly accurate disc-to-disc connection with sufficient

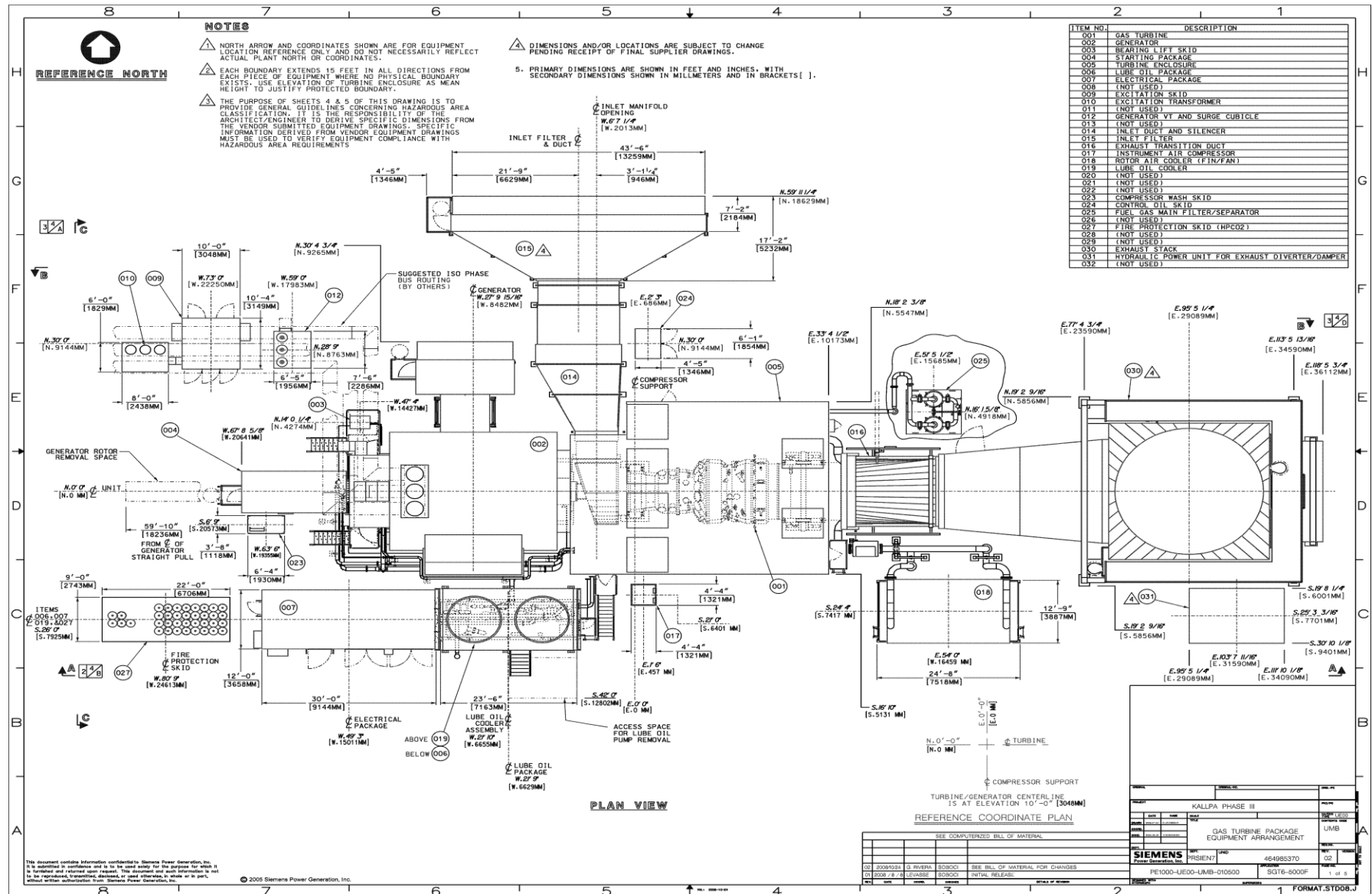
elasticity to accommodate thermal expansion and contraction.

The turbine blades are cast from high-heatresistant alloy steel. Each blade has side entry firtree shaped roots. Any blade can be removed and replaced without disturbing the other blade rows or lifting the rotor.

Blade roots and disc rims are isolated from hot gases by a patented inlet and exhaust side plate system. The inlet side plates provide an annular air plenum. This plenum accepts cool filtered air from the inner rotor and directs it axially into the blade root and disc groove areas. The 1st, 2nd, and 3rd stage blades incorporate a series of blade holes that are used to discharge cooling air radially into the gas stream.

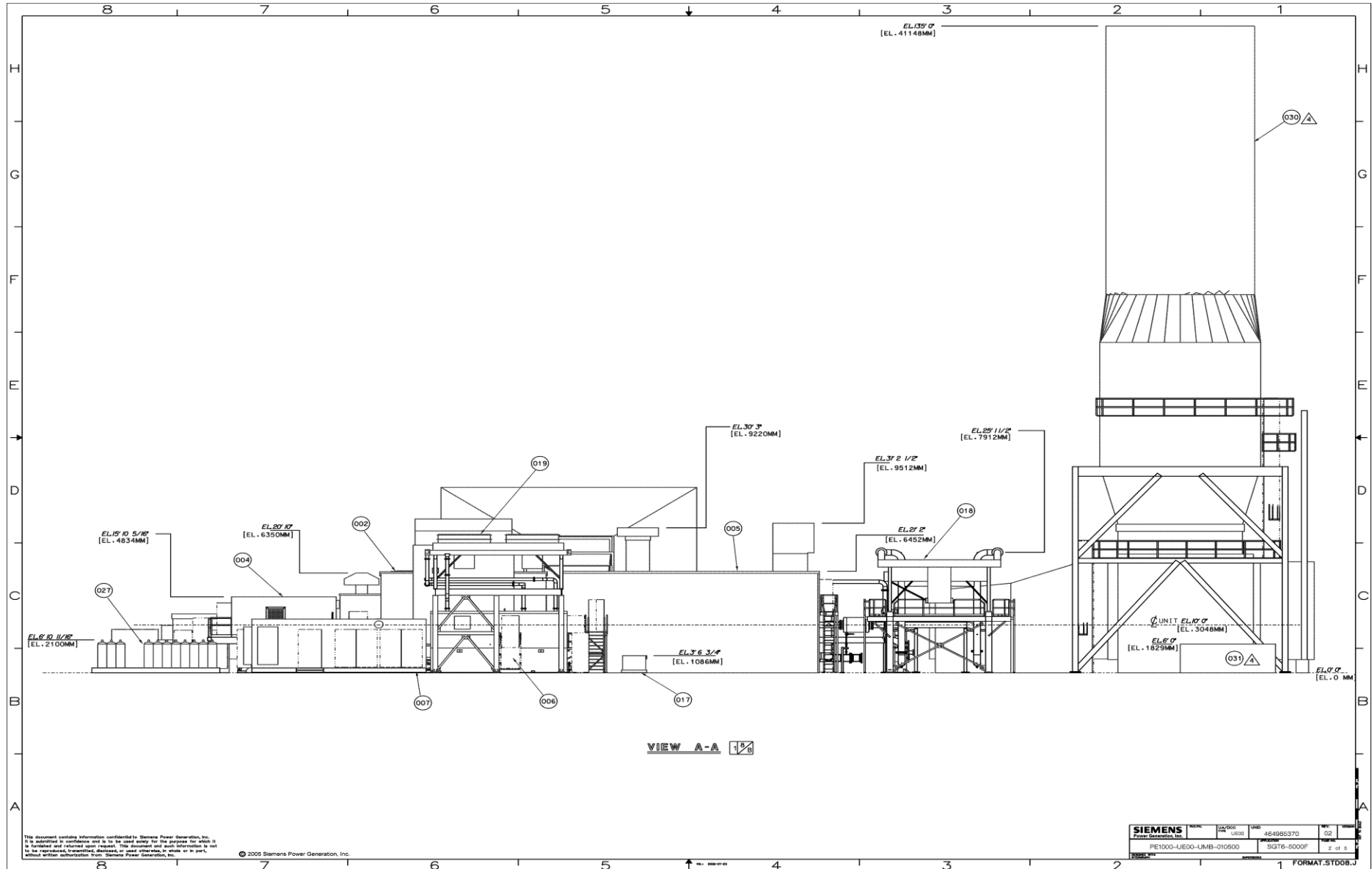
# GAS TURBINE LONGITUDINAL

Siemens Confidential



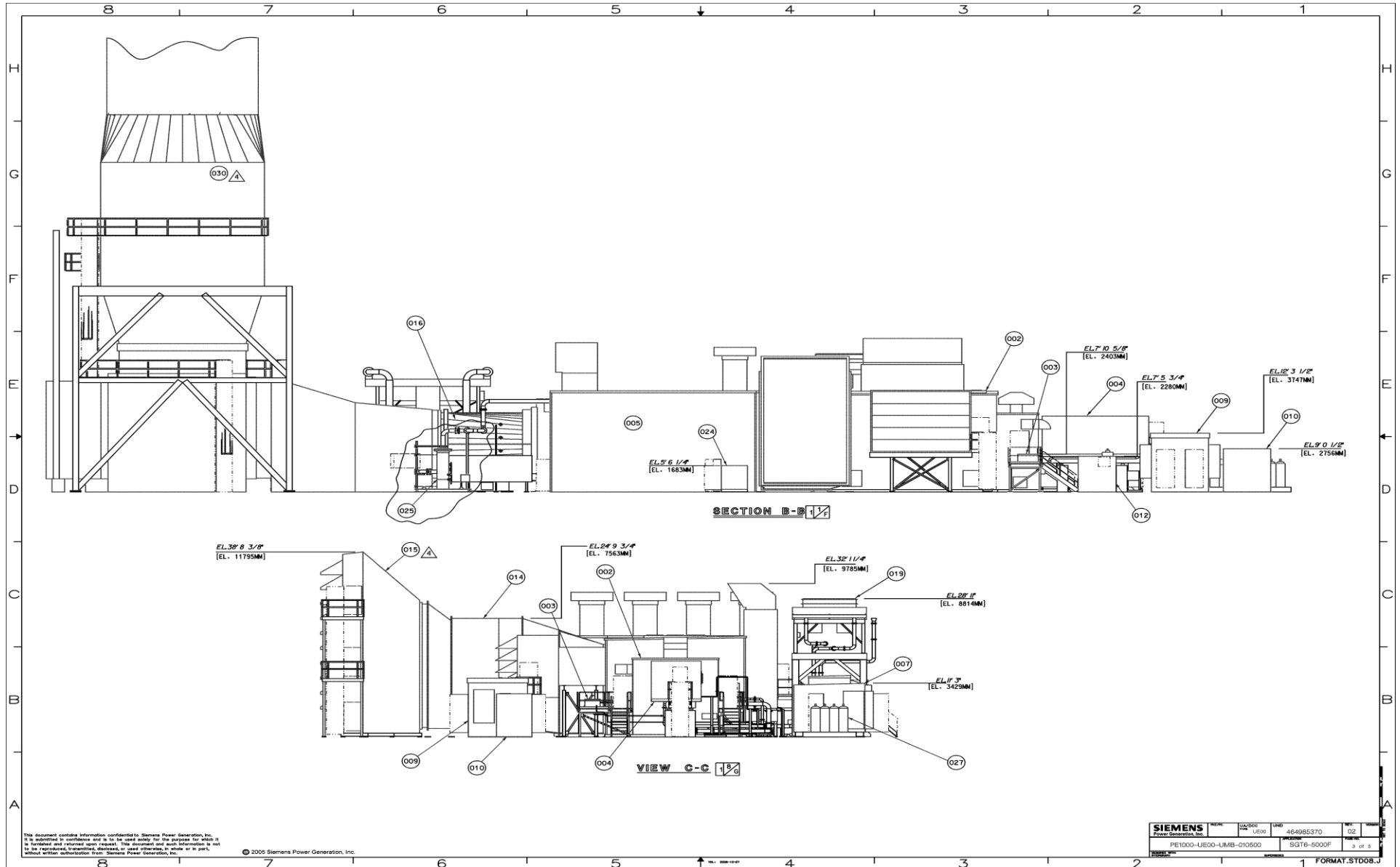
# GAS TURBINE LONGITUDINAL

Siemens Confidential



# GAS TURBINE LONGITUDINAL

Siemens Confidential



Descargar de Mendeley

<https://www.mendeley.com/DOWNLOAD-DESKTOP/>

Video de clase 17/05/2022

[https://drive.google.com/file/d/1JHwc\\_iehho3U\\_nae28AO3TFmgExEL76/view?usp=sharing](https://drive.google.com/file/d/1JHwc_iehho3U_nae28AO3TFmgExEL76/view?usp=sharing)