



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



Diseño de un Banco de Pruebas para Turbinas a Gas

Nava Yexika
Rodríguez Miguel

Valencia, Noviembre del 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



Diseño de un Banco de Pruebas para Turbinas a Gas

TRABAJO ESPECIAL DE GRADO PRESENTADO ANTE LA ILUSTRE
UNIVERSIDAD DE CARABOBO PARA OPTAR AL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO

Nava Yexika
Rodríguez Miguel

Valencia, Noviembre del 2009



UNIVERSIDAD DE CARABOBO
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA DE INGENIERÍA MECÁNICA



Diseño de un Banco de Pruebas para Turbinas a Gas

Tutor académico:
Prof. Ing. Adriana Herrera.

Autor:
Nava Yexika
Rodríguez Miguel

Valencia, Noviembre del 2009

Dedicatoria

A mis padres y a mis hermanas, quienes a lo largo de toda mi carrera han estado presentes en todo momento, brindándome apoyo para seguir adelante y ofrecerme los beneficios necesarios que ayudaron a lograr mis metas de manera tranquila y confortante.

Yexika Nava

A Dios. Y a todas aquellas personas que permitieron que este mi sueño fuera realidad.

Miguel Rodríguez

Agradecimientos

A Dios, por estar conmigo aun cuando dudé de él.

A mis padres Yesenia de Nava y Miguel Nava porque sin ellos esto no hubiera sido posible, gracias por ayudarme, acompañarme incluso malcriarme, gracias por ser mis amigos, mis compañeros, y sobre todo gracias por ser mis padres.

A mis hermanas, Yesenia y Yeruska por estar siempre a mi lado, hacerme reír, llorar, por ayudarme y fastidiarme, las tengo presentes en todos mis momentos.

Yexika Nava

Quiero expresar mi más sincero agradecimiento a todas aquellas personas que de una u otra manera me brindaron su apoyo, ayuda y colaboración en el logro de mi Trabajo Especial de Grado.

Miguel Rodríguez

Resumen

Debido a la necesidad de la empresa PDVSA GAS de mejorar los procesos de instalación y puesta a punto de sus equipos se plantea el presente trabajo que tiene como objetivo principal diseñar un banco de pruebas para turbinas a gas para la empresa. En este caso para turbinas centauro 40 de la marca Solar turbines.

Para la consecución del objetivo anteriormente planteado se estudiaron las características de las turbinas a gas a ensayar, así como los distintos sistemas que las componen, y se analizaron las variables que más influyen sobre cada uno de los sistemas estudiados, todo esto con el fin de poder desarrollar toda la ingeniería asociada al sistema de medición y control de las variables involucradas en la operación de las turbinas en el banco.

El proyecto contempla el desarrollo de la fase de diseño de todos los elementos mecánicos necesarios para la implantación del banco de pruebas para turbinas a gas, como la estructura del patín de apoyo donde se instalan las turbinas a utilizar.

Como resultado de este trabajo, se logra desarrollar una celda de pruebas que permite ensayar las turbinas a gas después de ser ensambladas y reparadas, el cual cuenta con sistemas de adquisición y procesamiento de datos, con el fin de detectar fallas en ellas y solucionarlas de manera más fácil y eficaz.

Índice de tablas

Tabla	Pág.
4.1 Valores nominales de operación	30
4.2 Efectos de las condiciones de la instalación en el rendimiento	31
4.3 Condiciones de alcance máximo	35
4.4 Características de las ruedas seleccionadas	63
4.5 Componentes del sistema de arranque neumático	65
4.6 Descripción de los componentes del sistema de arranque	66
4.7 Componentes del sistema de gas combustible	69
4.8 Descripción de los componentes de gas combustible	72
4.9 Componentes del sistema de aceite lubricante	79
4.10 Descripción de los componentes del sistema de aceite lubricante	81
4.11 Flujos de efectivos obtenidos por periodo y VAN.	102

Índice general

Índice general	Pág. i
Índice de figuras	v
Índice de tablas	vi
Resumen	vii
CAPÍTULO 1 Planteamiento del Problema	1
1.1 Situación problemática, 1	
1.2 Objetivos, 2	
1.2.1 <i>Objetivo General</i> , 2	
1.2.2 <i>Objetivos Específicos</i> , 2	
1.3 Justificación, 3	
1.4 Alcance, 3	
1.5 Limitaciones, 3	
1.6 Antecedentes, 4	
CAPÍTULO 2 Marco Teórico	7
2.1 Bases Teóricas, 7	
2.1.1 <i>Turbinas</i> , 7	
2.1.2 <i>Instrumentación Industrial</i> , 11	
2.1.3 <i>Instrumentación Virtual</i> , 15	
2.1.4 <i>Sistema de Adquisición de datos</i> , 17	

CAPÍTULO 3 Marco Metodológico	20
3.1 Nivel de la investigación, 20	
3.2 Diseño de la investigación, 20	
CAPITULO 4 Diseño del Banco de Pruebas	23
4.1 Estudio del taller central de operaciones del taller central de operaciones de la empresa PDVSA Gas, 23	
4.1.1 Selección de área de taller para el banco de pruebas, 24	
4.1.2 Características de la estación de suministro de gas, 25	
4.2 Turbina a gas Centauro 40, 26	
4.2.1 Flujo de aire y combustión, 28	
4.2.2 Curvas de Rendimiento, 32	
4.2.3 Método para monitoreo de las condiciones, 32	
4.3 Fallas comunes presentes en la turbina a gas centauro, 34	
4.3.1 Fallas y averías de los sistemas, 34	
4.3.2 Condiciones de alcance máximo del sistema, 34	
4.3.3 Análisis de Falla, 35	
4.4 Sistema de fijación/soporte de las turbinas a ensayar, 39	
4.4.1 Determinación de las reacciones en puntos, 41	
4.4.2 Selección del tornillo sometido a corte, 44	
4.4.3 Soporte delantero, 47	
4.4.4 Horquilla delantera, 47	
4.4.5 Flexión producida por carga excéntrica, 48	
4.4.6 Diseño de la soldadura, 49	
4.4.7 Planta centrada entre horquillas, 51	
4.4.8 Viga doble T Hiperestática HEA delantera, 53	
4.4.9 Soporte Trasero, 56	
4.4.10 Viga doble T Hiperestática HEA Trasera, 57	
4.4.11 Patín, 58	
4.4.12 Selección de Ruedas, 61	
4.5 Sistema de Apoyo de la turbina, 63	
4.5.1 Sistema de Arranque neumático, 64	
4.5.1.1 Descripción del funcionamiento del sistema, 66	
4.5.1.2 Descripción de los elementos del sistema, 67	
4.5.2 Sistema de Gas Combustible, 68	
4.5.2.1 Descripción del funcionamiento del sistema, 70	
4.5.2.2 Descripción de los elementos del sistema, 75	
4.5.3 Sistema de Lubricación, 78	

4.5.3.1	<i>Descripción del funcionamiento del sistema, 80</i>	
4.5.3.2	<i>Descripción de los elementos del sistema, 85</i>	
4.6	Sistema de adquisición y procesamiento de datos para el banco, 89	
4.6.1	<i>Componentes del sistema de control, 92</i>	
4.7	Análisis Económico del proyecto, 98	
4.7.1	<i>Datos para el análisis de rentabilidad, 98</i>	
4.7.2	<i>Premisas para el análisis de rentabilidad, 99</i>	
4.7.3	<i>Valor actual neto, 101</i>	
4.7.4	<i>Periodo de recuperación del proyecto, 102</i>	
4.7.5	<i>Tasa Interna de Retorno, 102</i>	
CAPITULO 5	Conclusiones y recomendaciones	103
5.1	Conclusiones, 103	
5.2	Recomendaciones, 105	
APÉNDICE		106
<i>Apéndice A, Memoria de Cálculo de equipos EMR</i>		
<i>Apéndice B, Justificación de las Válvulas seleccionadas</i>		
ANEXOS		109
<i>Anexo A, Planos de Taller</i>		
<i>Anexo B, Planos de la estación EMR TPL-9</i>		
<i>Anexo C, Estación EMR</i>		
<i>Anexo D, Curvas de Rendimiento de la turbina</i>		
<i>Anexo E, Catalogo Ferrum</i>		
<i>Anexo F, Catalogo de Ruedas</i>		
<i>Anexo G, Planos DIN-ISA de los Sistemas</i>		
<i>Anexo H, Hoja Isa de los instrumentos seleccionados</i>		
<i>Anexo I, Planos ISA de los Sistemas</i>		
<i>Anexo J, Diagramas de Lazo</i>		
<i>Anexo K, Catalogo del sensor de Vibración</i>		
<i>Anexo L, Datos Económicos</i>		
Referencias Bibliográficas		121
Nota: Se anexa un Cd contenido de:		
<i>Anexo A, Catálogos de la estación EMR</i>		
<i>Anexo B, Métodos para detectar fallas en turbinas</i>		
<i>Anexo C, Catálogos de los instrumentos</i>		

Anexo D, Planos de la celda de prueba
Anexo E, Análisis de Riesgo

CAPÍTULO 1

Planteamiento del Problema

1.1 Situación problemática

En la actualidad el mercado nacional de gas está en proceso de crecimiento por lo que se hace necesario aumentar la producción del mismo, lo que se traduce en el aumento de la demanda de los equipos para producción de gas, encontrándose entre ellos las turbinas a gas.

La empresa PDVSA GAS, la cual ha operado en el mercado nacional durante 20 años, es la encargada del ensamblaje e instalación de plantas productoras de gas en Venezuela y posee una línea de ensamblaje de turbinas. En esta línea no se cuenta con equipos que permitan el desarrollo de ensayos que aporten información relacionada con los datos operacionales primarios al momento del arranque de las turbinas. En consecuencia, si en campo ocurre alguna falla en la turbina al momento de su arranque, se hace necesario la desinstalación, transporte de nuevo al taller de ensamblaje para determinar las causas de dicha falla y la reparación, lo cual ocasiona pérdidas importantes de tiempo y dinero.

Contar con la tecnología para desarrollar pruebas en las turbinas, aportaría los datos operacionales primarios de dichos equipos prediciendo así fallas en la turbomáquina, minimizando la incertidumbre asociada al funcionamiento o fallo de la turbina al momento de su instalación, eliminando costos por desinstalación y transporte lo que impactaría positivamente en la productividad de la empresa al satisfacer la demanda creciente en el mercado nacional de gas.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo general

Diseñar un banco de pruebas para turbinas a gas para la empresa PDVSA GAS.

1.2.2 Objetivos específicos

- Realizar el estudio del área del taller de ensamblaje de turbinas en la empresa PDVSA GAS.
- Analizar las características de funcionamiento de las turbinas a gas a ser ensayadas para conocer las condiciones de operación y parámetros a medir.
- Analizar la información relacionada con las fallas que se presentan en las turbinas a ser ensayadas para conocer los criterios de detección.
- Diseñar la estructura del sistema de fijación/soporte de las turbinas de acuerdo con las características de los modelos de turbinas a ensayar.
- Diseñar el sistema de control de las variables involucradas en la operación de las turbinas en el banco.
- Diseñar el sistema para la adquisición y procesamiento de datos para el banco.

- Realizar el análisis económico del proyecto.

1.3 Justificación

La realización del diseño planteado se justifica debido a los siguientes aspectos:

a) La necesidad existente en la empresa PDVSA GAS de mejorar los procesos de instalación y puesta a punto de sus equipos con la finalidad de cubrir la creciente demanda existente en el mercado nacional de gas.

b) La necesidad de minimizar fallas en las turbinas al momento de arranque.

c) La puesta en práctica de los conocimientos adquiridos durante el desarrollo de la carrera por parte de los autores del presente trabajo y a la vez el adiestramiento en la planificación y desarrollo de estrategias de investigación en la ejecución de un proyecto de ingeniería.

1.4 Alcance

El proyecto contempla el desarrollo de la fase de diseño de todos los elementos necesarios para la implantación del banco de ensayos para la turbina a gas de Solar Turbines modelo centauro 40, pero queda de parte de la empresa la ejecución de la fase de implementación.

1.5 Limitaciones

El proyecto se desarrollará de acuerdo con las condiciones y normas seguridad existentes en la empresa al momento de acceder a sus instalaciones, (usar casco, lentes y botas de seguridad), empleando la información bibliográfica disponible acerca de turbinas a gas quedando

restringidos en aquellos casos que dicha información sea confidencial, lo cual juega un papel importante dentro del desarrollo del mismo.

1.6 Antecedentes

Troshchenkov y Voloshchenkov (1976) estudiaron la fatiga en los álabes de una turbina de gas con cambios programados de temperatura. Se observó que los álabes están expuestos a diversos factores siendo los más importantes cargas de tracción y flexión causadas por las fuerzas centrífugas en la masa de los álabes, por la desigualdad de la densidad en el flujo y otros factores (las vibraciones del motor, etc.). También se presenta corrosión causada por el flujo de gas y altas temperaturas. Las turbinas de gas sufren repentinos cambios en las rutinas de funcionamiento, estos conducen a la acumulación de material y a la reducción de los álabes lo que afecta al funcionamiento de las mismas. Se llegó a la conclusión de que es necesario estimar la vida y fiabilidad de los alabes de las turbinas para poder programar cambios de los mismos antes de que disminuya la eficiencia del proceso.

IOtech (2003) desarrolló una prueba de vibración de una turbina de generación usando el software ZONICBOOK. Los ingenieros de este centro de investigación diseñaron y construyeron un equipo capaz de captar frecuencias naturales (vibraciones). También diseñaron un equipo de menor tamaño, portátil y de mayor fiabilidad en la adquisición de datos. El propósito de tener este equipo es determinar mejor el tipo de falla, su origen y como evitarla. El dispositivo creado ayuda a los ingenieros a verificar sus diseños de ciertas partes de la turbomáquina y afina sus modelos de elementos finitos.

El Instituto de Ciencias Industriales de la Universidad de Tokyo (2005) desarrolló una línea de investigación en el área de las turbinas de gas, enfocada en la evaluación de bancos de ensayos de aire frío y bancos de ensayo de aire caliente. En el caso de los bancos de ensayo de aire frío, el aire presurizado es suministrado a un turbo cargador que incrementa la temperatura del gas para la prueba, suministrando aire comprimido a través de válvulas que controlan los rangos de presión en la prueba de la turbina, en el caso de los bancos de ensayos con aire caliente, se logra la puesta a punto de las turbinas de gas. Los bancos cuentan con sistemas de suministro de gas líquido y ventilación de los ductos. Para estimar el desempeño y discutir la metodología para el diseño se desarrolló una simulación numérica basada en la tercera ecuación de Navier- Stokes.

Ruolong y otros (2006), diseñaron una instalación para pruebas de turbinas transónicas para estudiar el control activo del flujo, mediante el uso de la potencia de la turbina y la regeneración del aire de descarga del compresor. Fue posible simular una turbina de baja presión con temperatura de aspiración controlada y enfriamiento interno, con requerimientos netos de potencia relativamente bajos. Esta instalación complementa las plataformas para turbinas de baja velocidad con las instalaciones para operación continua de corta duración y alta velocidad, proporcionando un entorno similar a las maquinarias reales en el desarrollo de conceptos para el mejoramiento del desempeño.

Liou y Leong (2007) reseñan un laboratorio de pruebas de turbo jets y turbopropulsores para uso educativo. El laboratorio cuenta con bancos de ensayos para turbo jets y turbocompresores. Estos bancos están diseñados con el fin de obtener datos completos de los parámetros de funcionamiento, además poseen tableros en los cuales se manipula la turbomáquina, se controla el suministro de combustible, se mide la velocidad de giro, se puede variar el torque, apreciar la temperatura en distintas zonas

de la turbomáquina, etc. El banco también cuenta con sensores modificados y potenciómetros para medir la energía de empuje, cuentan con medidores de presión accesibles al operador, medidores de temperatura de los gases de salida mediante transductores termoeléctricos, y un sistema de medición de velocidad angular en el eje basado en un sensor magnético de efecto Hall. La sala de control fue diseñada de forma sencilla y segura para ayudar a los estudiantes entender la funcionabilidad de cada dispositivo y las conexiones de los suministros de la celda de ensayo. Cuenta con sistemas de parada de emergencia, entre otros. Con el uso del programa (software) Labview se desarrolló una herramienta para observar el comportamiento de la velocidad respecto al torque y así obtener curvas de funcionamiento de la máquina.

CAPÍTULO 2

Marco Teórico

2.1 Bases Teóricas

2.1.1 Turbinas

[3] Éstas son máquinas de fluido, a través de las cuales pasa un fluido en forma continua y este le entrega su energía a través de un rodete con paletas o álabes. Las turbinas constan de una o dos ruedas con paletas, denominadas rotor y estator, siendo la primera la que, impulsada por el fluido, arrastra el eje en el que se obtiene el movimiento de rotación.

Existen varios tipos de turbina, y entre los más importantes es necesario destacar a las turbinas hidráulicas, las turbinas térmicas y finalmente, nos encontramos frente a las turbinas eólicas.

2.1.1.1 Turbinas Térmicas

[3] Son aquellas cuyo fluido de trabajo sufre un cambio de densidad considerable a través de su paso por la máquina. Estas se suelen clasificar en dos subconjuntos distintos debido a sus diferencias fundamentales de diseño:

Turbinas a Vapor: su fluido de trabajo puede sufrir un cambio de fase durante su paso por el rodete; este es el caso de las turbinas a mercurio, que fueron populares en algún momento, y el de las turbinas a vapor de agua, que son las más comunes.

Turbinas a Gas: En este tipo de turbinas no se espera un cambio de fase del fluido durante su paso por el rodete.

También al hablar de turbinas térmicas, suele hablarse de los siguientes subgrupos:

Turbinas a acción: en este tipo de turbinas el salto entálpico ocurre sólo en el estator, dándose la transferencia de energía sólo por acción del cambio de velocidad del fluido.

Turbinas a reacción: el salto entálpico se realiza tanto en el rodete como en el estator, o posiblemente, sólo en rotor.

Igual de común es clasificar las turbinas por la presión existente en ellas en relación a otras turbinas dispuestas en el mismo grupo:

Turbinas de alta presión: son las más pequeñas de entre todas las etapas y son las primeras por donde entra el fluido de trabajo a la turbina.

Turbinas de baja presión: Son las últimas de entre todas las etapas, son las más largas y ya no pueden ser más modeladas por la descripción euleriana de las turbomáquinas.

2.1.1.2 Turbinas a Gas

[3] Una turbina a gas, es una turbomáquina motora, cuyo fluido de trabajo es un gas. Como la compresibilidad de los gases no puede ser despreciada, las turbinas a gas son turbomáquinas térmicas. Comúnmente se habla de las turbinas a gas por separado de las turbinas ya que, aunque funcionan con sustancias en estado gaseoso, sus características de diseño son diferentes, y, cuando en estos términos se habla de gases, no se espera un posible cambio de fase, en cambio cuando se habla de vapores sí. Las turbinas de gas son usadas en los ciclos de potencia como el ciclo Brayton y en algunos ciclos de refrigeración .

La turbina de gas utiliza una mezcla no uniforme de aceite/combustible y una llama continua. Es un motor multicomcombustible que puede aceptar cualquier líquido, gas, o combustibles emulsionados.

La mezcla se realiza en una cámara de combustión separada donde un inyector distribuye las finas gotas de combustible en el aire. La expansión ocurre y el trabajo es realizado por los álabes de turbina que rotan sin rozamiento con sus cubiertas respectivas.

Esta configuración puede tener lugar en regímenes muy altos en las cuales el flujo del gas alcanza y excede a veces la velocidad del sonido. Incluso así, el diseño se basa en velocidades máximas del gas en torno a los 0,8 a 0,9 Mach. El aire aspirado, primero se comprime hasta una presión de entre 4 a 6 Bar, entonces pasa a través del intercambiador de calor donde aumenta su temperatura, y alcanza la cámara de combustión en la que se combina con el combustible para formar un gas que, al quemarse aumentará la temperatura, aumentando por tanto también en volumen. Parte de la energía de los gases se utilizará en la turbina, otra parte en el cambiador de calor, y el resto se disipará a la atmósfera. Mientras que el motor funciona en las presiones

relativamente bajas, las energías se pueden generar solamente en los regímenes del motor relacionados directamente con el tamaño de la turbina. Así, una turbina de gas utilizada en un automóvil funcionaría a una velocidad de entre 8.000 y 70.000 rpm.

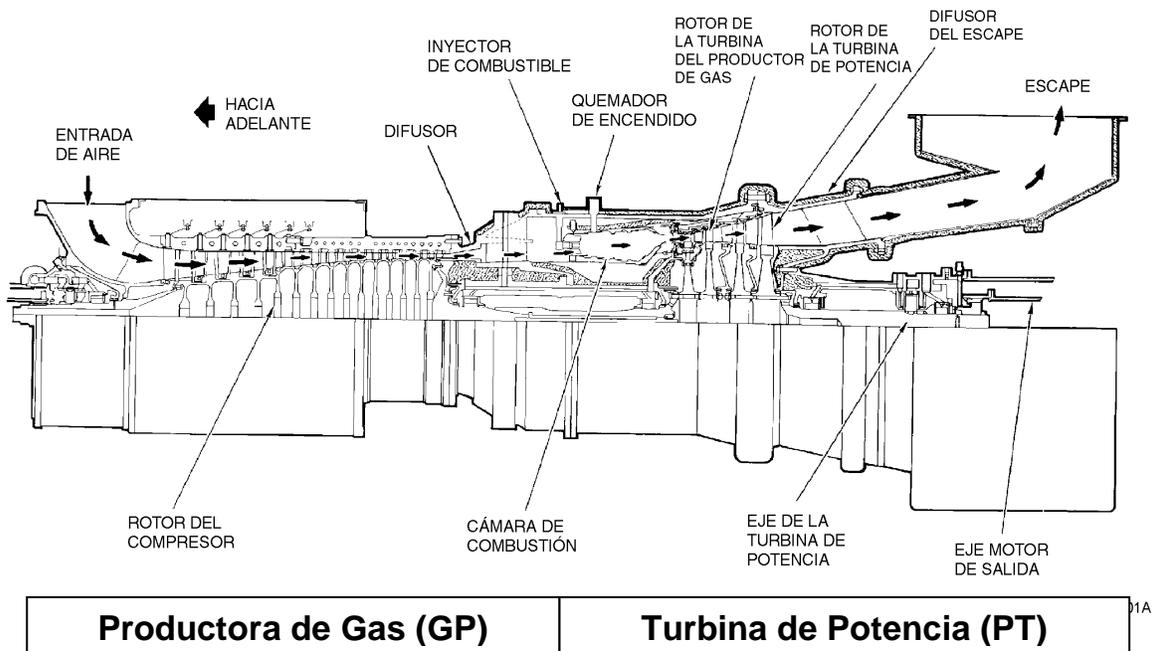


Figura 2.1. Diagrama simplificado del flujo de aire en la Turbina.

Fuente: (*Manual de operación y mantenimiento de equipo centauro 40 cs*)

2.1.1.2.1 Aplicaciones de las Turbinas a Gas

[3] En la aviación militar es muy utilizada en helicópteros, aviones de combate o caza bombarderos, en este caso se buscan turbinas con temperaturas de admisión más elevadas para lograr altas velocidades y despegues verticales así como también en la aviación comercial que utilizan aviones de turbinas de chorro (turbo-jet) y de turbina de hélice (turbo-fan), en

el ámbito de transporte en los barcos la alta potencia. Así como son usadas para la generación de electricidad las compañías de servicios eléctricos que las utilizan para cargas pico de trabajo en primer lugar; los costos de instalación y operación, siempre que se usen combustibles refinados, son favorables para trabajos intermitentes. En las tuberías de transmisión de gas las turbinas de gas han sido instaladas para impulsar compresores en medidas superiores a 22.500 KW (300 hp). Esta es una aplicación excelente ya que el gas natural es un combustible ideal y se requiere una gran cantidad de fuerza motriz.

2.1.2 Instrumentación Industrial

[1] Es el grupo de elementos que sirven para medir, controlar o registrar variables de un proceso con el fin de optimizar los recursos utilizados en éste.

En otras palabras, la instrumentación es la ventana a la realidad de lo que está sucediendo en determinado proceso, lo cual servirá para determinar si el mismo va encaminado hacia donde se desea, y de no ser así, emplear dispositivos capaces de actuar sobre algunos parámetros del sistema y proceder de forma correctiva.

La instrumentación es lo que ha permitido el gran avance tecnológico de la ciencia actual en casos tales como: los viajes espaciales, la automatización de los procesos industriales y mucho otros de los aspectos del mundo moderno; ya que la automatización es solo posible a través de elementos que puedan sentir lo que sucede en el ambiente, para luego tomar una acción de control pre-programada que actúe sobre el sistema para obtener el resultado previsto.

2.1.2.1 Características de los Instrumentos

[1] De acuerdo con las normas SAMA (Scientific Apparatus Makers Association), PMC20, las características de mayor importancia, para los instrumentos son:

Campo de medida o rango (Range) Es el conjunto de valores dentro de los límites superior e inferior de medida, en los cuales el instrumento es capaz de trabajar en forma confiable. Por ejemplo, un termómetro de mercurio con rango de 0 a 50 °C.

Alcance (Span) Es la diferencia entre el valor superior e inferior del campo de medida. Para el caso del termómetro del ejemplo, el SPAN será de 50 °C.

Error Es la diferencia que existiría entre el valor que el instrumento indique que tenga la variable de proceso y el valor que realmente tenga esta variable en ese momento.

Precisión Esto es la tolerancia mínima de medida que permitirá indicar o registrar el instrumento. Generalmente esta se expresa en porcentaje (%) del SPAN.

Zona Muerta (Dead Band) Es el máximo campo de variación de la variable en el proceso real, para el cual el instrumento no registra ninguna variación en su indicación, registro o control.

Sensibilidad Es la relación entre la variación de la entrada del instrumento y el cambio en la variable que causa este efecto.

Repetibilidad Es la capacidad de un instrumento de repetir el valor de una medición, de un mismo valor de la variable real en una única dirección de medición.

Histéresis Es la capacidad de un instrumento de repetir el valor de una medición, de un mismo valor de la variable real en ambas direcciones de medición.

2.1.2.2 Clasificación de los Instrumentos

[1] Existen dos formas de clasificar los instrumentos las cuales son:

- a.- De acuerdo a su función en el proceso.
- b.- De acuerdo a la variable de proceso que miden.

Este modo de clasificarlos no es necesariamente el único, pero se considera bastante completo.

De acuerdo a su función estos serán:

- *Instrumentos indicadores*: son aquellos que como su nombre bien dice, indican directamente el valor de la variable de proceso. Ejemplos: manómetros, termómetros, etc.

- *Instrumentos ciegos*: son los que cumplen una función reguladora en el proceso, pero no muestran nada directamente. Ejemplos termostatos, presostatos, etc.
- *Instrumentos registradores*: en algunos casos podrá ser necesario un registro histórico de la variable que se estudia en un determinado proceso. En este caso, se usarán instrumentos de este tipo.
- *Elementos primarios*: ellos convierten la variable de interés en otra variable cantidad o señal medible. (como por ejemplo placa orificio)
- *Transmisores*: estos elementos reciben la variable de proceso a través del elemento primario, y la transmiten a algún lugar remoto. Estos transmiten las variables de proceso en forma de señales proporcionales a esas variables.
- *Convertidores*: transforman un tipo de señal (proveniente de un instrumento) en otro tipo de señal que pueda procesarse por otro dispositivo o instrumento receptor.
- *Receptores*: son instrumentos que reciben la señal de instrumentos como transmisores o convertidores para su indicación y procesamiento.
- *Controladores*: estos son unos de los elementos más importante, ya que son los encargados de ejercer la función de comparar lo que está sucediendo en el proceso, con lo que realmente se desea que suceda en él, para posteriormente, en base a la diferencia o error, enviar una señal que acerque la variable del proceso a un punto de consigna.

- *Elemento final de control:* este elemento quien recibe la señal del controlador y estando en contacto directo con el proceso en línea, ejerce un cambio en este, de tal forma que la variable controlada se acerque al valor deseado. Ejemplo: válvulas de control, compuertas, etc.

2.1.3 Instrumentación Virtual

Muchas veces la realización de una medida requiere la intervención de varios instrumentos, unos generan estímulos sobre el dispositivo que se pretende medir y otros recogen la respuesta a estos estímulos. Este conjunto de equipos que hace posible la realización de la medida recibe el nombre de sistema de instrumentación. Consta de un sistema de interconexión de estos instrumentos y un controlador inteligente que gestiona el funcionamiento de todo el sistema y da las órdenes para que una medida se realice correctamente. El concepto de instrumentación virtual nace a partir del uso de la computadora personal, como forma de reemplazar equipos físicos por un programa (software) que permite a los usuarios interactuar con la computadora como si estuviesen utilizando un instrumento real. El usuario manipula un instrumento que no es real, se ejecuta en una computadora, tiene sus características definidas por software pero realiza las mismas funciones que un equipo real.

La idea es sustituir y ampliar elementos "hardware" por otros "software", para ello se emplea un procesador que ejecute un programa específico, este programa se comunica con los dispositivos para configurarlos y leer sus medidas.

En muchas ocasiones el usuario final del sistema de instrumentación sólo ve la representación gráfica de los indicadores y botones de control virtuales en la pantalla del ordenador.

El concepto de instrumentación virtual implica adquisición de señales, el procesamiento, análisis, almacenamiento, distribución y despliegue de los datos e información relacionados con la medición de una o varias señales, interfaz hombre-máquina, visualización, monitoreo y supervisión remota del proceso, la comunicación con otros equipos, etc.

Un sistema de instrumentación virtual está enfocado a los instrumentos encargados de medir señales, registrar datos y decidir las acciones de control, evidentemente, se requiere de una etapa de actuación, que conforma la interfaz entre la computadora y el sistema a controlar, por tanto esta etapa implicará controladores de potencia o transductores de señal especiales. Además, existen otras etapas auxiliares que no intervienen en el proceso de medida, como es el caso del subsistema de alimentación.

Los inicios de la instrumentación controlable desde el computador, y de hecho de los sistemas de instrumentación, se sitúan a mediados de los años 60 cuando Hewlett Packard, desarrolló su bus para instrumentación HP-IB (Hewlett Packard Interface Bus) que permitía conectar su gama de instrumentos programables a un computador. Esta interfase ganó rápidamente gran popularidad y en 1975 fue aceptada como un estándar: el IEEE-488. Desde aquellos días hasta ahora el estándar ha sufrido varias modificaciones y el bus GPIB (acrónimo de General Purpose Interface Bus, por el que se le conoce habitualmente) se ha convertido en uno de los más populares en el campo de la instrumentación programable. La instrumentación virtual es un concepto introducido por la compañía National Instruments el año 2001, los

cuales crearon un programa que le permitía a la computadora realizar mediciones. El término "virtual" nace a partir del hecho de que cuando se utiliza el computador como "instrumento" es el usuario mismo quién, a través del programa, define su funcionalidad y "apariencia" y por ello se dice que se "virtualiza" el instrumento, ya que su funcionalidad puede ser definida una y otra vez por el usuario y no por el fabricante.

La modelación de la realidad que tiene lugar como resultado la simulación, no constituye un elemento determinante para penetrar en la esencia de la misma y llegar a conocerla, es necesario el empleo de procedimientos que la complementen metodológicamente, y alcanzar entonces los objetivos y la escenificación de la misma. La simulación o virtualización consiste por tanto en la representación de la realidad.

2.1.4 Sistema de Adquisición de Datos

En la actualidad el vertiginoso desarrollo de la electrónica y la microelectrónica han motivado que todas las esferas de la vida humana se estén automatizando, por ejemplo: la industria, el hogar, los comercios, la agricultura, la ganadería, el transporte, las comunicaciones, etc. En todo ese proceso de automatización, el microprocesador y el microcontrolador juegan un papel de suma importancia. Ellos han permitido el desarrollo de sistemas inteligentes que resuelven los más diversos problemas, son los llamados Sistemas de Adquisición de Datos. El objetivo básico de los "Sistemas de Adquisición de Datos"(S.A.D) es la integración de los diferentes recursos que lo integran: Transductores de diferentes tipos y naturaleza, multiplexores, amplificadores, sample and hold, conversores A/D y D/A, además el uso del microcontrolador 8051 como CPU del SAD diseñado, utilizando de este microcontrolador todas sus prestaciones: interrupciones, temporizadores,

comunicación serie así como hacer uso de memorias y puertos externos y creando con todo ello un sistema que se encargue de una aplicación específica como es chequear una variables (humedad relativa, temperatura, iluminación, concentración, etc) para una posterior utilización de la misma ya sea con fines docentes, científicos, de almacenamiento o control y utilización de la misma.

Un sistema de adquisición de datos no es más que un equipo electrónico cuya función es el control o simplemente el registro de una o varias variables de un proceso cualquiera, de forma general puede estar compuesto por los siguientes elementos.

1. Sensores.
2. Amplificadores operacionales.
3. Amplificadores de instrumentación.
4. Aisladores.
5. Multiplexores analógicos.
6. Multiplexores digitales.
7. Circuitos Sample and Hold.
8. Conversores A-D.
9. Conversores D-A.
10. Microprocesadores.
11. Contadores.
12. Filtros.
13. Comparadores. Fuentes de potencia.

El S.A.D debe tener una estructura y organización muy equilibrada que

permite su buen funcionamiento de ello depende de que el mismo rinda al máximo y sin ningún defecto.

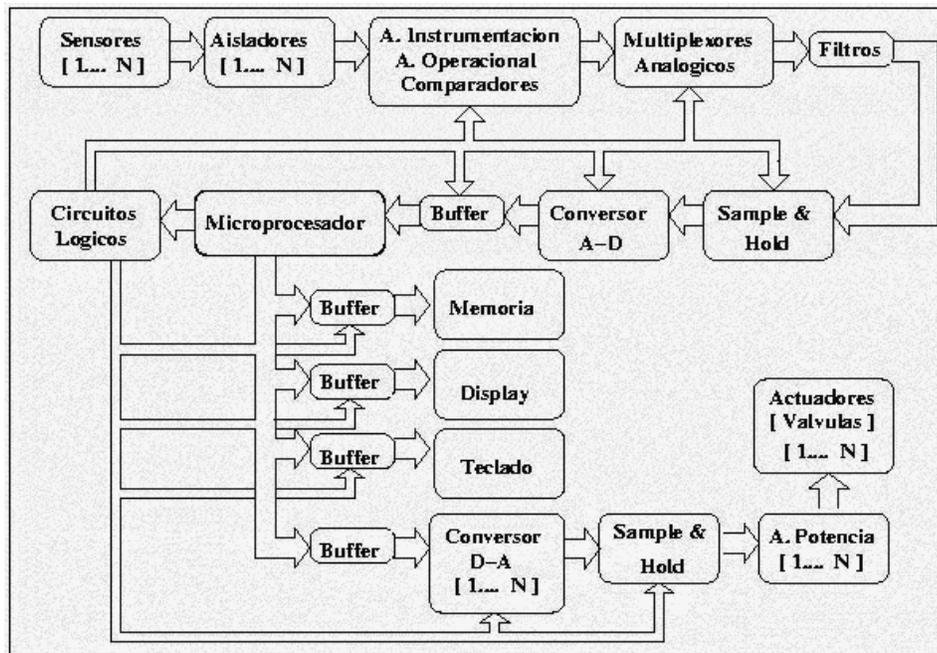


Figura 2.2. Diagrama General de un SAD.

Fuente: (www.unet.edu.ve/~ielectro/image/sad)

CAPÍTULO 3

Marco Metodológico

3.1 Nivel de la Investigación

El presente trabajo fue de tipo descriptivo centrado en la modalidad de proyecto ya que consistió en la investigación, elaboración y desarrollo de un diseño de banco de pruebas para turbinas a gas.

3.2 Diseño de la Investigación

En este trabajo se utilizó para responder al problema planteado una estrategia de investigación de campo, con el fin de recaudar directamente la información necesaria para los cálculos y la óptima realización del diseño.

Para lograr cumplir por completo cada uno de los objetivos específicos, fue necesario desarrollar el estudio en varias etapas, las cuales se presentan a continuación:

1. *Se determinó la distribución interna de equipos dentro del taller.*
2. *Se levantó la red de tuberías de suministro de gas.*

3. Se seleccionó del área de trabajo donde se va a construir la celda de pruebas para las turbinas a gas. En base al paso anterior del diagnóstico del área del taller de la empresa se tomó la decisión de la selección del lugar, donde se ubicará el banco de pruebas, teniendo en consideración para dicha selección el lugar más cercano al área de ensamblaje de las turbinas, debido a la facilidad de movilizar estas, ya que se cuenta en ese lugar con un puente grúa, también se encuentra cerca la red de suministro de gas, tamaño de las turbinas.

4. Se recopiló la información de distintas fuentes bibliográfica, electrónicas y otros, acerca de las turbinas a gas a trabajar, y los sistemas que la componen.

a. Haciendo énfasis en los parámetros de funcionamiento, dimensionamiento, ubicación de sensores, sistemas de acople al patín de pruebas, mapa de instrumentación, red de suministro de combustible, entrada y salida de aire, curvas de funcionamiento.

5. Se diseñó la red de tuberías de alimentación del sistema (aire, gas,...). Para el diseño de la red de tuberías que alimentarán el banco de pruebas, el trazado se realizó tomando en consideración los siguientes aspectos:

- Ubicación de la tubería matriz
- Ubicación de los puntos de consumo
- Configuración del taller
- Actividades dentro del taller

6. Se diseñó el banco (patín) de apoyo o soporte de la turbina. Se analizaron las cargas que genera una turbina para el estudio de fatiga y de esta forma seleccionar el material del banco, en base al estudio de los

puntos de acople y al dimensionamiento de las turbinas, se hizo el diseño del banco

7. Se estudiaron los esquemas de ensayos que se le aplican a una turbomáquina y se determinaron los esquemas a utilizar (los requeridos en la empresa). En esta parte se buscó la información de los ensayos que se aplican a las turbinas a gas y se seleccionaron los que se emplearán en el desarrollo del trabajo (ensayos para medir presión de entrada y salida de gases, vibraciones de la turbina, y temperatura en diferentes partes de la misma y consumo de combustible).

8. Se seleccionó la tecnología de instrumentación y adquisición de datos necesaria para medir los parámetros requeridos en los ensayos determinados. En base a los estudios analizados de los ensayos requeridos, se hizo la selección de los instrumentos necesarios para la adquisición de datos, para esta selección se analizó la compatibilidad de los instrumentos con las turbinas a ensayar así como la compatibilidad entre instrumentos.

9. Se desarrollaron los planos y documentación que soporten todos los sistemas diseñados. Se generó la documentación relacionada con toda la ingeniería conceptual y básica desarrollada en los puntos anteriores.

CAPÍTULO 4

Diseño del Banco de Pruebas

4.1 Estudio del taller central de operaciones de la empresa PDVSA GAS

El Taller Central se creó con el fin de dar Mantenimiento a la Red de Distribución de Gas y todos sus componentes, con una calidad de respuesta óptima, flexible y de gran solidez técnica, ampliando sus horizontes ofreciendo sus servicios a la Comunidad Industrial Nacional desde Valencia Edo. Carabobo.

Sus servicios están orientados hacia las áreas de: Mantenimiento Mayor de Turbinas, Mantenimiento de Instrumentos, Fabricación y Recuperación, además de apoyo administrativo y atención al cliente por parte de la Sección de Análisis y Programación

4.1.1 Selección del área de taller donde se construirá el banco de pruebas

Se realizó el levantamiento de los planos del taller central lográndose determinar la ubicación específica de cada uno de los equipos dentro de las distintas áreas de trabajo, siendo estas:

- Área de inspección
- Área de ensamblaje
- Área de proceso
- Área de inspección en la recepción
- Área de balanceo
- Área administrativa

Mostrándose con más detalle en el plano del taller en el anexo A. Para la ubicación del banco de prueba se tomaron las siguientes consideraciones:

- Disponibilidad del taller.
- Dimensiones del banco.
- Ubicación de la tubería matriz de suministro de gas.

Después de hacer el análisis se tomó como posible área de trabajo el almacén de partes y equipos, ya que dicho almacén cuenta con las consideraciones tomadas para la selección y, aunado a esto el mismo será posteriormente trasladado a otra área fuera del taller.

El espacio que ocupa la celda abarca 15 x 6 x 6 m. Siendo el área de almacén de partes y equipos, mayor a esta, cumpliendo con las especificaciones de las dimensiones. Por otro lado es uno de los pocos lugares disponibles dentro del taller central, presentándose en el anexo A del Cd los planos correspondientes a la celda con su respectiva ubicación.

Dicha área cuenta con facilidades para el diseño del suministro de los servicios necesarios para la alimentación del banco de pruebas siendo estos los de gas y corriente eléctrica.

El suministro de gas a la planta se hace por medio de una estación terminal modelo N-50. El gas con que se opera es con un valor calorífico aproximado de 940 btu/pie³. De esta estación parten diferentes ramificaciones las cuales brindarán gas a diversas industrias en las cercanías de la empresa. Una de estas ramificaciones brindará gas metano para el consumo interno de la empresa PDVSA GAS que es utilizado en el comedor, etc. El gas que se utiliza dentro de la empresa debe contar una presión de 27 psig. Por lo que se necesita una estación de medición y regulación (EMR). Para llevar el gas a las condiciones adecuadas de operación, la empresa cuenta con una estación de tipo AL-800 donde se regula el gas con una presión aguas arriba de 300 psig a 27 psig aguas abajo. La presión de suministro que requiere el banco de pruebas debe estar comprendida entre 165 psig y 200 psig, lo cual indica que se hace necesario el diseño de una nueva estación de regulación y medición ubicada aguas arriba de la estación actual.

4.1.2 Características de la estación de suministro de gas

Para el diseño de la estación es necesario conocer los valores de presión de entrada, de salida así como el caudal necesario. Una estación tiene una etapa de regulación donde se controla la presión de suministro a una presión deseada seguida por una válvula de alivio, la cual actúa como válvula de seguridad en caso de que el regulador falle y permitiendo desalojar todo el flujo que esté pasando a través de él con el fin de proteger el medidor, el cual es un dispositivo mecánico para medir y registrar automáticamente cantidades de gas. En el diseño de la estación de gas se hizo la selección de sus componentes como se escribe a continuación

La selección del regulador, válvula de alivio y medidor se hizo por medio de catálogos de las marcas que actualmente utiliza PDVSA GAS. Para el caso del regulador se hace necesario conocer las presiones de entrada aguas arriba (300 psig), la presión de salida que sería la máxima necesaria en el banco de pruebas (200 psig) y el caudal a manejar (15.000 pie³/h). Para la válvula de alivio se utiliza el caudal en condición de falla del regulador (22.368,56 pie³/h), este caudal se obtiene mediante fórmulas presentes en los catálogos de los reguladores. Y para el medidor solo se necesitó el caudal a manejar (15.000 pie³/h).

Las especificaciones de los instrumentos utilizados se encuentran en el anexo cd A y los planos de la estación en el anexo B junto con la hoja de selección de los instrumentos en el anexo C, los cálculos tipos necesarios para la selección de los instrumentos en el apéndice A.

4.2 Turbinas a gas Centauro 40

Los procesos termodinámicos que tienen lugar en una turbina de gas son continuos. Hay un flujo continuo de aire comprimido desde la sección del compresor, hacia la cámara de combustión donde ocurre combustión, y se entrega potencia desde la turbina hacia el equipo a impulsar.

El aire es atraído hacia la sección del compresor a través de la entrada de aire que llega al rotor, el cual recibe energía entregada por el motor arrancador acoplado al rotor del compresor en el momento de arranque, y después por la energía producida en la sección de la turbina conforme se inicia la combustión.

El aire comprimido pasa a través del difusor en donde parte de su energía cinética se convierte en energía de presión, el aire es comprimido hasta una presión de 90 lb/plg², y luego hacia la cámara de combustión en

donde combustible es inyectado al aire presurizado a una presión que varía desde 160 a 200 lb/plg² siendo un valor nominal 190 lb/plg².

Durante la secuencia de arranque de la turbina, una bujía de encendido enciende un quemador que se encuentra dentro de la cámara de combustión. La presión de gas combustible al quemador se suministra desde el sistema de combustible de manera independiente. La válvula de control de presión del quemador reduce primero la presión a una presión nominal de 18 lb/plg² manométricas, aunque puede oscilar entre 10 y 30 lb/plg² manométricas.

El quemador a su vez, enciende la mezcla de combustible-aire que entra a la cámara de combustión. El quemador se apaga cuando la combustión se convierte en auto-sustentante. La combustión se mantiene mientras haya un flujo adecuado de aire presurizado y combustible.

El rápido aumento en la temperatura resulta en un incremento muy alto en la velocidad con la presión del aire permaneciendo completamente constante en 90 lb/plg². Como resultado, los gases calientes se expanden a través de la sección de la turbina en donde el movimiento rotatorio o energía cinética del rotor de la turbina es producido por dos fuerzas actuando sobre las paletas de las turbinas. Fuerzas de impulsión y reacción producidas por los gases de alta velocidad impulsan tanto al productor de gas como a los rotores de la turbina de potencia.

Los rotores del productor de gas y de la turbina de potencia son mecánicamente independientes los unos de los otros; la turbina productora de gas de dos etapas se usa solamente para impulsar el compresor de la turbina y los accesorios. El rotor de una etapa de la turbina de potencia absorbe la energía remanente de los gases de escape, proporcionando una potencia nominal de 4.700 hp al equipo impulsado a través del eje de impulsión.

Durante la aceleración/desaceleración, las etapas delanteras del compresor de aire son más eficientes que las etapas anteriores. Este equilibrio hará que el flujo de aire se estanque dando como resultado que el compresor se pare. Para prevenir esto, los conjunto de alabes variables se encuentran en la orientación abierta mínima durante la aceleración/desaceleración, restringiendo el volumen de aire para evitar el paro. Una vez que aumenta la velocidad las dos secciones del compresor se equilibran y los alabes variables pasan a su posición abierta al máximo, los alabes empiezan a abrirse cuando el Pcd (presión de descarga del compresor) alcanza aproximadamente 32 psig y abren completamente cuando el Pcd alcanza aproximadamente 76,5 psig de esta manera se evitan oleadas dentro del compresor.

4.2.1 Flujo de aire y combustión

El aire comprimido del compresor pasa hacia adentro del difusor. Aquí el aire se expande, lo que da como resultado una disminución de la energía cinética y un aumento correspondiente de la presión estática.

El aire presurizado del difusor pasa hacia dentro de la sección de la cámara de combustión y realiza dos funciones:

- (1) Aproximadamente una cuarta parte es mezclado con combustible y se enciende
- (2) Las otras tres cuartas partes se usan para mezclarlos con los gases calientes de la cámara de combustión; para proporcionar una capa de aire protectora de la cámara de combustión; y se utiliza por medio de enfriamiento para reducir la temperatura de las boquillas en la primera etapa y los discos de la turbina.

Parte de la corriente de aire frío fluye entre la cámara de combustión y la carcasa de la cámara de combustión, es importante enfatizar que las temperaturas “frías” de la corriente de aire son frías solamente en relación con las temperaturas mucho mayores en el proceso de la combustión.

Agujeros y persianas en la cápsula de la cámara de combustión proporcionan el aire primario para la combustión.

Agujeros en los revestimientos interior y exterior permiten el flujo de aire secundario, el cual es dirigido hacia la parte posterior formando una capa aislante, evitando así que la llama entre en contacto con la superficie interior de los revestimientos.

Este aire adicional asegura también una combustión completa y diluye algo del calor del combustible en combustión, disminuyendo así la temperatura de los gases que entran a la turbina.

El proceso de combustión no lleva la intención específica de aumentar la presión, el resultado del proceso de combustión es una mayor velocidad y expansión de los gases a través de la sección de la turbina.

La sección de las turbinas es similar a la sección del compresor. Consta de varios juegos de superficie aerodinámicas rotatorias ubicadas entre los componentes estacionarios llamados boquillas. Sin embargo la función y funcionamiento de la sección de la turbina es casi opuesta a la sección del compresor.

La sección del compresor convierte la energía mecánica (movimiento) en presión mientras que la sección de la turbina convierte la velocidad en energía mecánica.

A continuación se presenta una lista de los valores nominales de operación de la turbomáquina proporcionados por Solar Turbines Inc. la casa fabricante de las turbinas a ensayar.

Tabla 4.1 Valores nominales de Operación

<i>Variable</i>	<i>Valores</i>
Temperatura de entrada de aire de la turbina T1	120° F
Temperatura en la descarga del compresor	215° F
Temperatura de aceite lubricante en el cabezal	170° F
Temperatura de aceite lubricante a la salida de los enfriadores	160° F
Temperatura en la cámara de combustión T5	1.190° F
Temperatura de escape	835° F
Presión de descarga del compresor (Pcd)	90 psi
Presión de aceite lubricante	41 psi
Presión de gas combustible	200 psi
Presión de gas combustible	160 psi
Presión diferencial del gas buffer	7 psid
Presión diferencial de aceite de sello	7 psid
Presión diferencial en los filtros de aire en la turbina	6 plg. H ₂ O
Presión diferencial en el filtro de aceite de sello	50 psid
Vibración en la caja de accesorios	10 GRMS
Vibración en el productor de gas	0,035 plg/s
Vibración en la turbina de potencia	0,05 plg/s
Potencia de salida	4.700 hp
Voltaje	30 Vdc
Tasa de calor	9.125 Btu/hp-hr

Estos valores de operación prefijados son a los cuales debe funcionar la turbomáquina a nivel del mar, si el emplazamiento ocurre en otro lugar se

deberán corregir los valores nominales de T5 y de presión Pcd a nivel del mar para las nuevas condiciones.

Las condiciones de funcionamiento en el emplazamiento afectan el rendimiento de la turbina de gas. Cada una de estas condiciones se debe incluir como factor en todo cálculo de rendimiento de la turbina de gas. Sus efectos se resumen en la tabla siguiente:

Tabla 4.2 Efecto de las condiciones de la instalación en el rendimiento

<i>Factor de Rendimiento</i>	<i>Dirección del cambio</i>	<i>Efecto sobre la potencia de salida (velocidad Ngg Constante)</i>
Temperatura T1	↑	↓
Presión Barométrica del aire de entrada	↑	↑
Altitud de emplazamiento	↑	↓
Pérdidas de presión en la entrada y en el escape	↑	↓
Velocidad de la turbina de potencia más rápido o más lenta que la velocidad óptima	↓	↑

4.2.2 Curvas de rendimiento

Estas curvas se pueden utilizar para leer el rendimiento de una turbina. “Nominal” significan los valores de rendimiento esperados de una turbina de gas estándar, nueva y limpia, las variaciones normales de fabricación, la tolerancia de los controles y la impresión en las mediciones efectuadas en la instalación pueden hacer que el rendimiento real varíe hasta un +/- 6 por ciento con respecto a las curvas nominales.

Las curvas son:

- Potencia de salida, velocidad óptima de la turbina de potencia (N_{ptopt}), y velocidad N_{gg} .
- Potencia de salida, flujo de combustible, flujo del escape y temperatura de escape.
- Potencia de salida en función de la velocidad de la turbina de potencia y la velocidad del productor de gas.
- Potencia de salida, temperatura T_5 , y presión P_{cd} .

Las curvas se basan en los valores prefijados estándar siguientes:

- Rendimiento nominal.
- Funcionamiento a nivel del mar.

Para más información las curvas de rendimiento se encuentran en el anexo D.

4.2.3 Métodos para el monitoreo de las condiciones

El rendimiento de la turbina de gas generalmente se expresa en términos de la potencia de salida en función de la temperatura del aire de entrada a nivel del mar. Estas y otras medidas de rendimiento pueden ser

monitoreadas y analizadas sus tendencias mediante uno de los descritos a continuación:

- **Método manual**

En el método manual, los datos de rendimiento de la turbina y las curvas de rendimiento de la turbina se registran, incluidas en las instrucciones de funcionamiento y mantenimiento de la turbomaquinaria, se utilizan para calcular manualmente los valores prefijados de rendimiento. Debido a que cálculos manuales de rendimiento pueden resultar engorrosos, los procedimientos manuales se concentran en un método simple de monitoreo de las condiciones de la turbina (P_{cd}) y la temperatura de entrada a la turbina en la tercera etapa ($T5$). Estos valores se obtienen fácilmente en el lugar de instalación, estos son indicadores confiables de las condiciones de la turbina.

- **Método turbotronic**

Para las turbomaquinarias equipadas con un sistema de control Turbotronic que incluyen la opción de monitoreo de la condición, se pueden visualizar medidas de rendimiento y calcular sus tendencias en una serie de pantallas de Turbotronic.

- **Equipo lógico del PC**

El tercer método requiere la utilización de un equipo lógico especial del PC. Luego de que el usuario reúne los datos manualmente y los ingresa en el programa, los cálculos de rendimiento se efectúan en forma automática.

Tanto el método Turbotronic como el que utiliza una PC presentan una visión más detallada de las condiciones de la turbina que el siguiente método manual, pues incluyen cálculos del flujo de combustible, así como los valores de temperatura $T5$ y presión P_{cd} .

4.3 Fallas comunes presentes en la turbina a gas Centauro 40

Los métodos usados para fijar la política de mantenimiento son insuficientes, por si mismo, para asegurar la mejora continua de mantenimiento. Será la experiencia quien mostrará respecto a los resultados previstos. Por tal motivo, se impone establecer una estrategia que, además de corregir las citadas desviaciones, asegure que todos los implicados en el proceso de mantenimiento se involucren en el proceso de mejora continua del mismo.

Desde el punto de vista de análisis de fallas se podría definir como: El conjunto de actividades de investigación que, aplicada sistemáticamente, trata de identificar las causas de las fallas y establecer un plan que permita su eliminación.

Se trata, por tanto, de no conformarse con devolver los equipos a su estado de buen funcionamiento tras la falla, sino de identificar la causa raíz para evitar, si es posible su repetición. Si ello no es posible se tratará de disminuir la frecuencia de la citada falla o la detección precoz de la misma de manera que las consecuencias sean tolerables o simplemente se puedan mantener controlados. El fin último sería mejorar la fiabilidad, aumentar la disponibilidad y reducir los costos.

4.3.1 Fallas y averías de los sistemas

Antes de proceder al análisis de fallas hay que delimitar el alcance del mismo, esto se consigue definiendo los límites del sistema.

El sistema es un conjunto de elementos discretos denominados generalmente componentes, interconectados o en interacción, cuya misión es realizar una o varias funciones, en unas condiciones predeterminadas.

4.3.2 Condiciones de alcance máximo del sistema (parada del sistema)

Las condiciones de alcance máximo se muestran a continuación

Tabla 4.3 Condiciones de alcance máximo

<i>Variable</i>	<i>Valores</i>
Temperatura de entrada de aire de la turbina T1	No aplica
Temperatura en la descarga del compresor	220° F
Temperatura de aceite lubricante en el cabezal	180° F
Temperatura de aceite lubricante a la salida de los enfriadores	No aplica
Temperatura en la cámara de combustión T5	1.200° F
Temperatura de escape	845° F
Presión de descarga del compresor (Pcd)	120 psi
Presión de aceite lubricante	25 psi
Presión de gas combustible	205 psi
Presión de gas combustible	155 psi
Presión diferencial del gas buffer	4 psid
Presión diferencial de aceite de sello	4 psid
Presión diferencial en los filtros de aire en la turbina	8 plg. H ₂ O
Presión diferencial en el filtro de aceite de sello	No aplica
Vibración en la caja de accesorios	15 GRMS
Vibración en el productor de gas	0,05 plg/s
Vibración en la turbina de potencia	0,06 plg/s
Velocidad de la turbina de potencia	106,00 %
Velocidad del productor de gas	102,50 %

100% velocidad del productor del gas = 15.000 rpm

100% velocidad de la turbina de potencia = 85% de la velocidad del productor de gas.

4.3.3 Análisis de fallas

La metodología para análisis y solución de problemas, en general, es muy variada y suele ser adoptada y adaptada por la empresa en función de

sus peculiaridades, el análisis debe concentrarse primero en el problema, segundo en la causa y tercero en la solución. Las condiciones que debe reunir un análisis de falla que garantice su eficacia son:

1. Estar bien estructurado, de forma que se desarrolle según un orden lógico
2. Ser rígido, de manera que no de opción a pasar por alto ninguna etapa fundamental
3. Ser completo, es decir, que cada etapa sea imprescindible por sí misma y como punto de partida siguiente

Habilidades requeridas para localizar y resolver un problema

Un proceso exitoso de localización y reparación de averías en un conjunto turbomotriz es el resultado de una combinación de lo siguiente:

1. Conocimientos básicos de los sistemas turbomotrices.
2. Conocimientos del funcionamiento de los componentes dentro de estos sistemas.
3. El entendimiento de interacción de cada componente en la secuencia general de funcionamiento del sistema.
4. El enfoque lógico y analítico en el diagnóstico de la falla.

Teniendo esto en cuenta se propone un método sistemático en el análisis de fallas

Posibles fallas:

1. Parada de la turbina al momento de arranque.
2. Recalentamiento de la turbina.
3. Caída en la presión de descarga del compresor (P_{cd}).

4. Alto o bajo nivel de temperatura T5 dentro de la cámara de combustión

Esta lista muestra las fallas más comunes que pueden ocurrir en una turbomáquina en el momento de arranque o puesta en servicio en el campo. Dichas fallas suelen ser ocasionadas por problemas de ensamblaje como descalibración o mal acoplamiento de las partes. Por ende fueron seleccionadas como las de mayor peso y serán analizadas para establecer criterios de detección de las mismas.

a) Una parada de la turbina al momento de arranque o que “No gire” implica que la turbina no alcance la velocidad deseada en un tiempo determinado (15% de la velocidad en 15 s esto se debe a una falla en el sistema de arranque que implica que pueda existir una de las siguientes condiciones que afecten el sistema:

- Insuficiente suministro de presión de gas combustible y piloto.
- Filtro obstruido.
- Válvulas del sistema atoradas en posición cerrada.
- Daños en los motores de arranque.

El método para detectar la posible condición que cause este daño en el sistema y ocasione la falla estudiada se suministra en el anexo B del Cd.

b) Un recalentamiento en la máquina implica que haya un elevado nivel de temperatura en el área de la turbina ($T \geq 845^\circ \text{F}$), esto se debe a una variación del diferencial de presión de aceite lubricante (presión de aceite de lubricación $\leq 25 \text{ psi}$), el sistema relacionado con la falla es el sistema de lubricación de la máquina que implica que pueda haber una

de las siguientes condiciones no deseadas que afectan el desempeño de la maquina:

- Diferencia de ajuste entre los sellos de laberintos y anillos.
- Daño en la bomba de aceite lubricante.

El método para detectar la posible condición que cause este daño en el sistema y ocasione la falla estudiada se suministra en el anexo B del Cd.

c) Una caída de presión en la descarga del compresor ($P_{cd} \leq 85$ psi) ocasiona que se cierren el conjunto de álabes guías en el compresor y por ende la máquina se detenga. Una falla de este tipo puede ser ocasionada por una falla en el sistema de admisión de aire de la turbina, que involucra que puedan estar dañados los componentes del sistema del siguiente modo:

- Filtro de aire obstruido o dañado.
- Compresor sucio.
- Válvula blade descalibrada.
- Daño en el conjunto de alabes guías.
- Respiraderos bloqueados del sistema de admisión externo.

El método para detectar la posible condición que cause este daño en el sistema y ocasione la falla estudiada se suministra en el anexo C del Cd.

d) Un alto o bajo nivel de temperatura dentro de la cámara de combustión (T5) producirá una parada del equipo, los valores de T5 deben estar comprendidos entre 405 a 1.190° F si la temperatura T5 no logra

mantenerse entre esos valores implica que pueda haber un percance dentro del sistema de control de temperatura de la turbina y el sistema de gas combustible lo cual implica que fallen los siguientes componentes en él:

- Daño en los termopares.
- Daño en las válvulas de suministro de gas combustible.
- Daño en el punto de ignición.
- Daño en las conexiones eléctricas.
- Falsa señal de los transmisores.
- Filtro de aire obstruido o dañado.
- Compresor sucio.
- Válvula bleed descalibrada.
- Daño en el conjunto de alabes guías.
- Respiraderos bloqueados del sistema de admisión externo.

El método para detectar la posible condición que cause este daño en el sistema y ocasione la falla estudiada se suministra en el anexo C del Cd.

4.4 Sistema de fijación/soporte de las turbinas a ensayar

El patín es un conjunto soldado rígido fabricado de acero estructural, el cual consta de dos piezas que soportan, la turbina de gas y el compresor centrífugo de gas. Instalados en una disposición en línea. Estos son fijados mediante horquillas que permiten el acople en la posición deseada, sobre el bastidor o patín también recaen muchos de los componentes de los sistemas de arranque, combustible, aceite, aire y control eléctrico.

Se muestra la figura 4.1 los soportes delantero y trasero de la turbina:

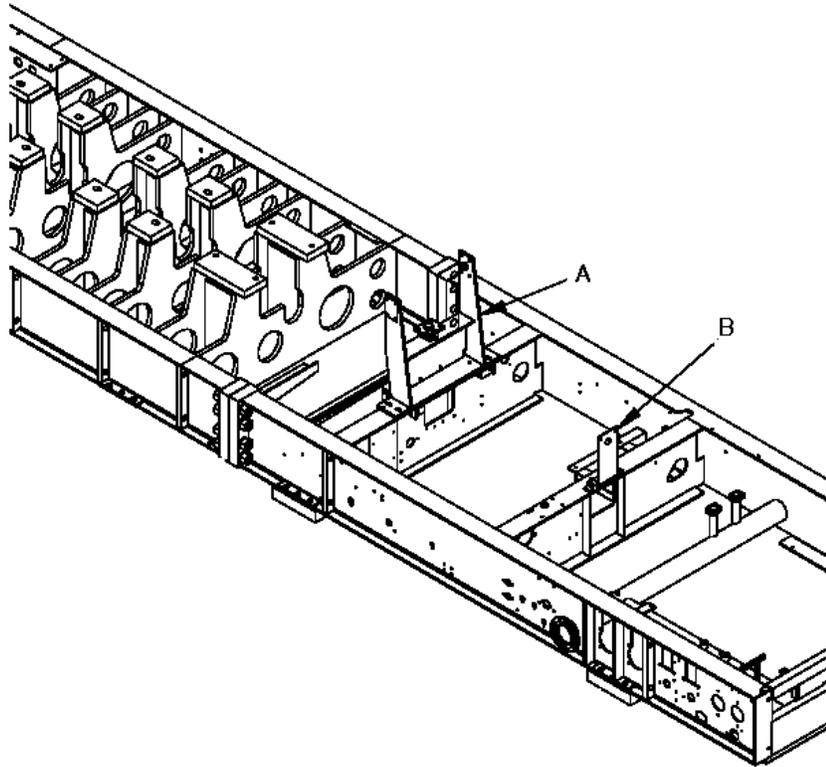


Figura 4.1. Patín

Fuente: (*Manual de operación y mantenimiento de equipo centauro 40 cs*)

A: Soporte Delantero

B: Soporte Trasero

En el desarrollo de este trabajo no se tomará en cuenta la disposición interna de los componentes de los sistemas antes mencionados puesto que no será necesario para cumplir con el objetivo que se persigue, solamente se estimarán las cargas generadas en las uniones pernadas, soldadas y las reacciones en los puntos de apoyo debido a que ya se cuenta en la empresa con un bastidor o patín al que solo se le harán modificaciones para que se

adapte a los requisitos de la empresa y pueda utilizarse en el banco de pruebas. Las modificaciones que se plantean son:

- Eliminar la pieza que soporta el compresor centrífugo de gas: Esta modificación del bastidor actual se hace debido a que dentro del banco de pruebas no se harán pruebas de compresión de gas, siendo el compresor de gas sustituido por un dinamómetro para medir la fuerza que entregará la turbina de potencia a este cuando sea instalada en la planta compresora.
- Agregar ruedas industriales de carga en la base del patín: Esta modificación se plantea para hacer posible su traslado dentro del taller desde el área de ensamblaje hasta el banco de pruebas.

A continuación se muestra el estudio de las reacciones producidas por las cargas aplicadas sobre los puntos de apoyo de la turbina.

4.4.1 Determinación de las reacciones en los puntos de apoyo de la turbina sobre el patín.

El diagrama de cuerpo libre se muestra en la figura 4.2.

Cálculo de la flexión:

Ecuación diferencial del comportamiento de la flexión:

$$EI \cdot \frac{d^2y}{dx^2} = M \qquad \text{Ec. 4.1}$$

$$R_1 + R_2 - 30 \text{ KN} = 0$$

$$EI \cdot \frac{d^2y}{dx^2} = M_1 + R_1X - 30 \text{ KN} (X - 0,902)$$

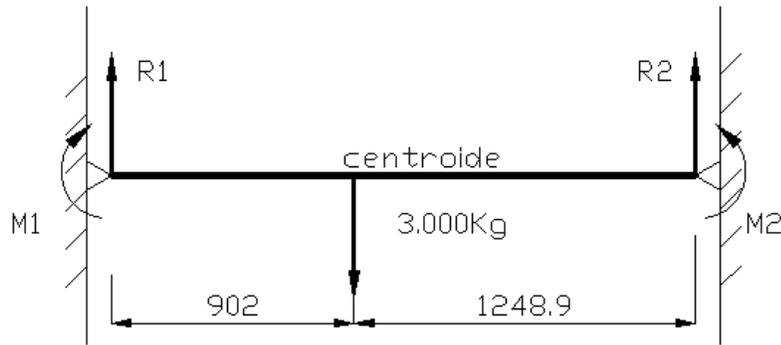


Figura 4.2 D.C.L de los puntos de apoyo de la turbina

1era Integral:

Para el cálculo de la primera integral se evalúan las siguientes condiciones de borde donde $x=0$, $y=0$, $dy/dx=0$, por lo tanto C_1 es igual a 0.

$$EI \cdot \frac{dy}{dx} = M_1X + \frac{R_1X^2}{2} - 30 \text{ KN} \frac{(X - 0,902)^2}{2} + C_1$$

2da Integral:

Para el cálculo de la segunda integral se evalúan las siguientes condiciones de borde donde $x=2,15 \text{ m}$, $y=0$, $dy/dx=0$, por lo tanto C_2 es igual a 0.

$$EIY_x = \frac{M_1X^2}{2} + \frac{R_1X^3}{6} - 30 \text{ KN} \frac{(X - 0,902)^3}{2} + C_1X + C_2$$

Donde X es la distancia entre apoyos de la turbina

$$\frac{M_1 2,15^2}{2} + \frac{R_1 2,15^3}{6} - 30 \text{ KN} \frac{(2,15 - 0,902)^3}{6} = 0$$

$$M_1 \cdot 2,15 + \frac{R_1 2,15^2}{2} - 30 \text{ KN} \frac{(2,15 - 0,902)^2}{2} = 0$$

Del sistema de 2 ecuaciones con 2 incógnitas se obtienen los valores de M_1 y R_1

Siendo estos:

$$M_1 = -8,86 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$R_1 = 18,23 \text{ KN}$$

De la sumatoria de momentos

(Sentido horario positivo)

$$\sum M_C : -1,248 R_2 + 0,92 R_1 - M_2 + M_1 = 0$$

$$\sum F_y : R_2 + R_1 - 30 = 0$$

Sustituyendo y resolviendo:

$$M_2 = -7,14 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$R_2 = 11,77 \text{ KN}$$

Se sabe que:

U_T : Torque de la máquina

W_{NOM} : Velocidad angular nominal

$Potnom$: Potencia nominal

$$Potnom = U_T \cdot W_{NOM} \quad Ec. 4.2$$

$$U_T = \frac{Potnom}{W_{NOM}}$$

Conociendo los parámetros en que opera la turbina Centauro 40

$$RPM = 15.500 \text{ RPM} = 258,33 \text{ rev/s}$$

$$Pot = 4.500 \text{ hp} = 3.355,60 \text{ W}$$

Sustituyendo

$$U_T = \frac{Potnom}{W_{NOM}} = \frac{3.355,60 \text{ W}}{258,33 \text{ rev/s}} = 12.989,45 \frac{\text{N m}}{\text{rev}} \cdot \frac{1 \text{ rev}}{2\pi}$$

$$U_T = 2.068,33 \text{ N m}$$

De esta manera se obtiene el torque producido por la turbomáquina cuando se encuentra operando en sus condiciones nominales, dicho torque se utilizará para calcular la fuerza que se le debe añadir a la horquilla derecha delantera ya que es sobre ella donde recae.

4.4.2 Selección del tornillo sometido a corte

El diagrama de cuerpo libre del tornillo sometido a corte se presenta en la figura 4.3

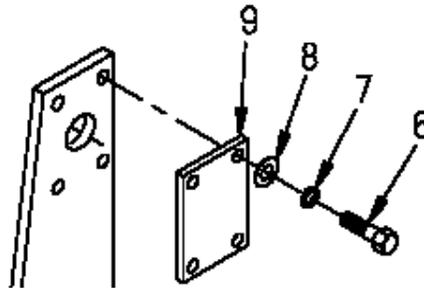


Figura 4.3 Tornillo de la base delantera sometido a corte

- | | |
|-------------|--------------------------|
| 6: Tornillo | 7: Arandela de seguridad |
| 8: Arandela | 9: Placa |

Fuente: (*Manual de operación y mantenimiento de equipo centauro 40 cs*)

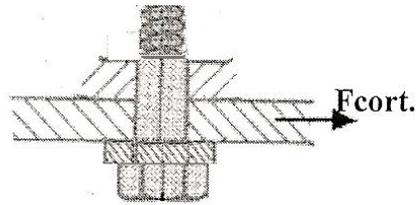


Figura 4.4 D.C.L del tornillo sometido a corte

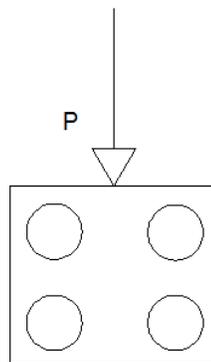


Figura 4.5 D.C.L de la junta sometida a carga

$$\tau = \frac{P}{\text{Atornillo} \cdot \text{Numerotornillos}} ; P = \frac{R_1}{3} \quad \text{Ec. 4.3}$$

Se supone un material y grado para el tornillo, para el cual se calcula el esfuerzo de corte admisible τ , asumiendo un factor de seguridad 8 tomado del libro Diseño en Ingeniería de Máquina Shigley [6] asumiendo un número alto por el nivel de riesgo involucrado en el diseño.

La selección del material y el grado para el tornillo fue obtenido del libro Diseño en Ingeniería de Máquina Shigley.

Selección del material

Grado ASTM 354 BD

Material: Acero

$S_y = 130$ Kpsi

$$\tau = 0,7 S_y = 0,7 (896,31 \text{ KPa}) \quad \text{Ec. 4.4}$$

$$\tau = 627.422,6 \text{ KN/m}^2$$

$$\tau_{admissible} = \tau / f_s = 627.422,6 / 8 \quad \text{Ec. 4.5}$$

$$\tau_{admissible} = 78.427,82 \text{ KN/m}^2$$

Cálculo de área del tornillo

$$78.427,825 \text{ KN/m}^2 = \frac{6,07 \text{ KN}}{\text{Atornillo} \cdot \text{Numerotornillos}}$$

$$\text{Atornillo} = \frac{6,07 \text{ KN}}{78.427,82 \text{ KN/m}^2 \cdot 4}$$

$$\text{Atornillo} = 0,000019 \text{ m}^2$$

$$\pi \frac{d^2}{4} = 0,000019 \text{ m}^2$$

$$d = 0,005 \text{ m} = 5 \text{ mm}$$

Queda demostrado que un tornillo con un diámetro mayor a 5 mm puede soportar la carga de corte.

4.4.3 Soporte delantero

El soporte delantero contiene las horquillas donde se fijará la turbina en la figura 4.6 se puede apreciar los elementos que conforman el soporte.

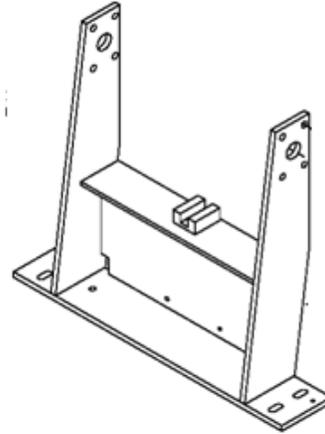


Figura 4.6 Soporte delantero

Fuente: (*Manual de operación y mantenimiento de equipo centauro 40 cs*)

- La horquilla delantera derecha está sometida a compresión por el peso de la maquina y torque y a la flexión por una carga excéntrica.

4.4.4 Horquilla delantera

El diagrama de cuerpo libre de la horquilla delantera derecha se presenta en la figura 4.7.

$$P_2 = T/d_1 = 2.067,3 \text{ N m} / 80,3 \text{ m} = 5.512,8 \text{ N}$$

$$P_2 = 5,51 \text{ KN}$$

$$P_1 = R_1/3 = 6,07 \text{ KN}$$

$$M_1 = -8,86 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

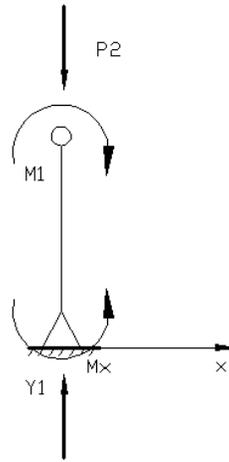


Figura 4.7 D.C.L de la horquilla delantera derecha

Sumatoria de momentos

(Sentido horario positivo)

$$\sum M_X : - 8,86 \text{ KN} - M_X = 0$$

$$M_X : - 8,86 \text{ KN}$$

$$\sum F_y : P_2 + P_1 = Y_1$$

$$Y_1 = 11,589 \text{ KN}$$

De esta manera se obtiene las reacciones a las que se encuentra sometida la horquilla delantera derecha, siendo esta la más propensa a fallar ya que está sometida a la acción del torque producida por la máquina.

4.4.5 Flexión producida por carga excéntrica

Sumatoria de momentos

(Sentido horario positivo)

$$M_3 = R_1 \cdot d_1 = 18,23 \text{ KN} \cdot 0,375\text{m} = 6,83 \text{ KN m}$$

$$\sum M_Y : M_Y = M_3$$

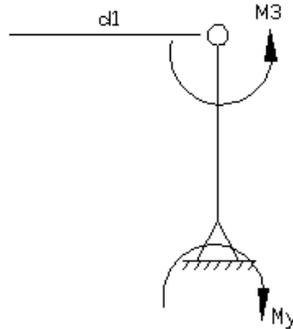


Figura 4.8 D.C.L de la horquilla delantera derecha
 d1: distancia desde el centro del soporte delantero hasta la horquilla.

4.4.6 Diseño de la Soldadura

Esta soldadura es la que permitirá unir la columna con la plancha metálica, que a su vez se une a la viga. La soldadura será a filete, con un factor de seguridad de 8 y se utilizará un electrodo E60XX ($S_y = 427 \text{ MPa}$) dicho electrodo se seleccionó tomando como referencia la unión metal metal, datos extraídos de libro Diseño en Ingeniería de Máquina Shigley [6] continuación se presenta las dimensiones del cordón de soldadura para una soldadura en forma de doble T:

Donde d es lo largo del cordón verticalmente y b es horizontalmente

$$d = 320 - 2t = 300 - 2(20,5) = 279 \text{ mm}$$

$$b = 50 \text{ mm}$$

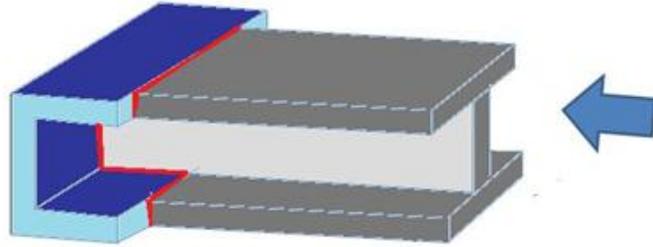


Figura 4.9 Cordón de soldadura

La soldadura está bajo los efectos de un momento flector, por lo que la soldadura se debe diseñar a flexión.

Parámetros geométricos del cordón:

Segundo momento de área unitario:

$$I_U = \frac{d^2}{6} (3b + d) \quad \text{Ec. 4.6}$$

$$I_U = \frac{279^2}{6} (3 \cdot 50 + 279)$$

$$I_U = 5.565.631,5 \text{ mm}^3$$

Inercia del cordón:

$$I = I_U \cdot 0,707 \cdot h \quad \text{Ec. 4.7}$$

$$I = 3.934.901,4 h \cdot \text{mm}^4$$

Área del cordón:

$$I = 1,414 \cdot h \cdot (b + d) \quad \text{Ec. 4.8}$$

$$I = 818,706 \cdot h \cdot mm^4$$

Esfuerzos sobre la soldadura:

Esfuerzo por flexión: $\partial f = \frac{M \cdot d/2}{I}$ Ec 4.9

$$\partial f = \frac{8.860.000 \text{ N} \cdot mm \cdot 139,5}{3.943.901,4 \cdot h}$$

$$\partial f = \frac{314,10}{h} MPa$$

Para determinar la altura del cordón se debe tener presente que el mismo está sometido a flexión, por lo que $S_{yp}=0,6S_y$. Además se hará uso de la siguiente expresión, previendo el peor de los casos, que es la suma de los esfuerzos:

$$\frac{S_{yp}}{N} = \partial f + \partial c \quad \text{Ec. 4.10}$$

$$\frac{0,6 \cdot 427}{8} = \frac{314,10}{h} + 0$$

$$h = 9,80 \text{ mm}$$

La altura de este cordón de soldadura es posible realizarlo con facilidad y además asegura que la unión trabaje bajo condiciones seguras.

4.4.7 Placa centrada entre horquillas

-Determinación de las reacciones en los puntos de apoyo, por lo hecho en el caso anterior puede decirse:

$$R_5 + R_6 - 6,08 \text{KN} = 0$$

$$EI \cdot \frac{d^2y}{dx^2} = M_5 + R_5X - 6,08 \text{KN} (X - 0,375)$$

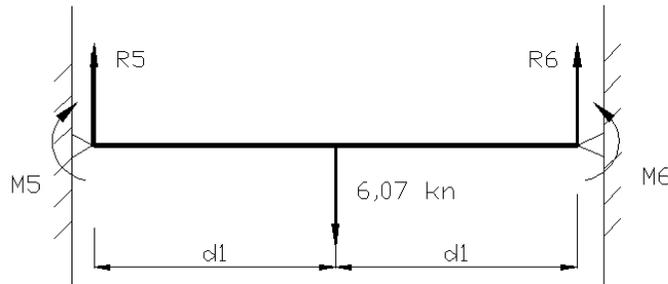


Figura 4.10 D.C:L de la placa centrada entre las horquillas delanteras

1era Integral:

Para el cálculo de la primera integral se evalúan las siguientes condiciones de borde donde $x=0$, $y=0$, $dy/dx=0$, por lo tanto C_1 es igual a 0.

$$EI \cdot \frac{dy}{dx} = M_5X + \frac{R_5X^2}{2} - 6,08 \text{KN} \frac{(X - 0,375)^2}{2} + C_1$$

2da Integral:

Para el cálculo de la segunda integral se evalúan las siguientes condiciones de borde donde $x=0,75 \text{ m}$, $y=0$, $dy/dx=0$, por lo tanto C_2 es igual a 0.

$$EIY_x = \frac{M_5X^2}{2} + \frac{R_5X^3}{6} - 6,08 \text{KN} \frac{(X - 0,375)^3}{6} + C_1X + C_2$$

Donde X es la distancia entre apoyos de la barra.

$$\frac{M_5 0,75^2}{2} + \frac{R_5 0,75^3}{6} - 6,08 \text{KN} \frac{(0,75 - 0,375)^3}{6} = 0$$

$$M_5 \cdot 0,75 + \frac{R_5 0,75^2}{2} - 6,08 \text{ KN} \frac{(0,75 - 0,375)^2}{2} = 0$$

Del sistema de 2 ecuaciones con 2 incógnitas se obtienen los valores de M_5 y R_5

Siendo estos:

$$M_5 = -0,57 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$R_5 = 3,04 \text{ KN}$$

De la sumatoria de momentos

(Sentido horario positivo)

$$\sum M_C : (M_5 + R_5)0,375 - (M_6 + R_6)0,375 = 0$$

$$\sum F_y : R_5 + R_6 - 6,08 \text{ KN} = 0$$

Sustituyendo y resolviendo:

$$M_5 = M_6 = -0,57 \text{ KN} \cdot \text{m}$$

$$R_5 = 3,04 \text{ KN}$$

4.4.8 Viga Doble T Hiperestática HEA delantera

Para determinar la distribución de carga por centímetro sobre la viga doble T se hace necesario:

$$q = 1.823,7 \text{ Kg}/0,75 \text{ m} = 2.431,65 \text{ Kg}/\text{m}$$

$$q = 2.431,65 \text{ Kg}/\text{m} \cdot 1\text{m}/100\text{cm} = 24,31 \text{ kg}/\text{cm}$$

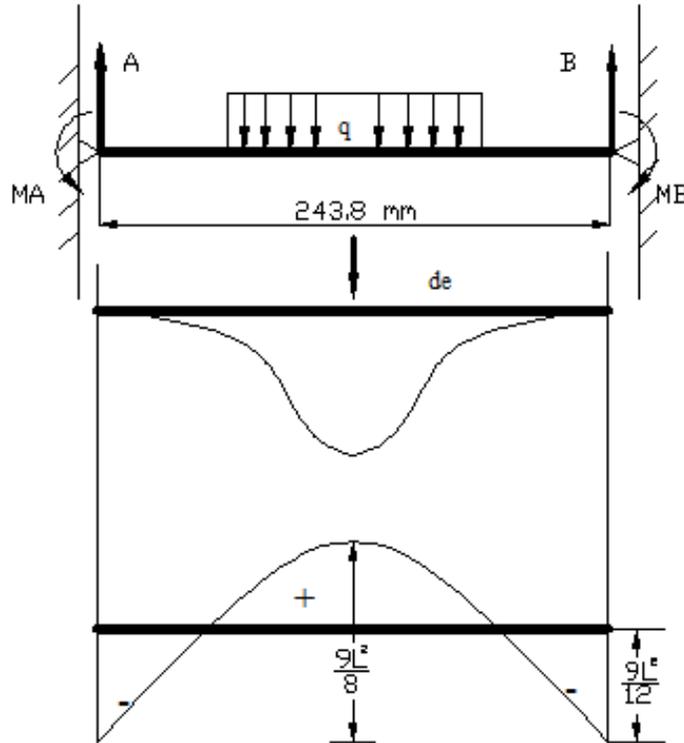


Figura 4.11D.C.L, diagramas de corte y momento sobre la viga doble T HEA

El momento en A producido por un elemento qdc de la carga

$$dMa = -\frac{q \cdot dcc^2 \cdot (1 - c)}{c^2} \quad \text{Ec. 4.11}$$

El momento producido por la carga total será:

$$Ma = -\int_0^L \frac{q \cdot dcc^2 \cdot (L - c)}{L^2} = -\frac{qL^2}{12} \quad \text{Ec. 4.12}$$

El momento B tendrá el mismo valor. Se comprueba $M_{\text{diseño}}$ con el $M_{\text{max}} = qL^2 / 8$

$$\sigma_{max} = \frac{M_{max}}{S} \quad \text{Ec. 4.13}$$

$$V_{max} = \frac{qL}{2} \quad \text{Ec. 4.14}$$

Se selecciona Vigas HEA calidades ASTM-A-36 la cual posee las siguientes propiedades obtenidas del catálogo FERRUM, que se presenta en el anexo E.

Punto de Cadencia $F_y = 2.500 \text{ kg/cm}^2$ (min); Esfuerzo máximo $4.100 / 5.600 \text{ kg/cm}^2$.

$$\sigma_{max} = 5.000 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\sigma_{admissible} = \frac{\sigma_{max}}{f_s} = \frac{5.000 \text{ Kg/cm}^2}{3} = 1.666,66 \text{ Kg/cm}^2$$

$$S = \frac{M_{max}}{\sigma_{admissible}} = \frac{24,31 \left(\frac{243,8^2}{8} \right) \text{ Kg/cm}}{1.666,66 \text{ Kg/cm}^2} = 108,37 \text{ cm}^3$$

Con este resultado se puede decir que el sistema se encuentra sobre diseñado debido a que nuestro diseño tiene un módulo aproximado de 15.800 cm^3 .

A continuación se hará el cálculo de las reacciones A y B

$$\sum F_Y : A + B - \frac{qL}{2} = 0$$

$$A + B = \frac{qL}{2} ; A = B$$

$$A = \frac{qL}{2} = \frac{24,31 \frac{Kg}{cm} \cdot 243,8 cm}{4} = 1.481,69 Kg$$

$$A = 14,816 KN = B$$

$$Ma = 180.619 Kg \cdot cm = 180,6 KN \cdot cm \cdot \frac{1m}{100 cm} = 1,80 KN \cdot m$$

$$Mb = Ma$$

El cálculo de estos momentos se hizo con el fin de conocer las reacciones que se originan sobre las vigas laterales del patín

4.4.9 Soporte Trasero

La siguiente figura 4.11 muestra como va anclada la turbina en la parte trasera del patín.

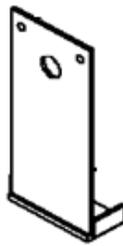


Figura 4.12 Horquilla trasera

Fuente: (*Manual de operación y mantenimiento de equipo centauro 40 cs*)

-Sometida a Flexión por carga excéntrica y a compresión.

Sumatoria de momentos

(Sentido horario positivo)

$$\sum M : -7,14 \text{ KN} = M_x$$

$$\sum F_y : Y_2 = R_2 = 11,77 \text{ KN}$$

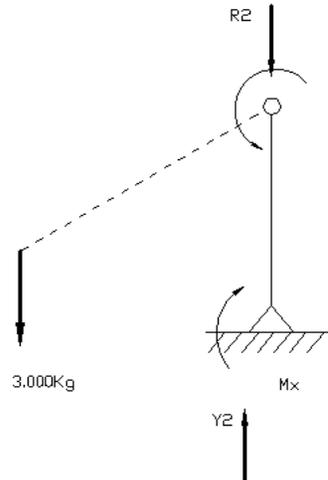


Figura 4.13 D.C.L de la horquilla trasera

4.4.10 Viga Doble T Hiperestática HEA trasera

A continuación se hace el análisis de las cargas que recaen sobre la viga doble T HEA trasera para determinar las reacciones sobre las vigas laterales y poder comprobar si estas toleran las cargas aplicadas sobre ella.

$$q = 1.177 \text{ Kg}/25 \text{ cm} = 47 \text{ Kg}/\text{m}$$

$$\sigma_{\text{admissible}} = 1.666,6 \text{ Kg}/\text{cm}^2$$

$$S = \frac{M_{\text{max}}}{\sigma_{\text{admissible}}} = \frac{47 \left(\frac{243,8^2}{8} \right) \text{ Kg}/\text{cm}}{1.666,6 \text{ Kg}/\text{cm}^2} = 209,52 \text{ cm}^3$$

Se cumple que el sistema se encuentra sobre diseñado

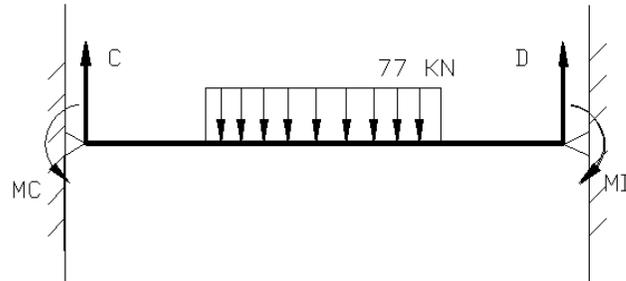


Figura 4.14. D.C.L de la viga doble T HEA trasera

Cálculo de las reacciones C y D

$$\sum F_y : C + D - 11,77 \text{ KN} = 0 ; C = D$$

$$2C = 11,77 \text{ KN}$$

$$C = 5,88 \text{ KN} = D$$

C y D cargas que recaen sobre el patín.

4.4.11 Patín

El estudio de la sección central del patín se hará con las cargas calculadas anteriormente que caen sobre él, para observar el comportamiento de la sección a lo largo de patín y conocer la condición de pandeo del mismo.

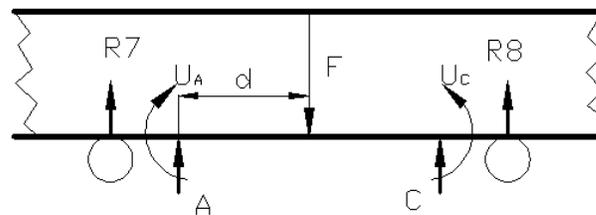


Figura 4.15 D.C.L de las vigas laterales del patín

Estudio de la sección central

$$A + C - F = 0$$

$$F = 20,701 \text{ KN}$$

$$EI \cdot \frac{d^2y}{dx^2} = U_a + AX - F(X - d) \quad \text{Ec. 15}$$

El diagrama de cuerpo libre de la sección central de la viga se presenta en la en la figura 4.16

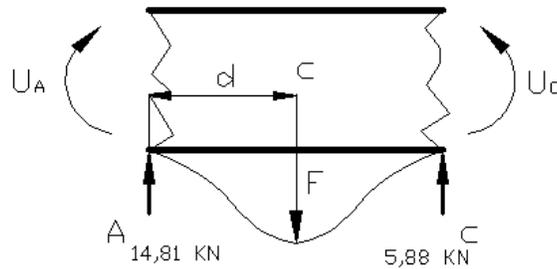


Figura 4.16 D.C.L de las vigas laterales del patin

1era Integral:

Para el cálculo de la primera integral se evalúan las siguientes condiciones de borde donde $x = 0, y = 0, dy/dx = 0$, por lo tanto C_1 es igual a 0.

$$EI \cdot \frac{dy}{dx} = U_a X + \frac{AX^2}{2} - F \frac{(X - d)^2}{2} + C_1$$

2da Integral:

Para el cálculo de la segunda integral se evalúan las siguientes condiciones de borde donde $x = 2,15 \text{ m}, y = 0, dy/dx = 0$, por lo tanto C_2 es igual a 0.

$$EIY_x = \frac{U_a X^2}{2} + \frac{AX^3}{6} - F \frac{(X - d)^3}{6} + C_1 X + C_2$$

Donde X es el largo del patín.

$$\frac{U_a \cdot 2,15^2}{2} + \frac{14,81 \cdot 2,15^3}{6} - 20,70 \text{ KN} \frac{(2,15 - d)^3}{6} = 0$$

$$U_a \cdot 2,15 + \frac{14,81 \cdot 2,15^2}{2} - 20,70 \text{ KN} \frac{(2,15 - d)^2}{2} = 0$$

Resolviendo este sistema se halla el valor de U_a y d . pero en vista de que se está en presencia de un sistema hiperestático como es el caso de una viga empotrada en sus dos extremos donde la cantidad de reacciones desconocidas supera a la cantidad de ecuaciones que la estática dispone, se hace necesario para resolver el sistema otras ecuaciones basadas en deformaciones.

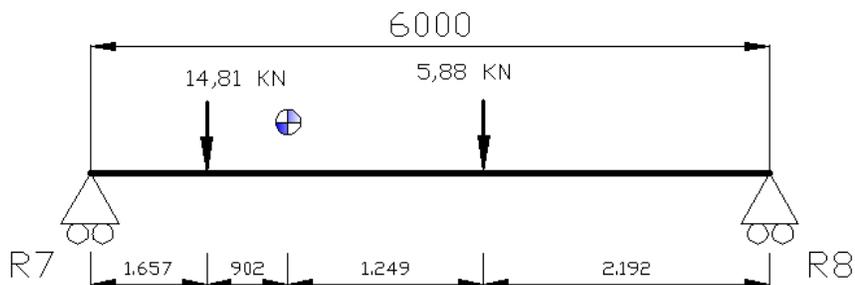


Figura 4.17 D.C.L de las ruedas del patin (distancias en mm)

Sumatoria de momentos

(Sentido horario positivo)

$$\sum M_7 : (14,81 \text{ KN} \cdot 1,65) + (5,88 \text{ KN} \cdot 3,80) - R_8 \cdot 6 = 0$$

$$R_8 = \frac{24,55 \text{ KN} \cdot m + 22,39 \text{ KN} \cdot m}{6m}$$

$$R_8 = 782 \text{ N}$$

$$\sum F_y : R_7 - 14,81 \text{ KN} - 5,85 \text{ KN} + R_8 = 0$$

$$R_7 = 1.287 \text{ KN}$$

4.4.12 Selección de las Ruedas

Para la selección de las ruedas se realizaron los siguientes pasos:

- 1.- Calcular el peso total de la estructura sin la turbina
- 2.- Adicionarle el peso de la turbina de gas
- 3.- Seleccionar por catálogos ruedas

Primer paso: peso de la estructura para ello se seleccionan las vigas.

1.1- Vigas seleccionadas 320 UPN

Material: ASTM-A-36

Peso específico: 7.850 Kg/m³

Longitud = 17 m

$$\text{Area} = 75,8 \text{ cm}^2 \cdot \frac{1 \text{ m}^2}{100^2 \cdot \text{cm}^2}$$

$$\text{Peso} = 59,5 \text{ Kg/m}$$

$$\text{Volumen} = 0,128 \text{ m}^3$$

$$\text{Masa} = \text{Pespecifico} \cdot \text{volumen}$$

$$\text{Masa} = 7.850 \text{ Kg/m}^3 \cdot 0,128 \text{ m}^3 = 1.011,5 \text{ Kg}$$

1.2- Vigas seleccionadas 320 HEA

Material: ASTM-A-36

Peso específico: 7.850 Kg/m³

$$Longitud = 5 \text{ m}$$

$$Area = 161 \text{ cm}^2 \cdot \frac{1 \text{ m}^2}{100^2 \cdot \text{cm}^2}$$

$$Peso = 127 \text{ Kg/m}$$

$$Masa = Peso \cdot Longitud$$

$$Masa = 127 \text{ Kg/m} \cdot 5 \text{ m} = 635 \text{ Kg}$$

$$Peso \text{ total} = 1.011,5 \text{ Kg} + 635 \text{ Kg} = 1.646,5 \text{ Kg}$$

Segundo paso: peso total del conjunto , el cual se termina a continuación

$$Peso \text{ total} = peso \text{ total de la estructura} + peso \text{ de la turbina a gas}$$

$$Peso \text{ total del conjunto} = 1.645,5 \text{ Kg} + 3.000 \text{ Kg} = 4.645,4 \text{ Kg}$$

Debido a la distribución de cargas las ruedas delanteras deben soportar una carga mayor a 1.287 kg esto sin haber tomado en cuenta el peso de la estructura entonces se le sumará $\frac{1}{4}$ de este, a cada rueda, debido a que está distribuido uniformemente dando como resultado que las ruedas delanteras soporten la mayor cantidad de peso siendo este 1.698,4 kg.

Las características de las ruedas seleccionadas se presentan en la tabla de propiedades, en el anexo F se podrá encontrar la hoja de catálogo.

Tabla 4.4. Características de las ruedas seleccionadas

Marca	TENTE
Modelo	9250STP250P65
Diámetro de la Rueda	250 mm
Ancho de la Rueda	100 mm
Medida de la Pletina	200 x 160 mm
Distancia de agujeros	160 x 120 mm
Diámetro de los agujeros	15 mm
Desplazamiento	75 mm
Diámetro de radio giratorio	400 mm
Altura Total	325 mm
Temperatura	-20 / + 60 °C
Peso de la Rueda	31,229 Kg
Capacidad de Carga	2.200 Kg
Cap. De carga estática	4.400 Kg
Radio giratorio	200 mm

4.5 Sistema de Apoyo de la turbina

Los sistemas de la turbina incluyen: el sistema de arranque, de combustible, de aceite, de aire y de control eléctrico. Estos sistemas de apoyo se describen en detalle a continuación.

4.5.1 Sistema de arranque neumático

El sistema de arranque proporciona el impulso rotatorio a la turbina para facilitar la aceleración de la turbina a la velocidad de funcionamiento. La presión del gas disponible o la presión de aire generada en el emplazamiento, será la fuente de energía.

Se utilizan dos tipos de arrancadores para convertir la presión de suministro en energía rotacional. El sistema tiene álabes dentro del motor para hacer la conversión. En la figura 4.18 se pueden apreciar los componentes que conforman el sistema neumático de arranque.

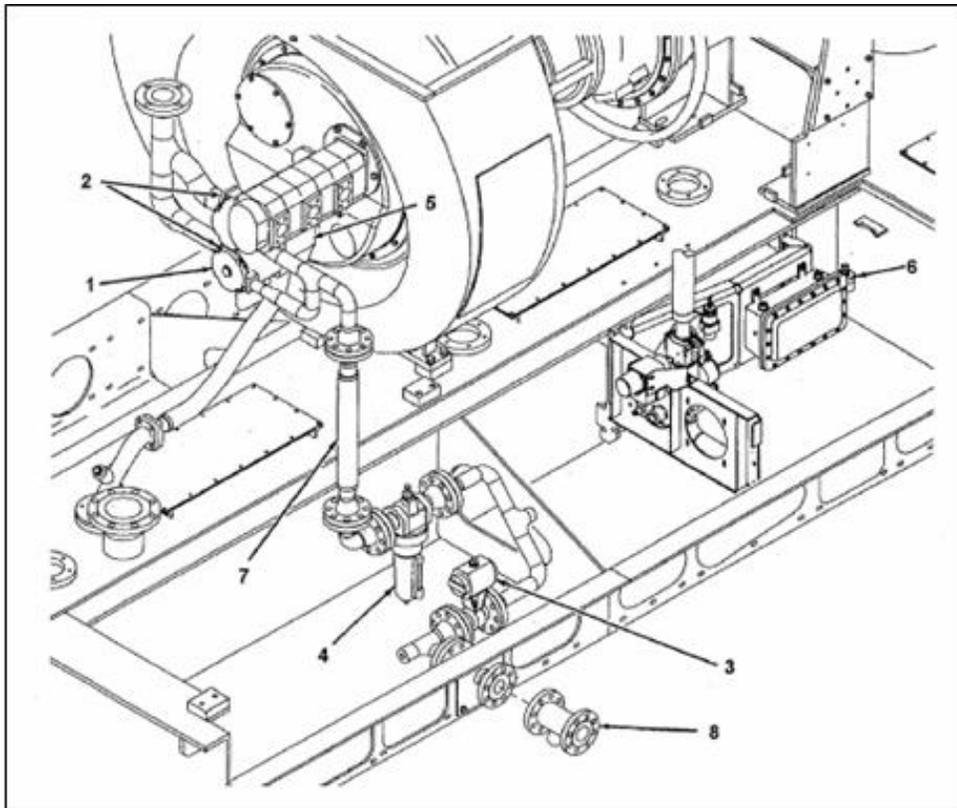


Figura 4.18 Sistema de arranque neumático

Fuente: (*Manual de operación y mantenimiento de equipo centauro 40 cs*)

Tabla 4.5 Componentes del sistema de arranque neumático

1.- Motor neumático arrancador	5.- Adaptador del arrancador
2.-Brida de escape del arrancador	6.-Solenoide de gas piloto
3.-Valvula de bola del arrancador	7.-Manguera de entrada
4.-Lubricación	8.-Filtro de gas

4.5.1.1 Descripción del funcionamiento del sistema

El sistema de arranque neumático está especialmente diseñado para los requerimientos de la turbina a gas y puede utilizar como fuente de potencia tanto aire comprimido como gas. Durante una operación normal de purga y arranque, los dos motores de arranque operando en paralelo requieren una fuente neumática de 1.138 a 1.379 KPa (165 – 200 psig), por aproximadamente 2,5 minutos a una tasa que aumente a un máximo de 64 m³ /min. (2.400 pie³/m) al desconectarse el arranque. El total de aire o gas utilizado por el arranque es aproximadamente 212 m³ (7.500 pie³) para el giro de purga y aproximadamente 170 m³ (6.000 pie³) para el ciclo de aceleración e ignición. Los componentes del sistema estándar son: filtro de malla, válvula de cierre, lubricador y los motores de arranque de expansión de gas.

Los motores de arranque neumáticos de aspas van montados sobre la parte anterior de la cobertura de la caja de accesorios y transmiten el torque de arranque a la turbina de gas a través de un embrague y eje. Cuando la turbina de gas alcanza 63% de velocidad nominal los motores de arranque se detienen y el embrague se desconecta. El lubricador, instalado en la línea de alimentación del motor, provee aceite de lubricación atomizado a los álabes del motor de arranque. El lubricador es del tipo llenado a presión desde el sistema de lubricación de la turbina.

Para la selección de cada uno de los componentes del sistema de arranque neumático, se tomó en consideración el fluido de trabajo (gas) y de este sus valores de operación los cuales deben estar comprendido entre 165-200 psig, así como los diámetros de tuberías presentes en el sistema, la justificación de las válvulas solenoides se encuentra en el apéndice B.

En el anexo G se presenta un plano detallado del sistema junto con las hojas ISA de los instrumentos en el anexo H; y los catálogos de los instrumentos en el anexo del cd C.

El siguiente cuadro muestra las descripciones de los componentes del sistema de arranque neumático.

Tabla 4.6 Descripción de los componentes del sistema

Referencia	Descripción del componente	Función del componente	Característica	Valores de operación	Marca
F-100	Filtro	Filtro del sistema de gas	200 MESH		Mueller Steam
PCV-100	Válvula Solenoide 3/2 vías	Válvula piloto	CV:0,20 ; Salida CV:1,3	80Psig Presión Piloto	ASCO Valves
M-100	Motor Neumático	Motor de manivela. Impulsar a la turbina		150-225Psig Presión de Trabajo	Tech Development Inc
FCV - 100	Válvula de Bola	Válvula de cierre	CV:3,2	225Psig Máxima presión de trabajo	Worcester Controls

4.5.1.2 Descripción de los elementos del sistema

- **Filtro de aire/gas (F-100)**

El filtrado inicial del suministro neumático se lleva a cabo mediante el tamiz del combustible, un accesorio de acero fundido en forma de Y con una malla de 200 mesh (malla).

- **Motor Neumático (M-100)**

Dos arrancadores de accionamiento neumático y de paleta están instalados en la caja del adaptador del arrancador instalada en el conjunto de accionamiento de accesorios. El par de torsión total desarrollado por los dos motores al 30% de velocidad (ver página 65) nominal de la turbina es de aproximadamente de 220 lb-pie a una presión de entrada del arrancador de 185 lb/plg² (manométricas).

- **Válvulas solenoide (PCV- 100)**

La válvula solenoide es una válvula que trabaja a tensión nominal de 24VCC, de tres lumbreras y dos posiciones. Esta válvula se utiliza para abrir y cerrar la válvula de corte del arrancador.

- **Válvula de Bola (FCV- 100)**

La válvula de corte de accionamiento neumático controla el flujo de gas o aire de la tubería de suministro hacia los dos arrancadores. Esta válvula de corte para los dos arrancadores se mantiene en la posición normalmente cerrada de acuerdo a la posición de los resortes de retorno.

4.5.2 Sistema de Gas Combustible

El sistema de gas combustible incluye todos los componentes necesarios para controlar el flujo de combustible necesario durante el arranque y funcionamiento desde mínima carga hasta carga máxima. El sistema requiere un suministro de gas natural a una presión regulada de 1.138 a 1.379 KPa (165 – 200 psig).

El gas suministrado debe satisfacer los requisitos de la especificación Solar ES 9-98 básicamente el gas debe tener un valor calorífico inferior de 31.496 a 39.370 KJ/N m³ (800 – 1.000 Btu/pie³) y debe estar libre de azufre contaminante, agua o hidrocarburos líquidos.

Los componentes principales del sistema de combustible de gas natural son:

- Filtro de gas
- Interruptor de presión de combustible
- Válvula de combustible primaria
- Válvula de combustible secundaria
- Válvula de control de combustible
- Control del actuador principal de combustible
- Válvula de aceleración
- Múltiple de gas combustible y los 10 inyectores de combustible.

En la figura 4.19 y la tabla 4.7 se pueden apreciar los componentes que conforman el sistema de gas combustible

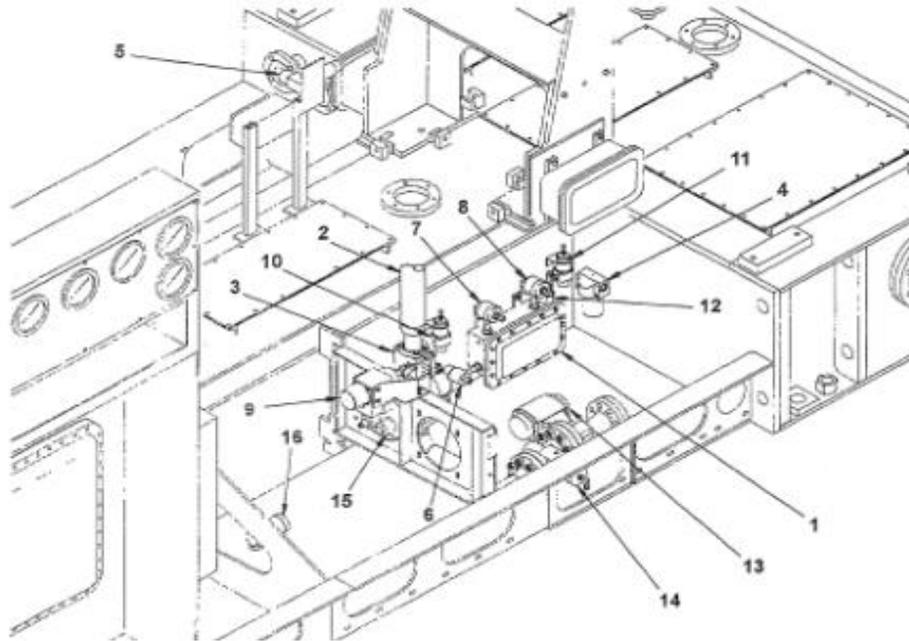


Figura 4.19 Sistema de gas combustible

Fuente: (*Manual de operación y mantenimiento de equipo centauro 40 cs*)

Tabla 4.7 Componentes del sistema de gas combustible

Componentes en el sistema
1.- Caja de empalme de combustible
2.- Tubería de combustible al múltiple de la turbina
3.- Válvula de estrangulamiento
4.- Filtro de Gas combustible
5.- Válvula Solenoide
6.- Válvula Solenoide del gas del quemador
7.- Válvula Solenoide de gas piloto a válvula secundaria de corte
8- Válvula solenoide de gas piloto a la válvula primaria de corte

Tabla 4.7 Componentes del sistema de gas combustible (Continuación)

9.- Servoactuador a válvula de estrangulamiento
10.- Válvulas de control de presión, suministro de gas del quemador
11.- Válvula de control de presión, suministro de gas piloto
12.- Válvula de alivio de gas piloto
13.- Válvula primaria de corte de combustible
14.- Válvula secundaria de corte de combustible
15.- Control de combustible
16.- Válvula de lavado

4.5.2.1 Descripción del funcionamiento del sistema

La presión del gas combustible, la cual se indica en el medidor de presión del mismo, activa el interruptor de baja presión para iniciar la operación de la unidad.

La válvula de cierre de combustible primaria es una válvula de bola de operación neumática que cierra por resorte. La presión del piloto es admitida y descargada desde el operador de la válvula de cierre a través de una válvula solenoide integral. La remoción de gas al piloto o de potencia eléctrica le permite a los resortes cerrar la válvula principal la válvula de combustible secundaria es operada por válvulas solenoides duales de 3 vías. Cuando son energizadas, las válvulas solenoides admiten presión del piloto al operador de apertura de la válvula y descarga presión del operador de cierre de la válvula causando un cambio a la posición abierta.

Cuando son desenergizadas, estas válvulas solenoides ventean el operador de apertura y suplen presión del piloto en la dirección de cierre para cerrar la válvula de combustible secundaria.

Durante la secuencia de arranque de la unidad, antes de la ignición, las válvulas principal y secundaria de cierre de combustible se operan para verificar su funcionamiento correcto, esta secuencia de chequeo es verificado por el interruptor de chequeo de presión de las válvulas situado entre las dos válvulas.

La válvula de control de combustible regula la presión de combustible a la válvula de admisión de combustible durante la aceleración de la turbina manteniendo un balance apropiado entre presión de combustible y presión de descarga del compresor (Pcd) y provee la presión de combustible apropiada a la válvula de admisión para la condición de carga y transitoria.

El ensamblaje está compuesto de una válvula principal de disco tipo poppet, operada por diafragma controlada por tres servo válvulas operadas por tres diafragmas sensores de presión de descarga y una combinación filtro/restrictor. El interruptor de alta presión situado en la salida de la válvula de presión, provee un chequeo de seguridad, antes de la ignición, al indicar una presión de salida excesivamente alta de la válvula de control que puede ser causada por una válvula principal contaminada o ajustada incorrectamente.

Para la selección de cada uno de los componentes del sistema de gas combustible, se tomó en consideración el fluido de trabajo (gas) y de este sus valores de operación, así como los diámetros de tuberías presentes. Para las RTD (sensores de temperatura resistivos) el rango de temperaturas que se manejan en el sistema; para los interruptores el tipo de señal de entrada; para los trasmisores de presión el rango de presión en el sistema (165- 200 psig); la justificación de las válvulas solenoides se encuentra en el apéndice B. En el

anexo G se presenta un plano detallado del sistema junto con las hojas isa de los instrumentos en el anexo H; y los catálogos de los instrumentos en el anexo del cd C.

Tabla 4.8 Descripción de los componentes del sistema

Referencia	Descripción del componente	Función del componente	Característica	Valores de operación	Marca
PCV- 200 J	Válvula Throttle	Medir el gas combustible	Mantiene Ángulos Alabes 40° abierto y 20° cerrado		Solar Inc.
FG – 200 A	Filtro de Gas combustible	Filtrar Gas combustible	200 MESH		Mueller Steam
FG – 200 B	Filtro del gas Piloto	Filtrar el Gas piloto	10 micrómetros nominal	Presión de operación 225 psig máxima	Western Filter Co.
PCV - 200 D	Válvula Solenoide 2/2 vías	Apagar la antorcha	CV:1,2 ;1/8 plg diámetro	Presión de operación normalmente cerrada 5 psig	Asco Valves.
PCV – 200 A	Válvula Solenoide 3/2 vías	Válvula piloto de cierre del gas Primaria	CV:0.90 , 9/32plg diámetro del orificio	Presión de operación: 200psig normalmente abierta	ASCO Valves
PCV – 200 B	Válvula Solenoide 2/2 vías	Ventilación del gas	CV:3.2 ; 9/64 plg de diámetro	Presión de operación 500 psig máxima Normalmente cerrada	Asco Valves
PCV- 200 C	Válvula Solenoide 3/2 vías	Válvula piloto de cierre del gas secundaria	CV:0.90, 9/32plg diámetro del orificio	Presión de operación: 200psig normalmente abierta	ASCO Valves

Tabla 4.8 Descripción de los componentes del sistema (Continuación)

Referencia	Descripción del componente	Función del componente	Característica	Valores de operación	Marca
E/H	Actuador Electro Hidráulico	Actuador de la válvula de combustible	1,5 ± 0,1 plg a 4mA	Presión de operación hidráulica 150Psig nominal	Worcester Controls
PCV – 200 E	Válvula de control de presión	Regulado en suministro de gas de la antorcha	5 psig set		Rivett Controls
PCV – 200 F	Válvula reguladora de presión	Regula la presión piloto	80 psig set		Rivett Controls
PSV – 200 A	Válvula de drenaje	Drenaje del combustor	Cierra de 2 a 5 psig abierta	Normalmente abierta	Asco Valves
PCV – 200 G	Válvula Bleed	PCD Bleed	Trabaja entre 21 psig abierta y 72 psig cerrada	Normalmente abierta	Solar Turbines.
PI – 200 B	Manómetro PCD	Presión de descarga del compresor PCD Indicador de la presión	0-200 psig	125 psig Nominal	ASHCROF
PI – 200 A	Manómetro Presión de Gas combustible	Indicar la presión de gas combustible	0-300 psig	185 psig Nominal	ASHCROF
TE – 200 A	RTD	Medir Temperatura Aire de entrada		100 ohm platino	Rosemount
TE – 200 B	RTD	Monitorear T2		100 ohm platino	Rosemount

Tabla 4.8 Descripción de los componentes del sistema (Continuación)

Referencia	Descripción del componente	Función del componente	Característica	Valores de operación	Marca
TE- 200 C	RTD	Temperatura de Gas combustible para condición de monitoreo		100 ohm platino	Rosemount
PSH - 200 A	Interruptor de Presión	Parada por alto flujo de entrada	12 psig en aumento 9 psig disminución	DPDT	ITT Industries
PS- 200 B	Interruptor de Presión	Verifica la presión de las válvulas de cierre	45 psig en aumento 42psig disminución	DPDT	ITT Industries
PT – 200 B	Trasmisor de Presión	Monitoreo de PCD		0-200 psig	Rosemount
PT- 200 A	Trasmisor de Presión	Monitoreo de Gas combustible	Presión de Alta máxima= 230 psig		Rosemount
PT – 200 C	Trasmisor de Presión	Monitor de entrada de Aire		0-10 plg H ₂ C	Rosemount
TW01	Termopozo	Protege a RTD03			Rosemount
V- 200 A	Válvula	Válvula de desagüe y cierre	Desagüe cerrada/cierre abierta	185 psig nominal	Asco Valves
V- 200 B	Válvula	Válvula de desagüe y cierre	Desagüe cerrada/cierre abierta	125 psig nominal	Asco Valves
V- 200 C	Válvula	Trasmisor de desagüe y cierre	Desagüe cerrada/cierre abierta		Asco Valves

Tabla 4.8 Descripción de los componentes del sistema (Continuación)

Referencia	Descripción del componente	Función del componente	Característica	Valores de operación	Marca
PSV- 200 B	Válvula de Alivio	Limita la presión de gas piloto	100 psig		Circle seal Controls
PCV- 200 H	Válvula 2/2 vías	Válvula de Corte de gas combustible Primario	CV= 10	Máxima Presión = 600 psig	Worcester Controls
PCV- 200 I	Válvula 2/2 vías	Válvula de Corte de gas combustible Secundario	CV= 10	Máxima Presión = 600 psig	Worcester Controls
GCV- 200	Válvula de control de Gas Combustible	Regular presión de combustible			Solar Inc.

4.5.2.2 Descripción de los elementos del sistema

- **Válvula de corte primario (PCV- 200 H)**

La válvula de corte primario de combustible deja entrar el flujo de gas combustible a la válvula secundaria de corte de combustible y luego hacia la válvula de control del combustible. La válvula es accionada por la presión de gas piloto hasta la posición totalmente abierta y los resortes cierran la válvula cuando se ventea la presión piloto. La válvula de dos vías, accionada por gas piloto normalmente cerrada.

El dispositivo accionador de la válvula primaria es un carrete deslizante cargado en la posición cerrada. El gas piloto hace que el carrete se deslice en la caja, impulsando un mecanismo de engranaje de cremallera. Esto hace

girar la válvula de corte de de 2 vías y 2 posiciones permitiendo que el gas combustible fluya hacia la válvula secundaria de corte.

Cuando la válvula solenoide de control desvía la presión de gas piloto, los resortes del carrete fuerzan la válvula de compuerta hacia la posición cerrada.

- **Válvula de corte secundaria (PCV – 200 I)**

La válvula de corte secundaria actúa como una válvula de corte de respaldo de la válvula principal de combustible para cerrar de forma positiva el flujo de combustible en caso de que la válvula primaria se trabara debido a materias contaminantes u otros factores. Está conectada directamente la válvula primaria de corte.

La válvula se cierra por resorte y se abre al aplicarse presión de gas piloto en oposición a la tensión del resorte. Al activarse el solenoide de la válvula secundaria de corte se permite que la presión piloto abra la válvula secundaria de corte. Cuando se desactiva el solenoide, la presión piloto en la tubería se descarga en el sistema de venteo y los resortes cierran la válvula secundaria.

Esta válvula contiene una lumbrera de instrumentación ubicada en el lado de entrada de la válvula. A esta lumbrera está conectado un interruptor de comprobación de la válvula de gas y una válvula de descarga.

- **Interruptor de alto flujo de combustible en el arranque (PSH – 200 A)**

Un interruptor está conectado a una lumbrera en la salida de la válvula de control de combustible. Transfiere una presión nominal de 8 a 12 lb/plg² manométrica. Este interruptor hará que la turbomaquinaria se pare si hace la transferencia antes de que la turbina haga el encendido inicial. Una cantidad

excesiva de flujo de la válvula de control de combustible, en el encendido inicial, dañará la turbina.

- **Servoactuador electrohidráulico (EH)**

El servoactuador modifica el flujo de combustible según sea necesario para mantener la velocidad y la temperatura de la turbina específica. Las señales de control electrónico ocasionan que el pistón accionado hidráulicamente se repliegue o se extienda según sea necesario para aplicar más o menos combustible. El pistón se extiende completamente con 4 mA y repliega completamente con 20 mA.

- **Válvula de estrangulamiento (PCV- 200 J)**

El flujo de estado estacionario de gas combustible a la turbina se controla mediante la válvula de estrangulamiento de acuerdo con la posición del servoactuador. La palanca de estrangulamiento transmite el movimiento rotatorio al eje, el cual tiene topes de combustible mínimos y máximos. El tope de combustible mínimo está ajustado para evitar la extinción fortuita de la llama durante la desaceleración. Los topes de combustible máximos se ajustan para evitar que ocurra una condición de bombeo en la turbina. Estos topes no se deben ajustar en el emplazamiento.

La válvula de estrangulamiento tipo mariposa es accionada por el varillaje desde el servoactuador electrohidráulico. Con la válvula de estrangulamiento extendida al máximo, se envía el flujo mínimo a la turbina con la válvula de estrangulamiento replegada al mínimo ocurre lo contrario.

- **Válvula de venteo de gas combustible (PCV – 200 C)**

La válvula de descarga de gas combustible es una válvula controlada por solenoide que tiene normalmente dos vías. La acción de este solenoide consiste en abrirse o cerrarse, en oposición a la ruta de gas como hacen las

válvulas piloto. La función de esta válvula consiste en purgar cualquier posible gas atrapado entre las válvulas primarias y secundarias de combustible al sistema de venteo. Aunque esta acción se lleve a cabo durante 60 segundos durante la parada, su función principal consiste en aliviar la presión durante el arranque para validar la comprobación de las válvulas de gas combustible.

- **Válvulas piloto (PCV – 200 A ; PCV – 200 C)**

Las válvulas piloto son válvulas de control accionadas por solenoide que tienen tres vías. La lumbrera de la válvula normalmente abierta está conectada al sistema de venteo, y la vía normalmente cerrada está conectada al sistema piloto. La lumbrera común es la que está conectada a la válvula. Cuando la válvula piloto se energiza, se suministra presión piloto a la válvula que se abrirá. Cuando el solenoide se desenergiza, la presión de la válvula se dirige entonces al sistema de venteo, permitiendo que la válvula se cierre.

4.5.3 Sistema de lubricación

El aceite lubricante se utiliza para dos propósitos principales, para enfriar la turbina y para lubricar los cojinetes. También tiene el propósito secundario de proporcionar la potencia para el control hidráulico del actuador del combustible y los alabes directores.

El sistema de aceite cumple las funciones designadas incorporando los siguientes dispositivos:

- Tanque de aceite
- Bomba pre/post lubricación
- Bomba de respaldo (opcional)
- Bomba principal de lubricación de la turbina

- Filtrado
- Control de presión
- Control de temperatura
- Control del nivel
- Monitoreo de presión, temperatura y nivel

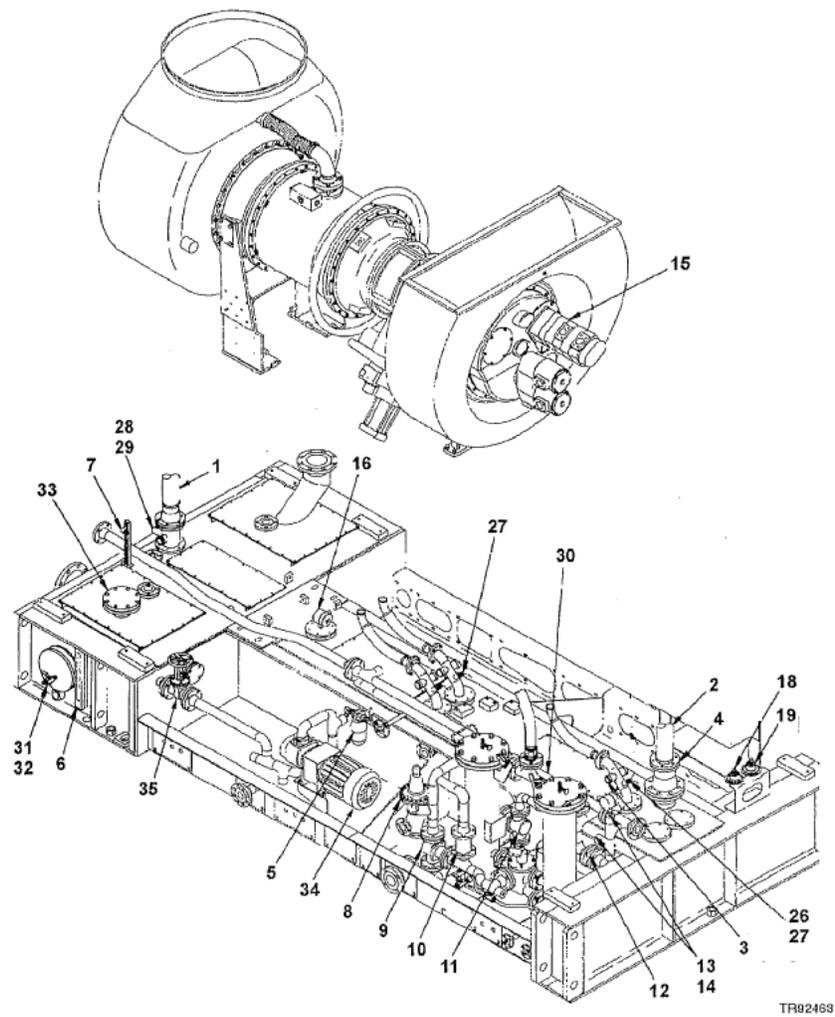


Figura 4. 20 Sistema de aceite lubricante.

Fuente: (*Manual de operación y mantenimiento de equipo centauro 40 cs*)

Tabla 4.9 Componentes del sistema de aceite lubricante

1.- Drenaje de la turbina de potencia	15.- Bomba principal de aceite lubricante
2.- Succión de aceite principal	16.- Interruptor de nivel
3.- Indicador del drenaje de aceite	17.- Interruptor de temperatura
4.- Colador de succión de aceite lubricante	18.- Interruptor de presión
5.- Filtro del actuador de estrangulamiento	19.- Interruptor de presión
6. Marco de vidrio del nivel de tanque de aceite	27.- RTD
7.- Trasmisor de presión	28.- Detector de drenaje de la turbina de potencia
8- Válvula de control de presión	29.- RTD
9.- Válvula de control térmico	31.- Calentador del tanque de aceite
10.- Válvula de alivio	32.- Válvula de corte
11.- Válvula de alivio principal	33.- Colador de llenado del tanque
12.- Válvula de retención	34.- Bomba de pre-post lubricación
13.y 14.- RTD	35.- Válvula de compuerta

4.5.3.1 Descripción del funcionamiento del sistema

El sistema de lubricación consiste de un enfriador, filtro, bomba, válvula reguladora e instrumentos de protección para condiciones de baja presión, bajo nivel y alta temperatura. El sistema de lubricación integrado provee aceite de lubricación a la turbina a gas y la caja de engranajes (si es utilizada). El tanque de aceite es un recipiente incorporado a la base del patín. El aceite de lubricación debe cumplir con los requerimientos de la especificación Solar ES-9-224 (Deltaven turbo lub).

Al activar la secuencia de arranque de la turbina, la bomba de pre/post lubricación supe aceite a los rodamientos de la turbina por un período determinado de tiempo. Al acelerar la turbina la bomba de pre/post lubricación

se detiene cuando esta alcanza el 66% de velocidad nominal y todo el aceite de lubricación es suplido por la bomba principal accionada por la turbina. Posterior a la parada de la turbina la bomba de pre/post lubricación arranca automáticamente y funciona durante 55 min para mantener un flujo de aceite de enfriamiento durante el período post operación. Hay disponible una bomba de post lubricación de respaldo impulsada por motor eléctrico de 24 Vcc para proveer lubricación positiva en los casos donde la fuerza neumática o eléctrica no esté disponible temporalmente. Cuando el paquete arranca con aceite frío, el aceite se desvía del enfriador a través de una válvula de control de temperatura. La presión de lubricación normal está entre 303 a 448 KPa (44 a 65 psig) y un rango de temperatura de 54 a 65 °C (130 a 150 °F) con aceite de lubricación C-32.

Tabla 4.10 Descripción de los componentes del sistema (Continuación)

Numero de Referencia	Descripción del componente	Función del componente	Características	Valores de Operación	Marca
M- 300 A	Motor, AC	Alimentar la bomba Pre-Post Lubricación		460 VAC, 3Φ, 60 HZ, 5HP.	Pacific Scientific
M- 300 B	Motor , DC	Alimentar la bomba lubricante principal		24 VDC, 1.750 RPM , 0,95 HP	Pacific Scientific
M- 300 C	Motor Eléctrico	Alimentar el ventilador		460 VAC, 3Φ, 60 Hz, 3HP.	Pacific Scientific
M- 300 D	Motor con válvula de alivio	Alimentar la bomba de lubricación de respaldo		11,5 GPM 15 Psig	Pacific Scientific
F- 300 A	Filtro	Filtrar aceite de la lubricación principal		5μ Nominal	western filter co
F- 300 B	Filtro	Filtrar aceite de la lubricación principal		5μ Nominal	western filter co
F- 300 C	Colador (Strainer)	Filtrar aceite de llenado		24 MESH	Armstrong

Tabla 4.10 Descripción de los componentes del sistema (Continuación)

Numero de Referencia	Descripción del componente	Función del componente	Características	Valores de Operación	Marca
F- 300 D	Colador	Filtrar aceite de la bomba de lubricación principal		6 MESH	Armstrong
F- 300 E	Colador	Filtrar aceite de la Bomba Pre-Post lubricación		6 MESH	Armstrong
F- 300 F	Colador	Filtrar el aceite de la Bomba Respaldo		6 MESH	Armstrong
F-300 G	Filtro	Filtrado de aceite al sistema de gas combustible		24 μ Absoluta	western filter co
F- 300 H	Colador	Filtrado de la productora de gas		70 μ	Purolator Inc.
F- 300 I	Colador	Filtrado de la productora de gas		70 μ	Purolator Inc.
F- 300 J	Colador	Filtrado de la caja de accesorios		70 μ	Purolator Inc.
F- 300 K	Colador	Filtrado de la turbina de potencia		70 μ	Purolator Inc.
F- 300 L	Filtro	Filtrado de aceite de bomba de respaldo		10 μ	western filter co
A/G S	Separador Aire/Aceite				Solar Inc.
E- 300 A	Calentador del Tanque	Sistema Pre calentamiento		460 VAC , 3 Φ , 10 KW	Solar Inc.
E- 300 B	Enfriador Aire/Aceite	Enfriar el aceite lubricante		Motor Eléctrico 618.000 Btu/hr. 115 GPM	Solar Inc.
LG- 300	Marco de Vidrio	Visibilidad del nivel del tanque			Solar
P- 300 A	Bomba Hidráulica	Suplir aceite de lubricación principal		245 GPM 150 PSIG 2.000 RPM	Commercial Intertech
P- 300 B	Bomba Hidráulica	Suplir aceite de Pre-Post lubricación		66 GPM 40 PSI 60HZ 1.750 RPM	Commercial Intertech

Tabla 4.10 Descripción de los componentes del sistema (Continuación)

Numero de Referencia	Descripción del componente	Función del componente	Características	Valores de Operación	Marca
P- 300 C	Bomba Hidráulica	Suministrar aceite de respaldo		66 GPM 40 PSI 60HZ 1.750 RPM	Commercial Intertech
PCV- 300 A	Válvula reguladora de presión	Regular presión	50-65 PSIG	55 PSIG	Rivet Valves
PDI- 300 A	Manómetro de diferencial de presión	Filtrar		0-100PSID	Ashcroft gauges
PI- 300 A	Manómetro de presión	Aceite lubricante		0-100PSID	Ashcroft gauges
TQ01	Tanque	Almacenar el aceite lubricante		580Galones de capacidad	Solar Inc.
TE- 300 A	RTD	Sensor de temperatura de aceite lubricante	Temperatura :155° F	100 OHM Platinum	Rosemount
TE- 300 B	RTD	Sensor Temperatura del tanque de aceite lubricante	65°F Caliente	100 OHM Platinum	Rosemount
PSL- 300	Interruptor de presión	Baja nivel de presión	8.5 plg H ₂ O		ITT Industries
PSH- 300	Interruptor de presión	Alta nivel presión	10 plg H ₂ O		ITT Industries
TSH- 300	Interruptor de temperatura	Alto nivel de temperatura aceite lubricante	165°F aumentando		Custom Control Sensors Inc.
LSLL- 300 A	Interruptor de nivel	Bajo nivel en el tanque Alarma	14-1/2 plg de nivel de aceite	32 galones/plg.	Gems Sensors
LSL- 300 B	Interruptor de nivel	Bajo nivel en el tanque Apague	12-1/2plg de nivel de aceite		Gems Sensors
LSH- 300 C	Interruptor de nivel	Alto nivel en el tanque Alarma	19-1/2 plg de nivel de aceite		Gems Sensors
PDS- 300	Interruptor de Alarma	ΔP de nivel de presión diferencial	30 Psig		Gems Sensors
TCV- 300	Válvula de control de temperatura	Control de refrigerante	140°F		Amot Controls
TI- 300	Termómetro	Suministro de aceite		20 a 240°F	Marshalltown gauges

Tabla 4.10 Descripción de los componentes del sistema (Continuación)

Numero de Referencia	Descripción del componente	Función del componente	Características	Valores de Operación	Marca
PT- 300	Trasmisor de presión	Presión de suministro de aceite		0-100 psig	Rosemount
TW01	Termoposo	Temperatura del tanque de aceite			Rosemount
TW02	Termoposo	Suministro de aceite			Rosemount
TW03	Termoposo	Temperatura de aceite combustible			Rosemount
PSV- 300 A	Válvula Check	Suministro de aceite combustible principal	2 PSIG presión		Techno Valves
PSV- 300 B	Válvula Check	Control de suministro de respaldo	0.3 PSIG		Techno Valves
PSV- 300 C	Válvula Check	Respaldo de suministro de aceite	2 PSIG presión		Techno Valves
PSV- 300 D	Válvula Check	Pre-Post lubricación			Techno Valves
HV- 300 A	Válvula Manual	Ventilar filtro de aceite		Normalmente cerrada	Asco Valves
HV- 300 B	Válvula Manual	Ventilar filtro de aceite		Normalmente cerrada	Asco Valves
HV- 300 C	Válvula	Drenaje filtro		Normalmente cerrada	Asco Valves
HV- 300 D	Válvula	Drenaje del filtro		Normalmente cerrada	Asco Valves
HV- 300 E	Válvula de drenaje	Drenaje del tanque de aceite			Asco Valves
V- 300 A	Válvula de Bola	Filtrar		Normalmente cerrada	Worcester Controls
V- 300 B V-300 C	Caja de Válvulas	calibrador del aislamiento		Normalmente Abierta	Asco Valves
PSV- 300 E	Válvula de alivio	Presión del aceite lubricante	150 PSIG		Circle Seal Valves
PSV- 300 F	Válvula de alivio	Pre-Pos lubricación	50 PSIG		Circle Seal Valves
PSV- 300 G	Válvula de alivio	Desvió al enfriador	50 PSIG		Circle Seal Valves

Tabla 4.10 Descripción de los componentes del sistema (Continuación)

Numero de Referencia	Descripción del componente	Función del componente	Características	Valores de Operación	Marca
XV- 300 A	Válvulas selectora 3 vías	transferencia del filtro de aceite de lubricante principal			Asco Valves
XV- 300 B	Válvulas selectora 3 vías	transferencia del filtro de aceite de lubricante principal			Asco Valves

Para la selección de cada uno de los componentes del sistema de aceite lubricante, se tomó en consideración el fluido de trabajo (aceite) y de este sus valores de operación, así como los diámetros de tuberías presentes en el sistema , para las RTD el rango de temperaturas que se manejan en el sistema, para los interruptores el modo de accionamiento; para los transmisores de presión el rango de presión en el sistema (0 – 100 psig). En la selección de las bombas se tomó en consideración la altura que debían levantar las mismas. En el anexo G se presenta un plano detallado del sistema junto con las hojas isa de los instrumentos en el anexo H; y los catálogos de los instrumentos en el anexo del Cd C.

4.5.3.2 Descripción de los elementos del sistema

- **Control de presión de aceite**

La presión de aceite lubricante es controlada por un regulador que funciona evitando el exceso de aceite desde la bomba principal de aceite lubricante de la turbina de regreso al tanque de aceite. No envía el aceite real que va hacia la turbomaquinaria. Una tubería de detección del regulador irá hacia el múltiple de aceite justamente en el punto antes de que entre en los cojinetes calientes de la turbina. Descargará suficiente aceite para mantener

dicho punto a 55 lb/plg² (manométricas). Una segunda tubería es una tubería de detección, conectará la parte superior del regulador con el tanque de aceite lubricante. En el caso en el que el diafragma interno estuviera a punto de romperse, se dejará que el aceite regrese al tanque, en vez de acumularse en el regulador. Si se dejara acumular la presión en el regulador trataría de vencer la presión de detección, lo que ocasionaría que la presión entregada a la turbina disminuyera.

Si se dejara que la presión de la bomba principal de aceite lubricante de la turbina sobrepasara las 150 lb/plg² (manométricas), el PCV-300 A se abrirá y dejará pasar el exceso de presión de regreso al tanque.

- **Control de la temperatura de aceite**

Para que la turbomaquinaria funcione correctamente la temperatura del aceite deberá estar controlada dentro de una gama de funcionamiento aceptable. Se proporcionará un sistema de enfriamiento de aceite para evitar que el aceite se caliente durante el funcionamiento de la turbomaquinaria. El calentamiento excesivo ocasionará que el aceite se deteriore y pierda su viscosidad. Se proporciona un sistema de calentamiento de aceite para mantener el aceite caliente mientras la turbomaquinaria está parada. Si el aceite llega a enfriarse se pondrá demasiado grueso para inyectarse adecuadamente en los cojinetes de aceite.

- **Filtros de aceite lubricante**

La mayoría de las turbomáquina están equipadas con dos unidades de filtro idénticas, conjuntamente con las preparaciones para aislar una unidad para mantenimiento mientras que la turbomáquina está funcionando. Cada caja de filtros tiene una capacidad de aproximadamente 19 galones de aceite y contiene tres elementos filtrantes reemplazables de 5 micras. Las

conexiones de drenaje son dirigidas hacia la superficie exterior del riel del patín de la turbina para facilitar el drenaje de la caja para mantenimiento.

La presión diferencial a través del sistema de filtro es monitoreada por un manómetro diferencial y un interruptor diferencial conectados en paralelo con el sistema. El manómetro está montado en el panel de indicadores de la turbina y proporciona indicación en una escala de 0 a 100 psig de presión diferencial del filtro. Hay ajustado un detector de alarma para indicar una visualización de alarma en la consola de control si la presión diferencial del filtro sobrepasa de 50 psig.

- **Manómetro de aceite lubricante (PI- 300 A)**

El manómetro de aceite lubricante visualiza la presión del sistema en una escala de 0 a 100 psig y su lectura debe ser de una presión nominal de 55 psig durante el funcionamiento. La conexión de detección del manómetro está ubicada en el múltiple de suministro de aceite lubricante.

- **Transmisor de presión de aceite lubricante (PT-300)**

El transmisor de presión de aceite lubricante produce una señal eléctrica de 4 a 20 mA equivalente a una presión de aceite lubricante de 0 a 100 psig. La señal del transmisor es dirigida al sistema de control, que inicia las funciones a niveles de presión específicos incluyendo:

- ✓ 6 psig (ascendentes): arranque permisivo de pre lubricación/calentador.
- ✓ 42 psig (descendentes): alarma de baja presión de aceite.
- ✓ 25 psig (descendentes): parada por baja presión de aceite.

- **Medidor de temperatura de aceite lubricante (TI- 300)**

El medidor de la temperatura de aceite lubricante está instalado en el panel de indicadores de la turbina. El medidor tiene una escala de 20° a 240°

F, y el detector del indicador consta de una RTD en el múltiple de suministro de aceite lubricante. Se debe visualizar una temperatura nominal de 140° F.

- **Dispositivo de temperatura por resistencia del cabezal de aceite lubricante**

Un dispositivo de temperatura por resistencia (RTD) está instalado en un termoposo en el múltiple de suministro de aceite lubricante. El RTD proporciona una señal eléctrica de 3 hilos proporcional a la temperatura del aceite en el múltiple de suministro. El sistema de control, en respuesta a la señal del RTD, inicia una alarma a una temperatura del aceite de 155° F, y una parada a una temperatura nominal de 165° F (algunos tipos de aceite tienen diferentes alarmas y paradas).

- **Interruptor de nivel del tanque de aceite**

Los interruptores de nivel se utilizan indicar cuando el nivel de aceite en el tanque es muy alto o muy bajo. Estos interruptores están ubicados en una varilla que se extiende hacia adentro del tanque desde la parte superior. Los interruptores son accionados magnéticamente mediante flotadores metálicos alrededor de la varilla que contienen imanes. Se producirá una alarma por bajo nivel cuando el nivel descienda por debajo de 14,5 plg. Se producirá una parada cuando el nivel descienda por debajo de 12,5 plg. Se producirá una alarma por alto nivel si el nivel sobrepasa las 19,5 plg.

- **Interruptor de presión del tanque de aceite**

Los interruptores se instalan para monitorear la presión en el tanque de aceite lubricante. No se debe impedir que un flujo libre de aire procedente de la turbina pase por la descarga del tanque. Si es así, los interruptores se

ajustan para generar una alarma y parada a 8,5 y 10 plg de agua respectivamente.

4.6. Sistema de adquisición y procesamiento de datos para el banco

Para el procesamiento de datos, control de las variables se empleará un sistema Turbotronic 4, basado en microprocesador que permite integrar con precisión las funciones de control, protección y monitoreo de las unidades de turbomaquinaria. También proporciona indicaciones visuales al operador que permite que este evalúe el funcionamiento y el rendimiento de la unidad.

El sistema requiere de una fuente de alimentación eléctrica de 24 VCC, que normalmente es suministrado con una batería aunque también puede hacerse con otras fuentes.

El sistema de control usa 5 partes principales para secuenciar, monitorear y proteger la turbina, estas partes son:

- Dispositivos de Información
- Módulos de Entrada
- Controlador
- Módulos de Salida
- Elementos Finales de Control
- **Dispositivos de Información**

Los dispositivos de información van instalados en el equipo que se va a controlar. Convierte los parámetros físicos (temperatura, presión, velocidad, etc.) en señales eléctricas (tales como voltios, amperios, ohmios, y frecuencia) y envían las señales con dichas señales a través del cableado a los módulos de entrada.

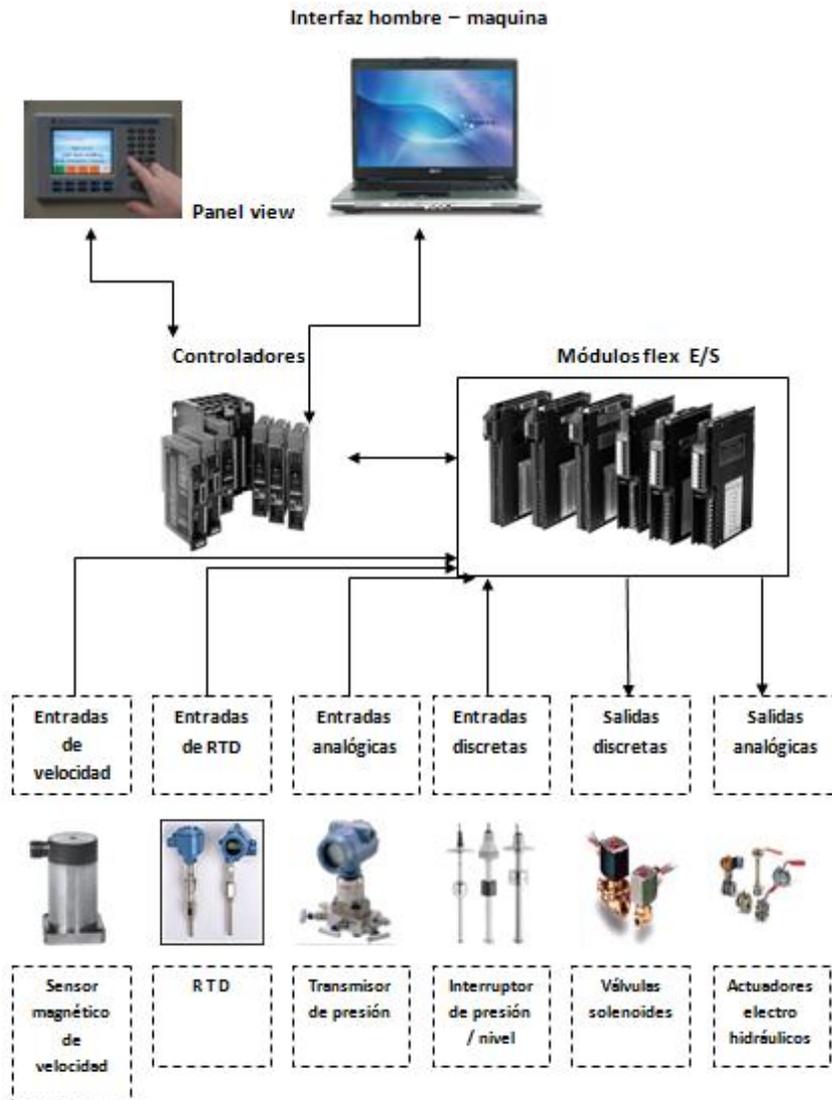


Figura 4. 21 Diagrama de bloque del sistema de control

Fuente: *propia*

- **Módulos de entrada**

Los módulos de entrada van ubicados en la consola de control, convierten las señales de información eléctrica provenientes de los

dispositivos de información en datos (números) y envían los datos al controlador. Hay distintos tipos de módulos de entrada, por lo general un tipo de modulo será capaz de agrupar entradas/salidas de un mismo tipo. Los módulos de entrada que utiliza la turbina centauro 40 son:

1. Entradas discretas (Digitales)
2. Entradas analógicas (4-20 mA)
3. Entradas de velocidad (Frecuencia)
4. Entrada por detectores de temperatura de RTD

- **Controlador**

El controlador al igual que los módulos de entrada va ubicado en la consola de control, a una distancia de hasta 300 m de la turbina, el controlador es el dispositivo administrador o tomador de decisiones del sistema de control.

Todas las demás piezas del sistema de control son simplemente convertidores de información sobre la turbina en un formato que el controlador puede entender para las entradas y convierte las decisiones en el formato del controlador en movimiento para la salida. El controlador almacena datos de información hasta que el programa de control necesite esos datos para tomar la decisión.

- **Módulos de Salida**

Los módulos de salida van ubicados en la consola de control convierte los datos de decisión provenientes del controlador en señales eléctricas que se envían a los dispositivos de decisión (pre – accionamiento), se utilizan 2 tipos de módulos de salida.

El primero es un módulo de salidas discretas (digitales) que se activa y se desactiva al recibir una señal de 24 VCC este módulo se

utiliza para controlar un dispositivo de decisión discreta tal como un solenoide, el segundo es un módulo de salidas analógicas que puede hacer variar una señal de corriente entre 4 y 20 mA.

- **Elementos Finales de Control**

Los dispositivos de decisión van instalados sobre el equipo que se va a controlar, convierten las señales de decisión provenientes de los módulos de salida en acciones finales de control.

Estas 5 partes del sistema de control, cuando se integran en lazos abiertos y cerrados que permiten el uso de retroalimentación para controlar la turbina.

4.6.1 Componentes del sistema de control

El sistema ControlLogix serie-1756 es una plataforma de control modular que consta de un bastidor de E/S, una fuente de alimentación eléctrica, un controlador ControlLogix y los módulos de E/S requeridos para dar soporte a las necesidades de control y monitoreo del conjunto de turbomaquinaria.

- **Controlador**

El controlador Allen Bradley ControlLogix 5000 es el principal dispositivo de control del sistema. Este modelo requiere de un submódulo de memoria para funcionar, las cuales hay disponibles de 750 K, 1.5M, 3.5 M y 7.5 M bytes.

Se seleccionó el controlador de la marca Allen Bradley debido a que la empresa PDVSA GAS cuenta con un contrato con esta marca para la adquisición de equipos.

- **Opciones de comunicación**

El sistema de control ControlLogix trae asociado su propio sistema de comunicación llamado ControlNet el cual conecta todos los elementos del núcleo del sistema de control al controlador.

Los dispositivos conectados al controlador mediante la red ControlNet son:

1. Módulos de E/S
2. Panel de control de la turbina (a través de los módulos de E/S)
3. Pantalla del sistema TT4000
4. Sistema de monitoreo de vibraciones.

El bastidor ControlLogix 1756 puede albergar varios tipos distintos de módulos de comunicación entre ellos se puede mencionar Red ControlNet, EtherNet, ruta de datos "Data Highway + DH) y Modbus. Según la configuración estándar para un proyecto Turbotronic 4 de Solar, se instalan dos módulos de la red ControlNet en el bastidor 1756, para permitir la comunicación de los módulos de E/S de la turbomaquinaria y el controlador.

- **Módulos de E/S**

Los módulos Flex I/O Allen Bradley proporcionan la interfaz entre los instrumentos de la turbomaquinaria y el procesador.

En la selección de los módulos se usaron los de la marca Allen-Bradley modelo 1794 Flex I/O ya que la aplicación requiere varios tipos de dispositivos de E/S cerca de la máquina.

Los módulos de entrada Flex I/O 1794 seleccionados son:

- Módulo de entradas discretas (digitales) 1794-IB16
- Módulo de entradas analógicas 1794- IE8

- Módulo de entrada de velocidad 1794-IJ2
- Módulo de entradas de temperatura por resistencia 1794-IR8

Los módulos de salida Flex I/O 1794 seleccionados son:

- Módulo de salida discretas (digitales) 1794-OB16
- Módulo de salida analógicas 1794-OE4

Módulo de entradas discretas (digitales) 1794-IB16

El 1794-IB16 es un módulo de entradas discretas de 16 canales está diseñado para funcionar con una gama de voltaje de 10 a 31,2 VCD en el caso de circuitos activos o cerrados, y de cero a menos 10 VCD en el caso de circuitos inactivos o abiertos. Cada circuito de entrada (canal) va conectado al módulo mediante el bloque de terminales.

Módulo de entradas analógicas 1794-IE8

El módulo de entradas analógicas toma datos provenientes de los detectores externos, los acondiciona y finalmente digitaliza los datos para transferirlos al controlador. El módulo puede aceptar 8 entradas de terminación simple y tiene una resolución de 12 bits. Cada canal se configura individualmente para corriente o voltaje, seleccionando el punto de conexión del cable de entrada en la base de terminales, y esta configuración también debe corresponderse con la configuración de E/S de la aplicación del controlador.

Los voltajes y las gamas de corrientes permisibles son las siguientes:

1. -10 a + 10 VCC
2. 0 a 10 V CC
3. 4 a 20 mA

4. 0 a 20 mA

Este módulo requiere del uso de una base de terminales TB3 o TB3S (51 terminales). Para su instalación la llave selectora de la base de terminales debe colocarse en la posición 3. Solo tiene un indicador de alimentación eléctrica no tiene indicadores individuales de canales. Si el módulo tiene entre 19,2 y 31,2 V CD, el indicador de alimentación eléctrica se ilumina en verde.

Módulo de entrada de velocidad 1794-IJ2

El 1794-IJ2 es el módulo Flex I/O de las señales de velocidad. El módulo tiene una capacidad para 2 canales de señales de entrada puede medir hasta 32.767 hercios. Posee un ancho de banda de 20 μ s y un tiempo de respuesta \leq 4ms.

Este módulo requiere del uso de una base de terminales TB3 o TB3GS, con la llave de transferencia en la posición 1. El mismo está provisto del indicador estándar de alimentación eléctrica/estado.

Módulo de entradas de temperatura por resistencia 1794-IR8

El módulo RTD 1794-IR8 toma los datos detectores externos, los acondiciona y finalmente los digitaliza para transmitirlos al controlador. Puede funcionar hasta con 8 entradas de RTD.

El módulo RTD requiere configuración mediante la aplicación únicamente. Se puede configurar para que funcione con distintos detectores de temperatura por resistencia (RTD) (la norma de solar es 100 ohmios platino) y en grados C^o o F^o, y eso se realiza en la aplicación RSlogix 5000.

Este módulo tiene una resolución de 16 bits a través de 435 Ω y una anchura de banda de CC a 2,62 Hz (-3 db).

Módulo de salida discretas (digitales) 1794-OB16

Este módulo en particular tiene capacidad para manejar hasta 16 canales de datos de salida. Los canales están diseñados para funcionar con una gama de voltaje de salida de 10 a 31,2 VCD. Cada circuito de salida va conectado al módulo mediante el bloque de terminales. Al igual que el módulo de entrada, el sistema de numeración es decimal (de 0 a 15), no octal (de 0 a 7 y de 10 a 17).

La alimentación eléctrica del módulo de salida Flex I/O se suministra por terminales 16 (OV) y 34 (24 VCD). El módulo 1794-OB16 requiere bien sea una base de terminales TB3 o TB3S.

Módulo de salida analógicas 1794-OE4

El módulo 1794-OE4 es un módulo de salida de 4 canales y 12 bits de resolución. Este convierte los datos de decisión en la forma de un número entero (enviados por el controlador) en señales analógicas. El 1794-OE4 es capaz de producir varios tipos de señales analógicas distintas:

1. 0 a 20 mA
2. 4 a 20 mA
3. - 10 a + 10 V CD
4. 0 a 10 V CD

El módulo se debe configurar para la gama y el tipo de señal que debe enviar. Es preciso configurar tanto la aplicación como el equipo físico. La configuración de la aplicación se establece en la aplicación del controlador (RSlogix 5000) y configura la gama de señales que se va a utilizar. El tipo de señal que se va a utilizar (voltios o amperios) es configurado por las conexiones de los circuitos de los terminales. Este módulo requiere del uso de una base de terminales TB3, TB3S, TBN o TBNF, con la llave de transferencia en la posición 4.

Para información más detallada de los módulos con sus conexiones se hace referencia a los planos isa en el anexo I y los diagramas de lazo en el anexo J, así como también a los catálogos los módulos en el anexo de cd D.

- **Monitoreo de Vibraciones**

El monitoreo de vibraciones de la turbina se hace por medio de los sensores de CEC Vibration Products, modelo 4-131, el cual posee alta sensibilidad a las vibraciones lo cual proporciona mayor exactitud y precisión al momento de realizar la medición. Su amplitud es de 0,07 plg pico-pico, sensibilidad de 135 mV y una frecuencia de 15 a 2.000 Hz.

Para la selección del módulo que procesará la señal del sensor hasta el controlador, se seleccionó el módulo especial Allen Bradley Flex I/O 1794- IJ2 ya que cumple con las especificaciones de frecuencia y será capaz de medir los incrementos de movimiento lineal para enviarlos al controlador procesarlos y emitir la notificación correspondiente.

Para más información referente al sensor seleccionado en el anexo K se encuentra su hoja de especificaciones.

- **Interfaz con el operador**

Este sistema incluye opciones que facilitan el funcionamiento de la interfaz del operador, se nombran a continuación:

1. Sistema de visualización y monitoreo TT4000. El sistema de visualización plenamente funcional de Solar que incluye un panel de anunciación digital e interfaz con el operador en la

sala de control con múltiples pantallas indicadoras de condición y alarmas.

2. Panel de control de la turbina. El conjunto de interruptores y lámparas indicadoras que constituyen una interfaz con el operador independientemente del sistema de visualización.

4.7. Análisis Económico del proyecto

Para la realización de la inversión en el diseño y elaboración de un banco de pruebas para turbinas a gas para la empresa PDVSA GAS es necesario conocer el enfoque económico de dicho proyecto, específicamente, es necesario conocer si la inversión será rentable y que beneficios se podrían obtener de esta. Se tienen los siguientes datos:

4.7.1 Datos para el análisis de rentabilidad del proyecto de inversión

Precio Unitario: Precio de venta de la turbina + precio de su instalación (incluye transporte y puesta en marcha): 1.000.000\$ + 139.534,88\$, por lo tanto el costo total de tener la turbina en operación es de 1.139.534,49\$ (aprox. 2.450.000 Bs.F). Datos obtenidos de la empresa PDVSA GAS, Taller Central La Quizanda, (Anexo L).

- **La Perdida Unitaria** por chequeo de la turbina si existe un daño es de 47.209,30\$ (101.500 Bs.F). (Datos obtenidos de la empresa PDVSA GAS, Taller Central La Quizanda, Anexo L).

Por ejemplo, si en un año se cuenta con 14 turbinas y en promedio se realiza al menos un chequeo al año a 8 de ellas, tenemos que:

- **Precio Total Anual:** Compra de las turbina y puesta en marcha al año = 1.139.534,49\$ x 8 = 9.116.275,92 \$/año.

- **Pérdida Anual por chequeo:** Incluye desensamble, inspección, ensamble y servicio técnico. $47.209,30\$ \times 8 = 329.634,4 \text{ \$/año}$

El Costo total de la inversión comprende la construcción del banco y la instrumentación, respectivamente $418.604,65\$$ (construcción del banco) + $20.000\$$ (instrumentación del banco) = $438.604,65\$$.

Los beneficios que se obtendrían de dicha inversión serian:

Beneficios Contables

- Ahorro por chequeo de daño o avería en la turbinas anual= $329.634,4 \text{ \$}$
- Ahorro Por reparación de la turbina= $1.153,48\$ \times 8$ (turbinas)= $9.227,91\$$.

AHORRO TOTAL = $329.634,4\$ + 9.227,91 \text{ \$} = 338.862,31 \text{ \$/año}$.

Beneficios no contables

- Certificación de Calidad.
- Disminución de la pérdida de tiempo causado por la presencia de una falla en la turbina.
- Disminución de la incertidumbre por desconocimiento del funcionamiento o falla en la turbina.
- Impacto positivo sobre la productividad.

4.7.2 Premisas para el análisis de rentabilidad del proyecto:

- La vida útil del banco de prueba para turbinas a gas es de 15 años, por lo tanto este será el periodo de estudio.

- Se conoce que los ingresos obtenidos por la puesta en marcha del banco de prueba para turbinas a gas es de 338.862,31\$/año (ahorro total).
- Los gastos anuales que se tienen por el uso del banco de prueba para turbinas a gas están compuestos por:
 - a.) *Costos de materiales de mantenimiento y mano de obra:* Para el primer período se asume que representa un 15% de los ingresos totales obtenidos en ese período. Durante periodos sub siguientes estos crecen a un ritmo de 10% por año.
 - b.) *Gastos de Depreciación:* Para el cálculo de las depreciaciones anuales se uso el método de depreciación por línea recta. Asumiendo que el valor residual del activo es igual a 0. Por lo tanto, el cálculo no es más que el monto de la inversión entre la vida útil del proyecto.
- La tasa de impuesto sobre la renta en caso de obtener flujos positivos es de 34%.
- Asumiendo que el financiamiento del proyecto en cuestión es a través de créditos bancarios, la tasa de descuento que se usara para el análisis, es un promedio de las tasas activas obtenidas los primeros 6 meses del año actual. Dicha tasa es de 21,84%.

Dada estas premisas de estudio podemos proceder a la evaluación técnica, económica y financiera del proyecto de inversión. La misma se lleva a cabo a través de 2 herramientas financieras: El valor actual neto de la inversión, y la tasa interna de retorno.

4.7.3 Valor actual neto

El valor actual neto es la suma de cada uno de los flujos de efectivo que se esperan obtener una vez que se lleva a cabo la inversión, actualizados al periodo actual y comparados a su vez con el monto de la inversión. Su cálculo se realiza a través de la siguiente fórmula:

$$VAN = \Sigma FE_P(21,84\%) - \text{Monto de la inversión.}$$

Donde:

VAN: valor actual neto

$\Sigma FE_P(21,84\%)$: Sumatoria de los Flujos de efectivo de cada uno de los periodos actualizados a una tasa de 21,84%.

A continuación tenemos los flujos obtenidos en cada uno de los periodos y el cálculo del VAN correspondiente.

Tabla 4.11 Flujos de efectivos obtenidos por periodo y VAN.

	Flujo de efectivo(\$)	VAN (\$)
<i>Período 0</i>	-438.605	-438.605
<i>Período 1</i>	170.803	-298.420
<i>Período 2</i>	167.448	-185.625
<i>Período 3</i>	163.758	-95.090
<i>Período 4</i>	159.699	-22.627
<i>Período 5</i>	155.234	35.184
<i>Período 6</i>	150.322	81.130
<i>Período 7</i>	144.919	117.484
<i>Período 8</i>	138.976	146.098
<i>Período 9</i>	132.439	168.477
<i>Período 10</i>	125.248	185.848
<i>Período 11</i>	117.337	199.204
<i>Período 12</i>	108.636	209.353
<i>Período 13</i>	99.065	216.949
<i>Período 14</i>	88.536	222.520
<i>Período 15</i>	76.954	226.495

Fuente : Propia

Al final del período de estudio el VAN obtenido es de 226.495\$ lo cual indica que el proyecto de inversión es rentable. Es decir, al sumar todos los flujos de efectivos actualizados obtenidos en cada uno de los períodos de estudio y ser comparados con el monto de la inversión el resultado es positivo, lo cual representa utilidad o ganancia en el proyecto.

4.7.4 Periodo de recuperación del proyecto

El periodo de recuperación del proyecto es el 5to año, ya que allí se recupera la totalidad de inversión y se empiezan a obtener flujos positivos.

4.7.5 Tasa Interna de Retorno.

La tasa interna de retorno es una herramienta financiera que permite determinar la rentabilidad de una inversión. Es una tasa de referencia bajo la cual el VAN se hace igual a 0, es decir una tasa que iguala los flujos de efectivos actualizados al periodo inicial con el monto total de la inversión.

Si la tasa de financiamiento es mayor a la TIR, entonces el proyecto de inversión no es rentable. Por el contrario si la tasa de financiamiento es inferior a la TIR, el proyecto de inversión es rentable. El cálculo de la TIR se lleva a cabo a través de una interpolación entre una VAN negativa y una VAN positiva. En nuestro caso de estudio la TIR obtenida es de aproximadamente 36%. Siendo la tasa de financiamiento igual a 21,84% entonces podemos decir que nuestro proyecto presenta rentabilidad financiera. Ya que la TIR es la tasa máxima a la cual podemos llevar a cabo la inversión, una tasa de financiamiento por encima de esta se traduciría en una pérdida para la empresa.

CAPÍTULO 5

Conclusiones y Recomendaciones

5.1. Conclusiones:

- Se delimitaron cada una las secciones dentro del taller y se seleccionó la mejor área para el banco de pruebas siendo esta el área del almacén de partes y equipos, ya que dicho almacén cuenta con rápido acceso al área de ensamblaje y a la estación de suministro de gas combustible diseñada.
- Después de conocer los parámetros de funcionamiento de las turbinas, se concluye que las condiciones nominales de operación son afectadas de acuerdo al lugar donde estén operando, con respecto al nivel de mar afectando su rendimiento, lo que hace necesario hacer las correcciones pertinentes de T5 (temperatura de la cámara de combustión) y Pcd (presión de descarga del compresor).
- Se determinaron las fallas más comunes que pueden ocurrir en el momento de arranque o puesta en servicio en el campo, mediante visitas guiadas a plantas compresoras de gas, y entrevistas realizadas al personal que trabaja con turbinas. Dichas fallas suelen ser

ocasionadas por problemas de ensamblaje como descalibración o mal acoplamiento de las partes.

- Se hizo el análisis de las cargas para poder verificar si la estructura diseñada sería capaz de soportar el peso de la turbina y la carga originada por la misma, teniendo como resultado que el patín con las dimensiones del diseño se encuentra sobre diseñado, con un factor de seguridad alto pudiendo garantizar el buen funcionamiento dentro del banco de pruebas.
- Se desarrollaron los diseños de los sistemas de apoyo que aporten los requerimientos de operación y brinden el control de las variables que afectan en el rendimiento de la turbina y se hizo la selección de cada uno de los componentes para el banco de pruebas.
- El banco debe contar con 6 módulos Flex I/O y un controlador Allen Bradley Controllogix5000 que garantizan la lectura y el control de cada una de las variables en el ciclo de operación de la turbina. Se selecciono este tipo de módulo y controlador basado en que la compañía encargada de la fabricación de las turbinas utiliza estas en el campo.
- Realizando el análisis económico y evaluando los indicadores financieros como el VAN y la TIR, se observa que mayores son los beneficios que se esperan obtener en dicho proyecto, en comparación con el costo de implementarlo. Además de esto los indicadores financieros reflejan la viabilidad y rentabilidad de dicho proyecto.

5.2. Recomendaciones

- Realizar el diseño necesario para adaptar un freno Prony al eje de la turbina para así poder medir la potencia que entrega al equipo que se vaya a impulsar en el campo.
- Realizar el diseño del sistema de escape de los gases calientes producto de la combustión en la turbomáquina que son expulsados fuera de la celda de pruebas.
- Por datos suministrados se sabe que la contaminación sónica producida por las turbinas es elevada, se recomienda la construcción de la celda en otro lugar, ya que el taller central PDVSA tiene a sus alrededores oficinas de trabajo y urbanizaciones de vivienda.

Referencias

- [1] Antonio C.S., 7ma. Edición (2007) Instrumentación Industrial
- [2] ANSI/ISA – S5.1 – 1984 (R1992). Instrumentation Symbols and Identification.
- [3] Departamento de capacitación técnica de Solar. (2008). Manual de Operación y Mantenimiento de Centauro 40 cs.
- [4] Institute of Industrial Science, the University of Tokyo. (2001). Research on the Gas turbine.
- [5] IOtech Engineering application magazine. (2003). Turbine Generator Vibration Testing using the ZonicBook.
- [6] Joseph E.S., Charles R.M., (2002). Diseño en Ingeniería Mecánica.

- [7] Ruolong Ma, Scott C. Morris, and Thomas C. Corke. (2006). Design of a Transonic Research Turbine Facility.
- [8] Troshchenkov V.T., Voloshchenkov A.P., (1976). Automated Vibrating bench for studying fatigue in gas turbine blades with programmed changes in load and temperature.
- [9] William W. Liou and Chin Hoong Leong . (2007). Gas Turbine Engine Testing Education at Western Michigan University.