

Evaluación del Estado mecánico del quemador de la Turbina de gas.

González, Aldana Noelí - Resio, Mariano.

Universidad Nacional de Rosario

Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura

Escuela de Ingeniería Mecánica

Rosario, Argentina

Año 2025

Evaluación del Estado mecánico del quemador de la Turbina de gas

González, Aldana Noelí - Resio, Mariano

Proyecto Final de Ingeniería Mecánica presentado como requisito parcial para optar al título de:

Ingeniero/a Mecánico/a

Directores:

Ing. Pedro Sismondi – Ing. Guillermo Rodríguez – Ing. Juan Sismondi

Universidad Nacional de Rosario
Facultad de Ciencias Exactas, Ingeniería y Agrimensura
Escuela de Ingeniería Mecánica
Rosario, Argentina

Año 2025

A nuestras familias, por acompañarnos incondicionalmente en cada meta.

A nuestros docentes, por inspirarnos con sus enseñanzas.

Agradecimientos

Un especial agradecimiento al Ingeniero Juan Cappelletti, gerente de mantenimiento en Siemens Energy y tutor de pasantías de Aldana, por su valiosa colaboración en la realización de este proyecto. Su disposición, compromiso y aporte de material técnico, así como su constante apoyo para evacuar cada una de nuestras dudas, fueron fundamentales para el desarrollo del trabajo.

Resumen

En turbinas generadoras de electricidad, cuando se emplea combustible líquido, debido a las impurezas que este contiene, puede provocar dos alteraciones en los quemadores: obstrucción de los nozzles (disminuyendo el área de las boquillas) y erosión del material (aumentando el área y causando sobreflujo). Ambos fenómenos afectan la relación aire-combustible, reduciendo la eficiencia y comprometiendo la seguridad operativa.

El objetivo de este proyecto será el de diseñar un dispositivo que permita determinar el estado mecánico de 24 quemadores de una turbina de gas con la finalidad de mejorar la eficiencia del proceso de combustión.

Este estado mecánico se puede determinar a través de un análisis que combina ecuaciones termodinámicas con instrumentos de medición para obtener de manera indirecta el área efectiva mediante parámetros operativos (presión, caudal y temperatura). De ambos se obtiene una metodología que permite caracterizar con el nombre de 'Área efectiva' las variaciones geométricas de los nozzles en los quemadores, siendo la misma una herramienta valiosa para el diagnóstico temprano de anomalías. Su aplicación permitiría monitorear el valor de Área efectiva que adopta cada quemador (siendo valores aceptables los comprendidos entre 7 y 8 mm^2) como práctica fundamental en programas de mantenimiento predictivo, permitiendo optimizar los intervalos de reparación y garantizar condiciones seguras de operación.

Palabras clave: área efectiva, quemador, nozzle, combustible líquido, depósitos de impurezas, erosión, eficiencia de combustión.

Abstract

In electricity-generating turbines, when liquid fuel is used, due to the impurities it contains, it can cause two alterations in the burners: nozzle clogging (reducing the nozzle area) and material erosion (increasing the area and causing overflow). Both phenomena affect the air-fuel ratio, reducing efficiency and compromising operational safety.

The objective of this project will be to design a device that can determine the mechanical condition of 24 burners in a gas turbine in order to improve the efficiency of the combustion process.

This mechanical condition can be determined through an analysis that combines thermodynamic equations with measuring instruments to indirectly obtain the effective area using operating parameters (pressure, flow rate, and temperature). Both methods provide a methodology that allows the geometric variations of burner nozzles to be characterized, known as "effective area," and is a valuable tool for the early diagnosis of anomalies. Its application would allow monitoring the effective area value of each burner (with acceptable values between 7 and 8 mm^2) as a fundamental practice in predictive maintenance programs, allowing for the optimization of repair intervals and ensuring safe operating conditions.

Keywords: effective area, burner, nozzle, liquid fuel, impurity deposits, erosion, combustion efficiency.

Contenido

Agradecimientos....5
Resumen....6
Abstract....7
Contenido....8
Introducción....10
1. Diagnóstico....12
1.1 La cámara de combustión....13
1.2 El combustible y el impacto de sus impurezas....18
1.2.1 Análisis del Impacto de las impurezas del Combustible Líquido en las boquillas del quemador....22
1.2.2 Análisis de la Limpieza química del quemador debido a las impurezas del Combustible Líquido en las boquillas....25
1.3 Variables....26
1.3.1 Factores de influencia....26
1.3.2 Destinatario de los resultados y sus necesidades....27
1.3.3 Necesidades del destinatario....27
1.3.4 Variables....28
1.4 Alcance....29
2. Condiciones límites....30
3. Objetivos....33
4. Propuestas....35
4.1 Propuesta 1: Eliminación de contaminantes del quemador mediante Purga Hidráulica....35
4.2 Propuesta 2: Prueba de Flujo de Combustible....37
4.3 Propuesta 3: Verificación del Área efectiva del quemador....38
4.4 Elección de la Propuesta....39
4.4.1 Soporte teórico del Diseño....44
4.4.2 Metodología de la medición....55
4.4.3 Diseño del Sistema de Control y procedimiento de la medición....57
4.4.3 Selección de componentes principales del Sistema....67
4.4.4 Pérdida de carga....86
4.4.5 Incertidumbre de la medición....95
5. Conclusiones....97

5.1 Conclusión técnica.....97
5.2 Conclusión Académica.....98
6. Bibliografía.....99

Introducción

En el panorama actual de la generación termoeléctrica, las turbinas de gas constituyen el eje de la transición energética por su flexibilidad operativa y menores emisiones comparadas con plantas a carbón. Sin embargo, su eficiencia real depende críticamente del desempeño de los quemadores, donde mínimas desviaciones geométricas en el área de las boquillas (nozzles) del mismo pueden generar impactos negativos en la combustión de la turbina.

Uno de los principales problemas, se encuentra en el combustible líquido, ya que posee impurezas que afectan a la vida útil del quemador, quitando de servicio a la turbina en varias oportunidades por problemas en la combustión. Identificar qué quemadores tienen sus nozzles con depósitos de impurezas o deterioro de material es todo un desafío.

Desmontar cada quemador de la turbina para identificar si está afectado requiere de largas horas de trabajo que terminan convirtiéndose en días.

Este proyecto tiene como propósito principal desarrollar un método de diagnóstico confiable con un bajo índice de error en el procedimiento, para monitorear el estado de los nozzles antes de que quiten de servicio a la turbina, es decir reducir la mantenibilidad correctiva de los quemadores identificando los quemadores críticos durante el mantenimiento predictivo sin necesidad de llegar a realizar mantenimiento correctivo.

Este método de detección debe permitir identificar el quemador afectado en el menor tiempo posible. Para ello, se analizará a cada quemador in situ, es decir, montado en la turbina requiriendo de la menor cantidad de trabajadores posible.

Además, debe permitir poder interpretar de forma fácil y práctica los resultados obtenidos mediante el Sistema para poder determinar el quemador crítico y por último debe poseer una baja complejidad tecnológica de la solución.

Para poder cumplir con el objetivo, se limita para el desarrollo del proyecto que los quemadores estén posicionados en una cámara de combustión de forma anular. A su vez, el tipo de suministro para la combustión en la turbina de gas será de combustible líquido en el modo de operación premix (fuel premix). El motivo principal por el cual se hará énfasis en el diseño del quemador fuel premix es que este

modo de operación muy común es el que más inconvenientes posee ya que la llama dentro de la cámara anular es corta y ancha y eso implica conseguir mayores niveles de potencia a costa de un aumento en la temperatura y generar más zonas dentro de la cámara, con temperaturas críticas.

El diseño de la turbina de gas en la cual se basará el estudio de la solución del problema, será el modelo SGT5-4000F de la marca SIEMENS de la cual se hará mención en todo el transcurso del proyecto.

El método de detección será un equipo que permita identificar quemadores críticos en turbinas de gas las cuales presentan condiciones ambientales variadas (altitud, temperatura, humedad, etc.). Estas condiciones pueden afectar el rendimiento de los quemadores y, por lo tanto, deben ser consideradas en el diseño y calibración del dispositivo.

El dispositivo permitirá medir variables (teniendo en cuenta el error de cada medición) y se calculará de forma indirecta un valor de referencia denominado: Área efectiva.

El área efectiva es el área de fluido que atraviesa al quemador en milímetros cuadrados. En otras palabras, es un parámetro que permite evaluar si el quemador presenta algún defecto o no. Los valores de área típicos se encuentran entre 7 mm^2 y 8 mm^2. Si al realizar la medición, el valor de área calculada no se encuentra dentro de este intervalo, se está en presencia de un quemador afectado. Para poder realizar cada medición correspondiente, se emplean sensores y actuadores y los valores son adquiridos y registrados mediante un PLC y procesados mediante un software externo.

Este dispositivo permitiría optimizar la planificación de las paradas mayores de las turbinas, al posibilitar la detección temprana del estado de cada quemador mediante mantenimiento predictivo. De este modo, se podrían realizar intervenciones puntuales sin necesidad de esperar a una parada mayor programada, evitando así desmontajes innecesarios y la progresión de daños que podrían comprometer la integridad del equipo.

1. Diagnóstico

Una definición concisa de Turbina de gas, podría ser, motor que convierte energía química proveniente de un combustible, en energía mecánica, a través de un proceso termodinámico que consiste en la compresión, combustión y expansión de gases.

En la Turbina, los gases se expanden para producir el movimiento de los álabes y obtener energía mecánica a través de un eje. Para que se produzca esa expansión, debe haber una diferencia significativa entre la presión inicial del fluido (previa al ingreso de la Turbina) y la presión final (al egreso de la misma). A esta diferencia se la denomina como relación de presión y es importante su ocurrencia para que la turbina funcione eficientemente. Es por este motivo que el primer paso necesario en el ciclo de una Planta de Turbina de gas, debe ser la compresión del fluido de trabajo.

Si luego de la compresión, el flujo de trabajo se expandiera directamente en la turbina, y no hubiera pérdidas en ninguno de los componentes, la potencia desarrollada por la turbina sería exactamente igual a la absorbida por el compresor. De esta manera, si ambos estuvieran acoplados, la combinación no haría más que girar sobre sí misma. Sin embargo, la potencia desarrollada por la turbina puede incrementarse (proporcionando una salida útil de energía) mediante la adición de energía para elevar la temperatura del fluido de trabajo antes de la expansión. Cuando el fluido de trabajo es aire, un medio adecuado para lograr la adición de energía es mediante la combustión de combustible en el aire que ha sido comprimido previamente en el compresor. La combustión de la mezcla aire-combustible se produce en la cámara de combustión de la turbina.

Todas estas etapas representan la turbina de gas en su forma más simple. Los tres componentes principales son: el compresor, la cámara de combustión y la turbina vinculados entre sí como se indica en la Figura 1.1.

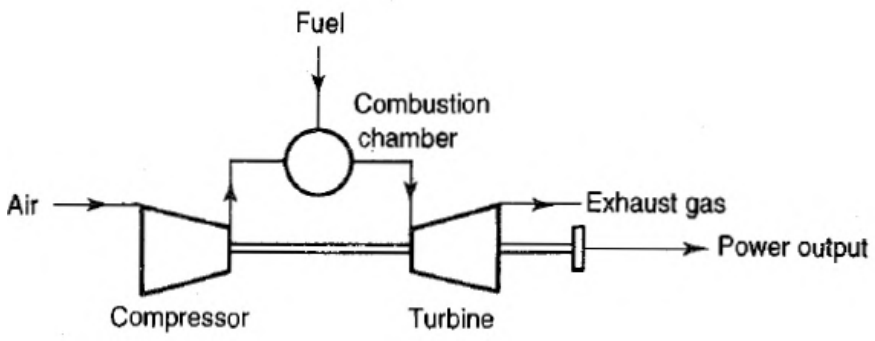


Figura 1.1: Sistema simple de Turbina de gas [1].

Como se aprecia en la Figura, el fluido de trabajo ingresa al compresor, el cual sufre una compresión traducida en un aumento de la presión y temperatura previo a su ingreso a la cámara de combustión. Luego, se mezclan aire comprimido y combustible generando la combustión en cada quemador de la cámara de combustión y obteniendo de esta manera, un gas caliente de expansión que impulsa los álabes de la turbina y genera energía mecánica. Luego, esa energía mecánica se utiliza dentro del generador eléctrico para transformarla en energía eléctrica de media y alta tensión y proveerla a la red eléctrica.

1.1 La cámara de combustión

Para poder elevar la temperatura y presión al fluido de trabajo en la cámara de combustión se emplea un combustible. Los dos tipos de combustibles más utilizados son: gas natural y diesel. Las turbinas de gas están diseñadas para operar en dual-fuel operation, es decir, permite su funcionamiento con gas natural y la opción de cambiar a un combustible líquido cuando el primero no esté disponible.

En un ciclo abierto de la turbina (ver Figura 1.1), en el cual no hay recirculación de los gases de escape para precalentar el aire de entrada al compresor, la combustión, producido en cada quemador, es un proceso continuo en el que el combustible se quema en el aire suministrado por el compresor; se requiere una chispa eléctrica sólo para iniciar el proceso de combustión, y luego de eso, la llama se mantiene por sí misma.

El quemador anular es la configuración ideal para diseños compactos, ya que reduce el diámetro del motor y optimiza el uso del espacio disponible, disminuyendo notablemente las pérdidas de presión. Sin embargo, presenta el desafío de lograr una distribución uniforme de la mezcla aire-combustible y de la temperatura de los gases a la entrada de la turbina. Se aprecia un esquema del mismo en la Figura 1.2.

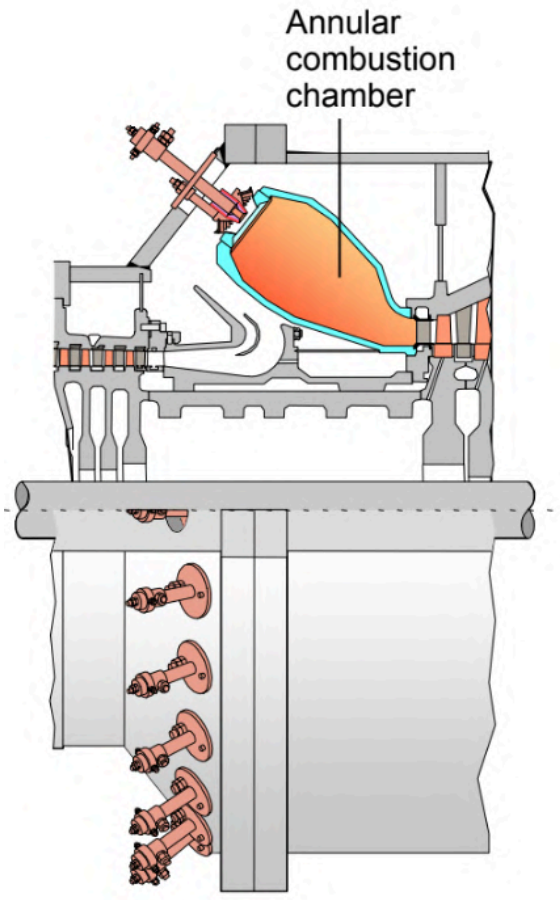


Figura 1.2: Esquema de una cámara de combustión anular [2].

En esta Figura se observa la disposición de cada quemador en la cámara de combustión con su geometría correspondiente. En la misma, los quemadores híbridos están dispuestos en una configuración circular. En la Figura 1.3 se observa la cámara de combustión vista en corte con el respectivo quemador, en la cual, el combustible ingresa por el orificio correspondiente en el quemador híbrido (2) y el aire que sale del compresor ingresa hacia la cámara de combustión por medio del espacio

anular (1) y se mezcla con el combustible al ingresar al quemador. Luego, se crea un flujo giratorio uniforme que mezcla el combustible con el aire asegurando una combustión más completa gracias al diagonal swirler (3). Al producirse la combustión, se obtienen como resultados condiciones de operación extremas debidas a alta temperatura es por ello, que el material que se emplea para recubrir la cámara son baldosas de cerámica (4) que resisten: altas temperaturas sin deformarse ni fundirse, a los gases corrosivos, subproductos de la combustión y al desgaste causado por partículas abrasivas en el flujo de gases calientes.

La cáscara exterior (Outer Shell) (7) es la que limita la cámara de combustión con la carcasa exterior. La función de la misma es la de ayudar a reducir la transferencia de calor hacia las partes externas de la turbina, mientras que la carcasa exterior (Outer Casing) (5) cumple el rol de brindar un soporte mecánico, de contención y de protección de los componentes internos de la turbina y de garantizar la seguridad operativa. Además, la misma presenta una división para su extracción y acceso a la cámara de combustión.

La escotilla (6) en la cámara de combustión, permite el acceso y el mantenimiento del sistema ya que proporciona un punto de acceso para la inspección, reparación y mantenimiento de los componentes internos de la misma.

Los escudos térmicos (heat shields) (8) son componentes diseñados para actuar como barreras para proteger las superficies de la turbina de gas de la exposición directa de temperaturas extremas.

Luego de la combustión, los gases calientes son evacuados a través de la salida (9) para chocar contra los álabes de la turbina produciendo un movimiento mecánico rotativo del eje central (10) que, acoplado a un generador eléctrico, produce electricidad.

A continuación, se han expuesto los principales componentes involucrados en el proceso de combustión de manera general. Seguidamente, se procederá con el análisis detallado del quemador, que constituye el tema central de este Proyecto.

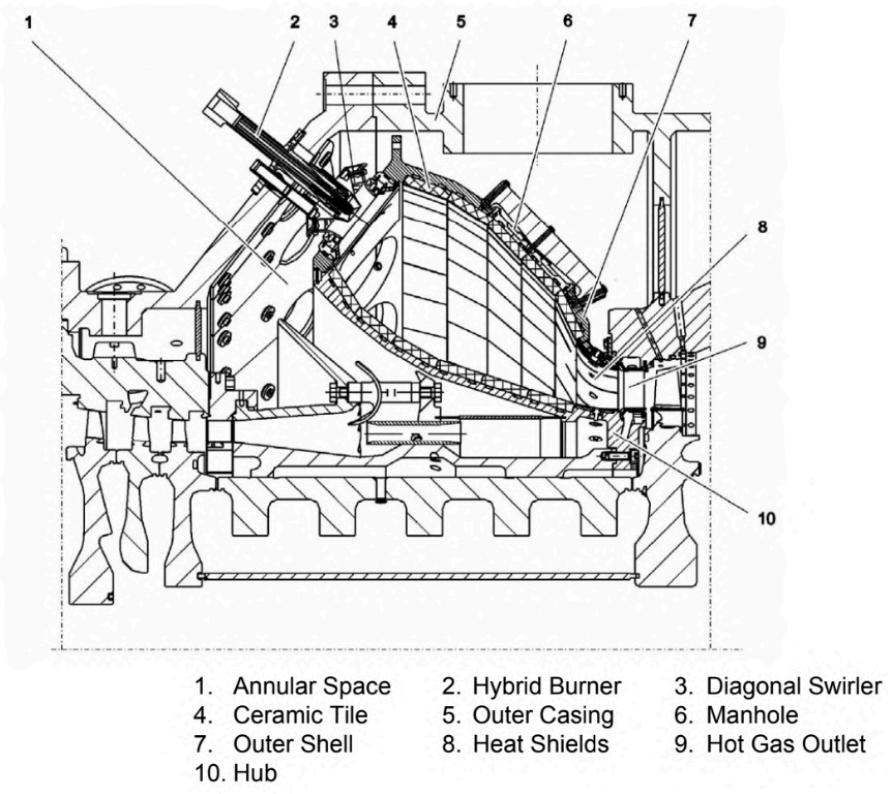


Figura 1.3: Sección transversal de la cámara de combustión anular [2].

Se hará énfasis de ahora en adelante, en el suministro de fuel premix. Esta terminología se refiere a un quemador, que permite quemar un combustible líquido (fuel oil) en aire, es decir premezclar combustible y aire antes de que se produzca la combustión. El procedimiento para quemar combustible en aire consiste en las siguientes etapas:

- Guiar aire a través de un canal anular de un quemador de premezcla.
- Perfilar el flujo másico de aire de manera que su distribución varíe gradualmente a lo largo de cada dirección radial dentro del canal de aire anular, incrementándose progresivamente en dirección hacia el exterior en el sentido radial empleando el diagonal swirler.
- Alimentar con combustible a la corriente de aire perfilada en la posición de entrada de combustible, generando de ese modo una mezcla de combustible-aire con densidad variable a lo largo de cada dirección radial a través de dicho canal anular.

- Encender y quemar dicha mezcla aire-combustible produciendo una llama ancha y corta.

En la Figura 1.4 se aprecia esquema representativo del quemador de premezcla. Este quemador comprende un canal (3) para el guiado de aire que ingresa por la entrada (4) y circula a lo largo de una dirección de flujo. El aire ingresa al quemador a través de medios de perfilado (2) ubicados en el canal (3) y es alimentado con combustible proveniente de los nozzles o boquillas (11). De esta manera, se perfila la corriente másica de aire de combustión, en una dirección perpendicular a la dirección de flujo. El perfil es tal que la corriente másica de aire de combustión aumenta en un sentido radial hacia afuera y la densidad de combustible (en una mezcla de aire-combustible) varía a lo largo de cada dirección radial a través del canal de aire anular (3).

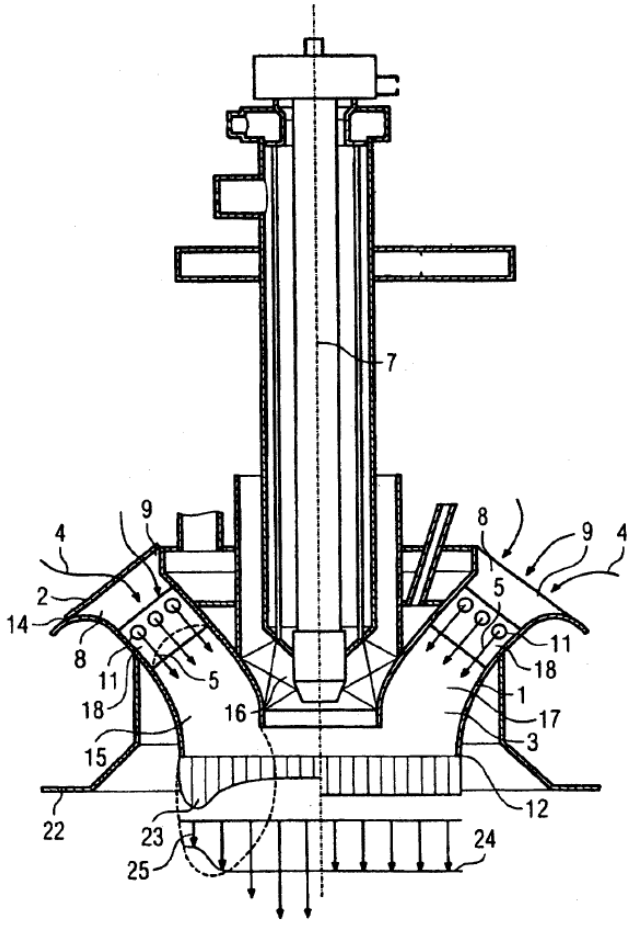


Figura 1.4: Esquema simplificado de un quemador híbrido de combustible dual [3].

1.2 El combustible y el impacto de sus impurezas

La gran mayoría de las Turbinas de gas emplean combustión directa, donde el combustible se inyecta en la cámara de combustión y luego se quema. Este es el caso de los tres combustibles principales: kerosene, diésel y gas natural.

El combustible de elección para la combustión, es el gas natural por ser un combustible limpio que prolonga la vida útil de la máquina. El modo de operación gas premix actualmente es la tecnología más eficiente y con menos emisiones. No obstante, la turbina no siempre puede operar con este combustible, dado que durante el invierno se presenta escasez de gas natural. Es por ello que aproximadamente el 40% de la potencia instalada en turbinas opera con combustibles líquidos siendo los más empleados los que se muestran en la Figura 1.5 con sus respectivos requerimientos. Los destilados ligeros (nafta, kerosene y el oil No. 2) son equivalentes al gas natural como combustibles líquidos, y entre los destilados ligeros y los combustibles de gas natural, se puede contabilizar el 90% de las unidades instaladas.

General Fuel Type	True Distillate & Naphthas	Blended Heavy Distillates & Low-Ash Crudes	Residuals & High-Ash Crude
Fuel pre-heat	No	Yes	Yes
Fuel atomization	Mech/LP air	HP/LP air	HP air
Desalting	No	Some	Yes
Fuel inhibitation	Usually none	Limited	Always
Turbine washing	No	Yes, except distillate	Yes
Start-up fuel	With naphtha	Some fuels	Always
Base fuel cost	Highest	Intermediate	Lowest
Description	High-quality distillate essentially ash-free	Low-ash, limited contaminant levels	Low-volatility High-ash
Types of fuels included	True distillates (naphtha, kerosene, no. 2 diesel, no. 2 fuel oil, JP-4, JP-5)	High-quality crudes, slightly contaminated distillates Navy distillate	Residuals and low-grade crude (No. 5 fuel, No. 6 fuel, Bunker C)
ASTM designation	1-GT, 2-GT, 3-GT	3-GT	4-GT
Turbine inlet temperature	Highest	Intermediate	Lowest

Figura 1.5: Comparación de combustibles líquidos para turbinas de gas [4].

Como se observa en la Figura, la mayoría de los combustibles líquidos contienen un pequeño porcentaje de residuos o impurezas. Por esta razón, es importante manipularlos con precaución para evitar que estos residuos contaminen el sistema o causen problemas operativos.

Al hablar de combustibles, varios factores deben ser tenidos en cuenta. Las siguientes son algunas características del combustible que son importantes en el diseño de un sistema de combustión:

- Poder calorífico.
- Pureza.
- Corrosividad.
- Tendencias a la formación de depósitos y contaminación.

A continuación, se presentará un resumen breve de cada requisito, destacando algunos factores más que otros, con el fin de enfocar la atención en comprender el problema que se resolverá durante el transcurso del Proyecto.

El poder calorífico de un combustible afecta el diseño del sistema de combustible. Los combustibles líquidos provienen del petróleo crudo, y tienen un rango relativamente pequeño del valor del poder calorífico, lo que significa que la cantidad de energía que pueden generar por unidad de volumen no varía significativamente entre los diferentes tipos de combustibles líquidos.

El término pureza del combustible, hace referencia a elementos que pueden ser filtrados y no se relacionan con contaminantes solubles, como por ejemplo el contenido de agua y sedimentos. Los sedimentos causan obstrucciones en los filtros de combustible, mientras que el agua causa oxidación en el sistema de combustible y una combustión deficiente. La limpieza del combustible mediante su filtrado correspondiente, es muy importante y debe ser monitoreada si este es naturalmente sucio o puede recoger contaminantes durante su transporte ya que estos contaminantes pueden causar daños o suciedad en el sistema de inyección de combustible y provocar una combustión pobre afectando el rendimiento del sistema de combustión.

Las tendencias a la formación de depósitos y contaminación pueden ocurrir tanto en el Sistema de combustible como en la sección caliente de la turbina (es decir, en la cámara de combustión o en los álabes de la turbina).

Propiedades importantes en relación con la deposición y la contaminación son el residuo de carbono, el punto de fluidez y la viscosidad.

- Residuo de carbono. Esta propiedad muestra la tendencia del combustible a depositar carbono en las boquillas de combustible (nozzles) y en el revestimiento de combustión[1].
- Punto de fluidez. Es la temperatura más baja a la que un combustible puede ser vertido por acción gravitacional.
- Viscosidad. Está relacionada con la pérdida de presión en el flujo a través de la tubería.

Tanto el punto de fluidez como la viscosidad miden la tendencia de un combustible a contaminar el sistema de combustible. A veces, es necesario calentar el sistema de combustible y las tuberías para asegurar un flujo adecuado.

La corrosión causada por el combustible generalmente ocurre en la sección caliente de la turbina de gas, ya sea en la cámara de combustión o en los álabes de la turbina. La misma está relacionada con la cantidad de metales pesados presentes en el combustible.

Como se explicó previamente, la mayoría de los combustibles líquidos contienen un pequeño porcentaje de residuos o impurezas que deben ser evaluados para evitar la contaminación en el Sistema o problemas operativos. No obstante, los tratamientos para el combustible son costosos y no remueven todos los restos de estos contaminantes, es por ello que al emplear combustibles que contengan subproductos, se debe realizar el mantenimiento correspondiente al Sistema de combustible y así disminuir daños en el Equipo.

En los quemadores de la cámara de combustión, uno de los componentes más afectados por la contaminación que ocasiona utilizar un combustible de escasa calidad, son las boquillas del quemador o también denominados: nozzles. Los mismos, cumplen una función primordial en el Sistema de combustible líquido en la Turbina de gas, siendo la misma la de atomizar o vaporizar el combustible para garantizar su rápida combustión.

En la Figura 1.6 se presenta una imagen de un quemador con 20 nozzles que proporcionan combustible al aire comprimido visto desde dentro de la cámara de combustión y en la Figura 1.7, se

[1] **Construcción de fundición de una sola pieza ubicada en la parte interna de la cámara de combustión que está diseñada para proteger las superficies de la turbina de las altas temperaturas y la corrosión, generadas por la combustión del combustible.**

tiene un modelo tridimensional del quemador premix representado en color amarillo. En la Figura 1.8 se presenta un corte del quemador, indicando uno de los nozzles (boquilla) correspondiente al mismo.

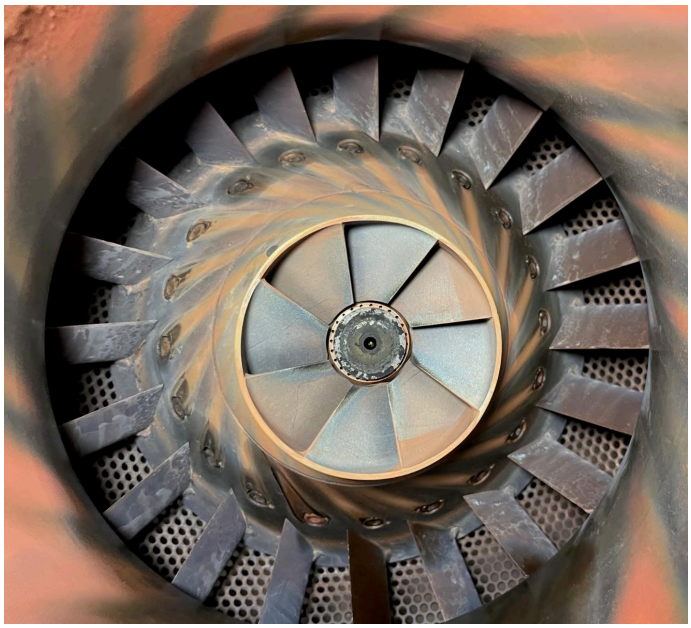


Figura 1.6: Vista del quemador dentro de la cámara de combustión.

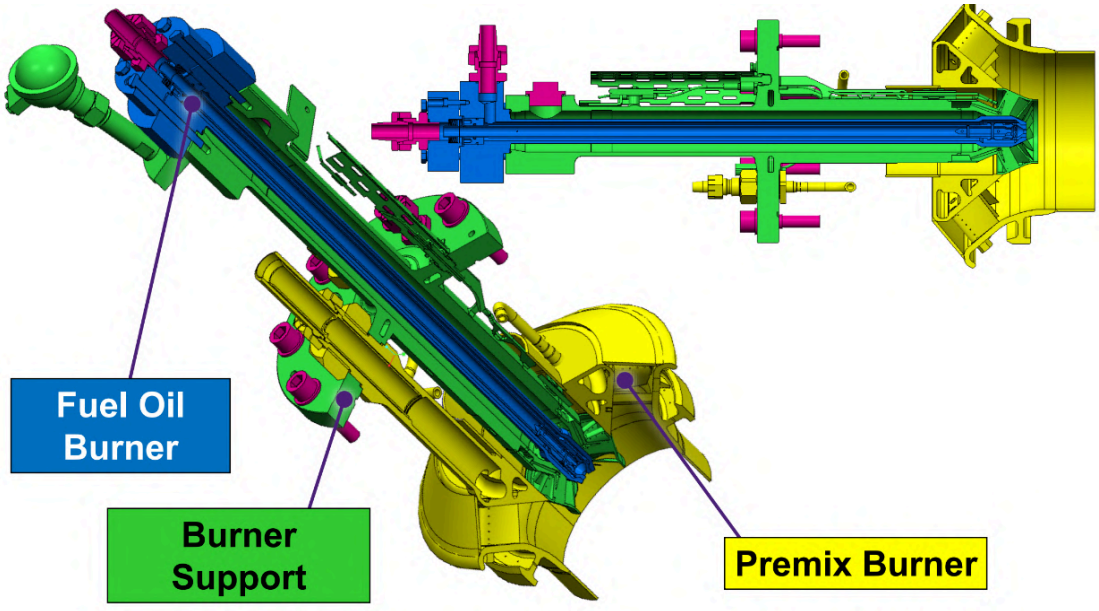


Figura 1.7: Modelo tridimensional del quemador premix [6].

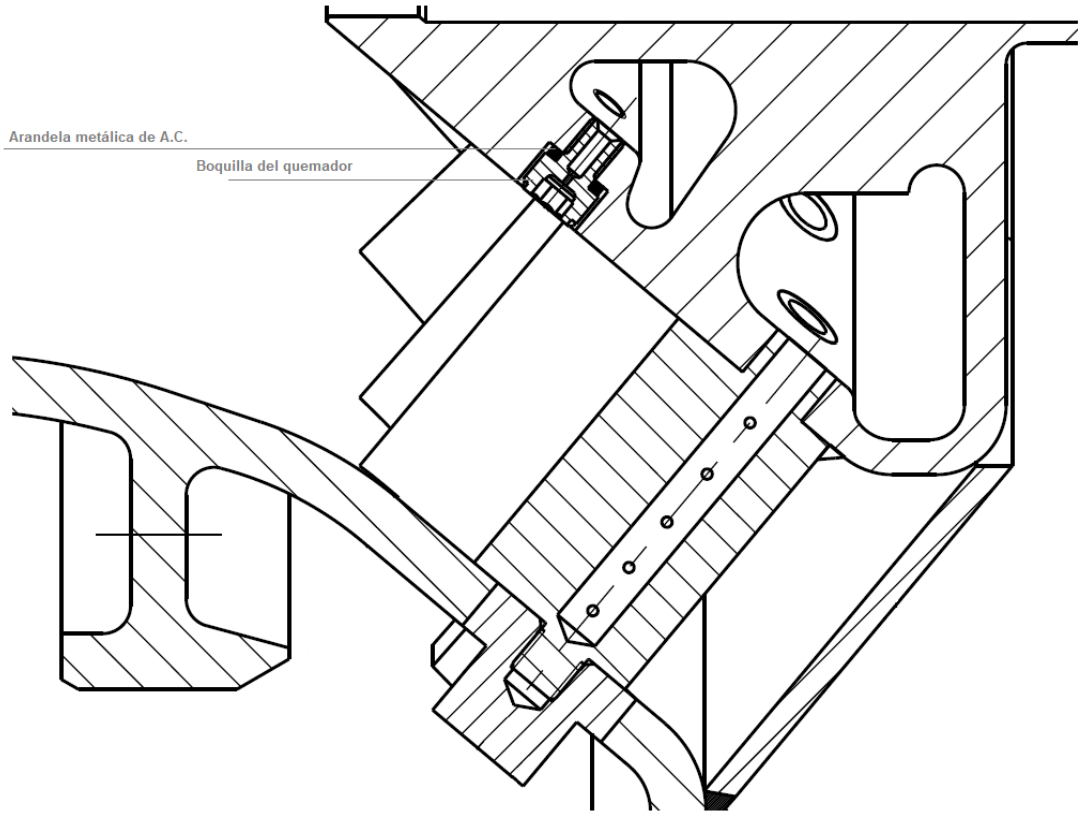


Figura 1.8: Corte del quemador indicando la ubicación de una boquilla (nozzle[2]) del mismo.

1.2.1 Análisis del Impacto de las impurezas del Combustible Líquido en las boquillas del quemador

Hay un exceso de combustible residual en el mercado dado que, por ser económico, la alta eficiencia no es una prioridad. De esta manera, los verdaderos desafíos en el diseño y la operación de las turbinas de gas surgen con el uso de combustibles líquidos pesados. El sistema de combustión debe ser capaz de quemar estos combustibles de manera eficiente, manteniendo los límites de emisiones, pero cuando no lo hace, se presentan efectos que no pueden pasar desapercibidos ya que ponen en riesgo la integridad del Equipo.

[2]Componente del quemador encargado de dirigir y controlar el flujo de combustible y aire para una combustión eficiente.

Los combustibles líquidos pesados contienen pequeñas cantidades de Vanadio que produce cenizas de Pentóxido de Vanadio (V_2O_5) con un punto de fusión bajo (677 °C). A las temperaturas típicas de operación de la turbina de gas (1200°C a 1500°C en la entrada de la cámara de combustión), el pentóxido forma depósitos sólidos de ceniza de vanadio que se encuentran sobre las superficies calientes del quemador. Estos depósitos con un alto grado de dureza y corrosividad, obstruyen las boquillas del quemador.

La presencia de otros contaminantes de metales alcalinos en el combustible, como las sales de sodio (Na) y potasio (K), conducen a la formación de sulfatos de sodio (Na_2SO_4) (el ataque por sulfuración) mediante la reacción con el azufre (S) en el combustible, lo que resulta en la formación de picaduras en los componentes de la ruta de gases calientes como se muestra en la Figura 1.9, ocasionando que haya un sobreflujo de combustible en cada nozzle del quemador [5].



Figura 1.9: Picaduras en zonas cercanas a los nozzles del quemador.

Que se presente una obstrucción o sobreflujo[3] de combustible en cada nozzle del quemador de la turbina, implica la alteración de la mezcla aire-combustible por dos situaciones diferentes:

- Si se presenta sobreflujo, el diámetro nominal del nozzle del quemador (≈ 0.8 mm) sufre un incremento entre el 5% y el 15%, afectando la atomización del combustible, cuyo diámetro sería mayor o igual a 1 mm.

[3]Condición en la que el flujo másico de combustible que circula a través del nozzle del quemador excede el valor máximo admisible de operación, causando ineficiencias en la combustión.

- En cambio, al presentarse una obstrucción, dependiendo del nivel de contaminación, el diámetro del nozzle podría reducirse de 0.8 mm a 0.6 mm.

En conclusión, la variación en el valor del diámetro del nozzle oscila entre un 5% y un 15%, lo que representa diferencias relativamente pequeñas en comparación con un nozzle en condición de operación normal, es decir, en ausencia de sobreflujo o de una obstrucción.

La combustión es un proceso exotérmico en el que se libera energía en forma de calor. Si hay un exceso de combustible o una obstrucción en una boquilla del quemador, la distribución del combustible se vuelve desigual, lo que provoca una combustión incompleta. Esto puede generar un aumento localizado de temperatura en la cámara de combustión, favoreciendo la formación de depósitos de carbón, siendo los mismos, causantes de acelerar el desgaste de diversos componentes. Por otro lado, el incremento de temperatura de la mezcla en la zona de combustión ocasiona puntos calientes en el quemador. Estas zonas de alta temperatura imponen tensiones térmicas en los materiales de los componentes de la turbina con el tiempo, causando desgaste y oxidación.

Estos inconvenientes, se presentan con mayor frecuencia de la esperada y su aparición se determina mediante una termocupla ubicada a la salida de los gases de escape, que si detecta un incremento del valor de la temperatura, se activa una señal, quitando de servicio a la turbina.

Cuando ocurre esto, normalmente se realiza una Limpieza de la turbina fuera de línea que requiere de 10 a 12 horas de trabajo desde el apagado hasta el arranque de la turbina e incluye los siguientes pasos:

- Apagado de la turbina. Tiempo estimado: 9 horas.
- Lavado fuera de línea del compresor. Tiempo estimado: 5 minutos.
- Remojo. Tiempo estimado: 20 minutos.
- Inyección de agua en los quemadores de la cámara de combustión. Tiempo estimado: 20 minutos.

Este proceso fuera de línea, logra quitar las obstrucciones que hayan en los nozzles de cada quemador, pero no permite identificar cuál quemador tiene sobreflujo y mucho menos, en cuál de sus boquillas en particular. Si se quiere identificar cuál o cuáles quemadores presentan depósitos de contaminantes o picaduras en los nozzles causando sobreflujo, se debe desmontar un quemador

completo y limpiarlo. Mediante una inspección visual, se identifica que si el nozzle contiene contaminantes se debe emplear un alambre calibrado. Mientras que si presenta sobreflujo, se debe soldar los nozzles al quemador. Este proceso de mantenimiento correctivo requiere de 15 a 20 horas de trabajo. [5]

1.2.2 Análisis de la Limpieza química del quemador debido a las impurezas del Combustible Líquido en las boquillas

Con anterioridad se ha mencionado que, para identificar cuál quemador en particular presenta sobreflujo o alguna obstrucción, se debe desmontar un quemador completo y limpiarlo.

El proceso de limpieza se realiza en una parada mayor (cada 3 años por el tiempo que conlleva) y requiere de calentar los quemadores en un horno y luego se dejan enfriar mediante un proceso controlado que puede durar de 2 a 3 horas. Como los quemadores se someten a estrés operativo, pueden quedar partículas sueltas en su interior después de realizar el tratamiento térmico, por lo cual se eliminan estas partículas mediante un soplado con aire comprimido para obtener mejores resultados en el proceso de limpieza con ácido cítrico descrito a continuación.

Luego del precalentamiento, se sumergen los quemadores en un baño caliente de ácido cítrico. El efecto de limpieza de este baño se acelera e intensifica mediante ondas ultrasónicas de una frecuencia que varía entre los 20 y 40 kHz. El tiempo de la limpieza depende del tipo de grosor del componente y del tipo de contaminación, dentro de un rango de entre 2 a 4 horas. Luego del baño las piezas se enjuagan con agua. Luego del baño con agua se realiza un proceso de pasivación mediante un baño de inmersión desengrasante para ayudar a prevenir la oxidación. Por último se vuelve a realizar un soplado con aire comprimido para ayudar a eliminar las partículas restantes y a secar los quemadores en su interior y se recubren los materiales mediante pulverización con un agente resistente a la corrosión. [7]

El inconveniente se presenta al realizar el baño caliente de ácido cítrico a los quemadores ya que puede afectar las arandelas de acero al carbono en los nozzles del quemador, ocasionando que se produzca sobreflujo debido a que si hay depósitos en la zona de contacto entre la arandela y el nozzle, el ácido puede disolver estos residuos facilitando el aflojamiento de las arandelas. Ver arandela metálica de acero al carbono en la Figura 1.8. A su vez, como la arandela no posee una capa que la proteja de la

corrosión, la misma tiende a oxidarse generando pérdidas de material si el tiempo de exposición del tratamiento es prolongado.

Queda en evidencia la dificultad para limpiar los quemadores que presentan obstrucciones o depósitos en sus nozzles e identificarlos en el menor tiempo posible. Además de la necesidad de disminuir la probabilidad de ocurrencia de estos inconvenientes, dado que causan paradas periódicas de mantenimiento correctivo, quitando de servicio a la turbina y, de esta manera, disminuyendo la energía mensual que entrega la misma.

1.3 Variables

1.3.1 Factores de influencia

Como se ha mencionado con anterioridad, los quemadores híbridos son componentes muy importantes dentro de la cámara de combustión. Sus principales tareas son la preparación y la combustión eficiente del combustible en todo el rango operativo de la turbina de gas. Por lo tanto, las tasas de flujo de combustible predefinidas, a través de los componentes del quemador, deben mantenerse utilizando un parámetro clave que será definido con posterioridad.

A su vez, el flujo másico de combustible no se controla individualmente para cada quemador, sino que el suministro de combustible se realiza mediante un colector circular, como se muestra en la Figura 1.10.

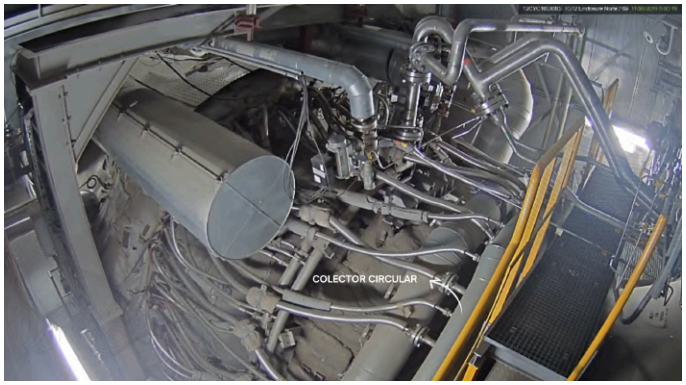


Figura 1.10: Colector anular (circular) que suministra combustible a cada quemador.

Por lo tanto, el desgaste no uniforme y las imprecisiones de fabricación de los quemadores dentro de los conductos de premezcla y piloto pueden causar variaciones en el flujo másico de combustible dentro del conjunto de quemadores, lo que puede conducir a una distribución no uniforme de la temperatura en la salida de la cámara de combustión, seguido de un comportamiento desfavorable de las emisiones y, en consecuencia, daños en los componentes de la turbina.

Es importante recordar que cada quemador de premezcla generalmente requiere de dos trabajadores durante 6 horas para ser reemplazado, además de 24 horas de enfriamiento. Por lo tanto, para sustituir cuatro quemadores se necesita un día entero. Si la estimación del quemador resulta incorrecta, se requieren otras 24 horas de enfriamiento y un nuevo reemplazo.

Por lo tanto, se requiere un método preciso para identificar qué quemador está causando el problema del punto caliente (hot spot) o tiene sobreflujo.

1.3.2 Destinatario de los resultados y sus necesidades

El destinatario de los resultados de este Proyecto será una empresa de mantenimiento de Centrales termoeléctricas, ya que el dispositivo se emplearía para mejorar sus procesos de diagnóstico y de reparación en quemadores de turbinas de gas. Dentro de la empresa, los principales destinatarios podrían ser: Técnicos mecánicos (serán los encargados de la utilización del dispositivo para reparar el problema), Ingenieros de operación y mantenimiento (encargados de planificar, coordinar y supervisar el método para identificar qué quemador causa problemas) como también la gerencia al tomar decisiones sobre la implementación del Sistema desarrollado en el presente Informe.

1.3.3 Necesidades del destinatario

Las necesidades del destinatario incluyen:

- Identificar al quemador crítico[4] sin la necesidad de desmontar el quemador de su posición.

[4]Se refiere al quemador que presenta anomalías en su funcionamiento, como sobreflujo o obstrucción en sus nozzles, lo que afecta negativamente el rendimiento de la turbina.

- Operatividad del equipo garantizando seguridad. La utilización del Equipo debe garantizar condiciones de seguridad e higiene para el operador, es decir, evitar cualquier daño al personal durante la operación.
- Sistema que ofrezca una óptima relación costo - calidad - tiempo. Adoptar un Sistema que proporcione una buena relación entre estas tres variables permitiría minimizar los costos sin comprometer calidad y minimizar el tiempo requerido para identificar el o los quemadores críticos.
- Bajo índice de error. Asegurar que haya un bajo índice de error en el procedimiento, es decir, obtener un valor del margen de error del 10% respecto del valor ideal.
- Sistema que minimice el desgaste de los quemadores. Adoptar un Sistema que asegure una operación controlada para los quemadores, minimizando el desgaste y preservando la calidad de los mismos durante su uso.

1.3.4 Variables

Luego de introducir a los factores de influencia, los destinatarios de los resultados y también sus necesidades, se procede a definir las variables principales que deberán ser tenidas en cuenta en el transcurso del Proyecto.

Las variables involucradas en el proceso de combustión que dan lugar a sobreflujo o depósitos en los nozzles del quemador dentro de la cámara de combustión incluyen:

- Temperatura del flujo másico a la entrada del quemador. Es la temperatura a la que ingresa el aire comprimido en kilogramos por segundo hacia la cámara de combustión a través del canal de aire (ver Figura 1.4). Los valores que puede tomar esta variable se encuentran entre 300°C y 600°C.
- Temperatura a la salida de los gases de escape. Es la temperatura que los gases adoptan luego de haberse expandido en las distintas etapas de la turbina de gas. Los valores que puede tomar esta variable se encuentran entre 500°C y 700°C.

- Presión de entrada al orificio de fuel oil del quemador. Es la presión a la que ingresa el combustible líquido (fuel oil) al quemador a través de las boquillas (ver Figura 1.8). Los valores que adopta esta variable se encuentran desde los 10 bares alcanzando los 30 bares.
- Presión a la salida del quemador. Es la presión a la que egresa la masa de fluido (aire-combustible) a la salida del canal de aire anular (3) del quemador (ver Figura 1.4). Posibles valores que puede adoptar esta variable varían desde los 15 bares hasta los 25 bares.
- Pérdida de presión a través del quemador. Es la diferencia entre la presión a la entrada del canal de aire anular respecto de la presión de salida del mismo. Su valor ronda los 10 bares.
- Flujo másico de aire-combustible que atraviesa al quemador. Es el flujo de masa de la mezcla aire-combustible que circula por el quemador. Su valor depende del poder calorífico del combustible, de la eficiencia térmica y de la cantidad de energía que entrega la turbina (su capacidad nominal).

1.4 Alcance

El éxito del proyecto se medirá en función de varios criterios clave, que incluyen tanto aspectos técnicos como operativos. Algunos criterios fueron descritos con anterioridad como por ejemplo: quemador, nozzles de un quemador, modo operación fuel premix, mientras que otros serán descritos durante el transcurso del informe. En primer lugar, el dispositivo solución desarrollado deberá ser capaz de identificar quemadores críticos con una precisión mínima del 94%, validada mediante pruebas realizadas en condiciones reales. Además, se evaluará la fiabilidad del dispositivo en diferentes entornos operativos, garantizando que se mantenga la precisión en los resultados y que sea capaz de adaptarse a las variaciones en las condiciones ambientales y operativas de las turbinas de gas.

2. Condiciones límites

Para poder satisfacer la necesidad planteada en el Capítulo 1, se deberán imponer las siguientes restricciones para asegurar que el problema tenga solución única:

Disposición de los quemadores. Se limita para el desarrollo del proyecto que los quemadores estén posicionados en modo circular. Es decir, que los quemadores estén dispuestos en una cámara de combustión anular.

Tipo de Suministro para producir la combustión. Se limita a que el tipo de suministro para la Combustión en la turbina de gas sea de combustible líquido en el modo de operación premix (fuel premix). El motivo principal por el cual se hará énfasis en el diseño del quemador fuel premix es que este modo de operación muy común es el que más inconvenientes posee ya que la llama dentro de la cámara anular es corta y ancha y eso implica conseguir mayores niveles de potencia a costa de un aumento en la temperatura y generar más zonas dentro de la cámara, con temperaturas críticas.

Tipo de defectos a abordar en el quemador. Se limita únicamente los defectos en los nozzles del quemador ocasionados por impurezas en el combustible líquido o por la limpieza química del quemador como se han descrito con anterioridad en los Capítulos 1.2.1 y 1.2.2.

Tipo de turbina de gas para implementar la solución por su facilidad para desmontar componentes al realizar mantenimiento de los mismos y su flexibilidad operativa. El diseño de la turbina de gas en la cual se basará el estudio de la solución del problema, será el modelo SGT5-4000F de la marca SIEMENS cuya temperatura de entrada a la turbina rondan los 1300-1400 °C y la relación de compresión[5] es de aproximadamente 18:1.

Este modelo de turbina (clase F) permite operar a altas temperaturas y presiones y es considerado una de las opciones más avanzadas y eficientes en el mercado de turbinas de gas de ciclo combinado. Es muy valorada por su alta eficiencia térmica en configuraciones de ciclo combinado

[5]**Indica cuántas veces se reduce el volumen de aire al ser comprimido por los compresores de la turbina. La relación 18:1 implica que el aire que ingresa en el compresor de la turbina, reduce su volumen 18 veces a la salida (es decir, a la entrada de la cámara de combustión).**

(alcanzando 440 MW de potencia con una eficiencia térmica de alrededor del 60%) y ciclo simple (292 MW de potencia con una eficiencia térmica de alrededor del 39%) traduciéndose en un menor consumo de combustible y mayores ahorros operativos como también puede utilizarse en cogeneración (aprovechando el calor residual para producir vapor o agua caliente. Además, es capaz de operar en una amplia gama de condiciones operativas (Sistema de premezcla: fuel premix y gas premix o de difusión diesel) lo que permite adaptarse a diferentes perfiles de carga y ofrecer flexibilidad en el uso del combustible (gas natural y combustible líquido: diesel o fuel oil). A su vez, la turbina está diseñada pensando en la facilidad de mantenimiento, lo que permite una inspección eficiente de sus componentes críticos. Su diseño facilita el acceso rápido y sencillo a estas partes esenciales, lo que optimiza el proceso de mantenimiento y reduce el tiempo de inactividad.

Tipo de turbina de gas para implementar la solución, por experimentar bajas emisiones siendo una opción más respetuosa con el medio ambiente. Una vez más, el diseño de la turbina de gas en la cual se basará el estudio de la solución del problema, será el modelo SGT5-4000F de la marca SIEMENS ya que tiene un sistema de combustión avanzado que ayuda a reducir las emisiones de NOx y CO descrito a continuación.

Sistema de inyección de agua NOx. El mismo inyecta la cantidad de agua requerida a la presión correcta en las líneas de suministro de combustible líquido para el Sistema premix y/o el Sistema de difusión de combustible líquido en el modo de operación de emulsión. Este modo de operación mezcla el agua con el combustible líquido aguas arriba de los colectores anulares permitiendo obtener llamas con temperaturas más bajas y uniformes y así reducir la formación de NOx como también contribuye a reducir las emisiones de CO (un subproducto de la combustión incompleta) al alcanzar una combustión más estable y controlada a bajas temperaturas.

La idea principal de este proyecto es poder desarrollar un equipo que permita identificar quemadores críticos en turbinas de gas ubicadas en diferentes regiones de Argentina, las cuales presentan condiciones ambientales variadas (altitud, temperatura, humedad, etc.). Estas condiciones pueden afectar el rendimiento de los quemadores y, por lo tanto, deben ser consideradas en el diseño y calibración del dispositivo.

Las mediciones realizadas en diferentes horarios (de mañana vs. a la tarde) pueden variar significativamente debido al aumento o descenso de la temperatura al producirse pequeñas expansiones térmicas o contracciones en el Equipo de medición. A su vez, la presencia de humedad en el ambiente puede generar condensación en cables o sensores causando fallas en la medición.

Por otra parte, los sensores de presión deben estar compensados para la altitud y las variaciones de presión atmosféricas que se tienen en las distintas regiones del país.

El dispositivo debe ser capaz de compensar estas variaciones para garantizar la precisión del diagnóstico independientemente del momento en que se realicen las mediciones.

3. Objetivos

Este proyecto tiene como propósito principal poder identificar el quemador de la turbina de gas cuya área efectiva[6] de paso de fluido difiere del promedio en un 6%, debido a problemas mencionados en los Capítulos 1.2.1 y 1.2.2, considerando que los valores de área efectiva aceptables se encuentran entre 7 mm^2 y 8 mm^2.

Con el objetivo de mejorar la eficiencia y seguridad de la turbina, se plantean los siguientes propósitos:

Desarrollar un método de diagnóstico confiable con un bajo índice de error en el procedimiento, para monitorear el estado de los nozzles. Es decir, obtener un valor del margen de error del 10% respecto del valor ideal.

Reducir costos operativos: tiempo. El método de detección elegido debe permitir identificar el quemador en el menor tiempo posible. Para ello, se analizará a cada quemador in situ, es decir, montado en la turbina. Como se ha mencionado en el Capítulo 1.3, cada quemador de premezcla generalmente requiere de 6 horas para ser reemplazado, además de 24 horas de enfriamiento. Si la estimación del quemador resulta incorrecta, se requieren otras 24 horas de enfriamiento y un nuevo reemplazo.

Reducir costos operativos: personal. El método de detección elegido debe permitir identificar el quemador con la menor cantidad de trabajadores posibles. Requerir de un único trabajador para poder detectar el quemador comprometido, con una capacitación básica y simple. Como se ha mencionado en el Capítulo 1.3, cada quemador de premezcla generalmente requiere de dos trabajadores para realizar su extracción.

[6]**Área efectiva de fluido que atraviesa al quemador en milímetros cuadrados. Es una variable crítica en el rendimiento de una turbina de gas ya que determina la cantidad de aire que ingresa a la cámara de combustión para producir la combustión.**

Reducir la mantenibilidad correctiva de los quemadores. Identificar los quemadores críticos durante el mantenimiento predictivo sin necesidad de llegar a realizar mantenimiento correctivo.

Reducir emisiones contaminantes. El Sistema debe ayudar a asegurar una combustión completa y adecuada al obtenerse las proporciones de mezcla aire-combustible deseadas gracias al monitoreo del funcionamiento correcto de cada quemador, disminuyendo las emisiones contaminantes producto de una combustión incompleta.

Sistema que minimice el desgaste de los quemadores. Adoptar un Sistema que asegure una operación controlada para los quemadores, minimizando el desgaste y preservando la calidad de los mismos durante su uso.

Interpretar de forma fácil y práctica los resultados obtenidos mediante el Sistema para poder determinar el quemador crítico. Al emplear el equipo, se puede determinar el o los quemadores críticos sin necesidad de realizar un curso o capacitación.

Baja complejidad tecnológica de la solución. Disminuir la complejidad para que sea más fácil de implementar y de adaptar para futuros cambios.

Alta disponibilidad de componentes en el mercado. Implementar para la solución componentes comercialmente disponibles y de fácil acceso en el mercado.

Operatividad del equipo garantizando seguridad. La utilización del equipo debe garantizar condiciones de seguridad e higiene para el operador, es decir, evitar cualquier daño al personal durante la operación.

4. Propuestas

Como se ha mencionado con anterioridad, el objetivo principal del proyecto es el de poder identificar cada quemador crítico de la turbina de gas realizando mantenimiento predictivo, sin caer en la necesidad de realizar mantenimiento correctivo. Para ello, se podrían emplear distintas soluciones tecnológicas que lograrían cumplir con ese objetivo. Se mencionan a continuación las posibles soluciones y se procederá a realizar una matriz de ponderación de cada objetivo para elegir la mejor opción libre de sesgos y de forma rápida.

4.1 Propuesta 1: Eliminación de contaminantes del quemador mediante Purga Hidráulica

Cuando la turbina de gas se encuentre apagada y en condiciones seguras[7], reduciendo el riesgo de quemaduras del personal y daño a los equipos de medición, se suministrará agua desmineralizada a presión controlada a la entrada de gasoil que alimenta al quemador. Mediante inspección visual desde adentro de la cámara de combustión, se puede observar si el quemador presenta nozzles que poseen sobreflujo.

El procedimiento para realizar esta prueba es el siguiente:

1. Se inspeccionarán visualmente los nozzles empleando 1000 lux para evaluar la presencia de depósitos o contaminantes (hollín, residuos de combustible, óxidos, etc.) al desmontar la escotilla indicada con el número 6 en la Figura 1.3 cuya función principal es la de permitir la inspección, reparación y mantenimiento de los componentes internos de la cámara de combustión.
2. Se colocarán conexiones para inyectar agua desmineralizada (fluido de prueba) con un alto grado de pureza para evitar incrustaciones y corrosión.

[7]Que no haya combustión en curso y se haya cumplido el período de enfriamiento.

3. Se introducirá agua a alta presión en el Sistema de inyección de combustible. La presión aplicada suele ser superior a la de operación normal, siguiendo las especificaciones del fabricante. Se monitorea si hay fugas en juntas, conexiones o fracturas en los nozzles.

4. Se inspeccionarán de forma visual los nozzles que podrían llegar a ser críticos con 1000 lux y se procederá a ser limpiados.

Para ejecutar esta solución, se requerirá de un equipo que contenga los siguientes componentes: bomba hidráulica de alta presión, un tanque de almacenamiento de agua desmineralizada, filtros de agua para evitar la contaminación de partículas dentro del Sistema, mangueras de suministro de fluido y manómetros de alta precisión para monitorear la presión en distintos puntos.

Este equipo, podría tener la suficiente precisión para poder identificar nozzles que posean depósitos de contaminantes, es decir, estar en presencia del fenómeno hot spot[8] no siendo el caso del fenómeno de cold spot[9] siendo este último el caso más común. En la Figura 4.1 y 4.2 se proporciona un contexto adicional a lo explicado con anterioridad, para brindar mayor claridad.

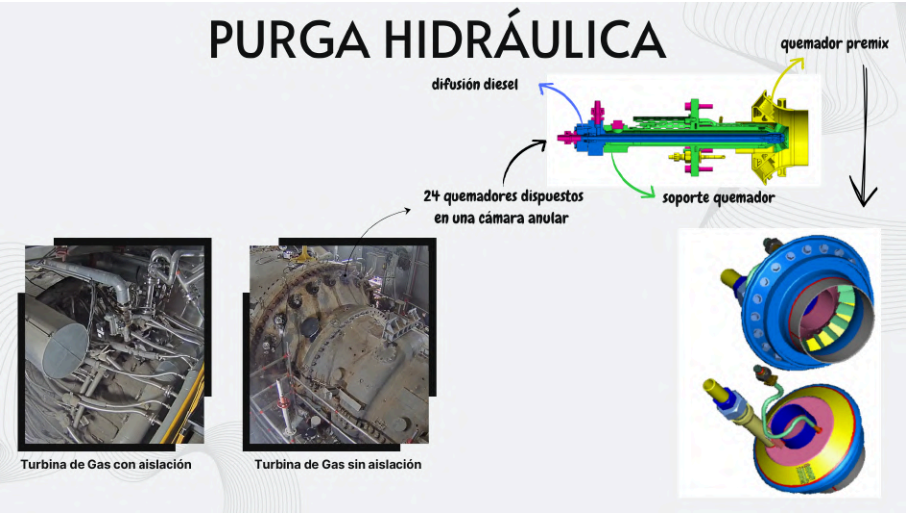


Figura 4.1: Propuesta 1- Purga hidráulica.

[8]Fenómeno en el cual un nozzle que posee sobreflujo en un punto, genera una combustión excesiva en la región afectada, elevando la temperatura localmente.

[9]Fenómeno en el cual un nozzle que posee obstrucción debido a contaminantes, genera una combustión incompleta en la región afectada, disminuyendo la temperatura localmente.

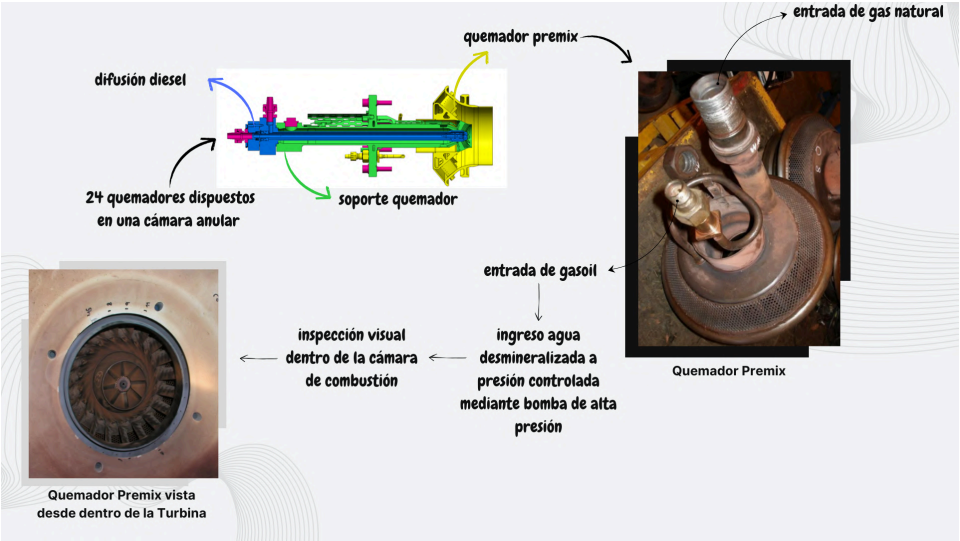


Figura 4.2: Propuesta 1- Purga hidráulica.

4.2 Propuesta 2: Prueba de Flujo de Combustible

El fluido de prueba de esta propuesta será fuel oil, es decir, petróleo pesado. La idea principal de que el fluido de prueba sea el mismo al fluido de trabajo es la de simular las mismas condiciones normales de operación.

El método consiste en la utilización de componentes mecánicos e hidráulicos como los mencionados con anterioridad agregando también caudalímetros que permitan medir el flujo de agua a través de los nozzles de cada quemador y sensores de presión diferencial que permitan identificar variaciones en la presión que puedan indicar pérdidas de carga. A su vez, pueden ser medidos los valores de caudal del fluido que es transportado a través de los nozzles de cada quemador, siendo los valores ideales de flujo másico similares en condiciones normales. Si se identifican variaciones significativas en el flujo en un quemador, puede deberse a la obstrucción en la boquilla o en la línea de suministro del mismo.

A continuación, se presenta una infografía en la Figura 4.3 que proporciona un contexto adicional a lo explicado con anterioridad, para brindar mayor claridad acerca de la idea propuesta.

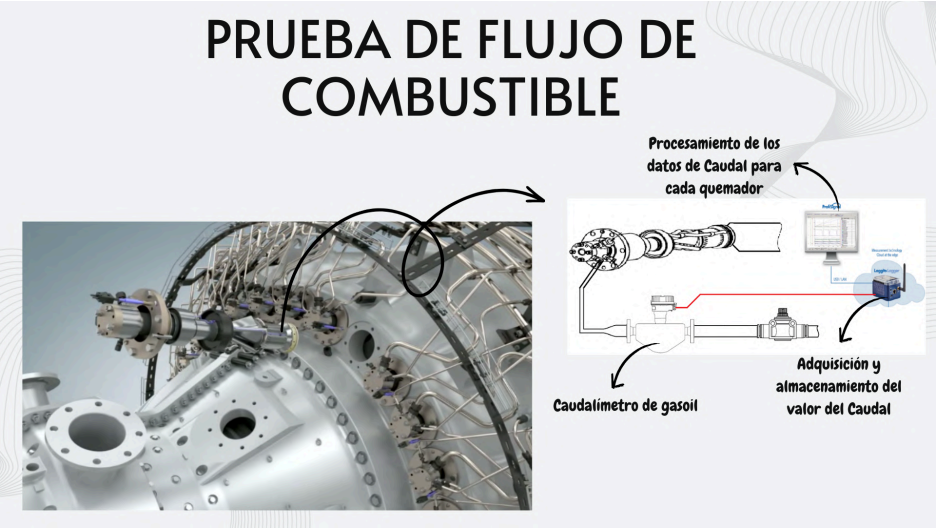


Figura 4.3: Propuesta 2- Prueba de flujo de combustible.

Una vez más, este equipo, podría tener la suficiente precisión para poder identificar nozzles que posean depósitos de contaminantes, es decir, estar en presencia del fenómeno hot spot no siendo el mismo, el caso más común.

A continuación, se presenta la última propuesta, que arroja una mayor precisión de los resultados en presencia de los dos fenómenos: cold spot y hot spot.

4.3 Propuesta 3: Verificación del Área efectiva del quemador

Si el fluido de prueba es aire, el proceso se vuelve más eficiente, ya que no se requiere de tiempo de secado de los componentes de la turbina luego de realizar la medición. Además, este fluido, posee un flujo laminar a baja velocidad, permitiendo que las mediciones tomadas por los instrumentos sean más precisas, pudiendo detectar variaciones muy pequeñas en los valores identificados y de esta manera, se puede detectar el fenómeno de *cold spot* y de *hot spot* en los nozzles del quemador.

A diferencia de las dos propuestas anteriores, no se compararían diferencias de presión y de caudal, sino que se medirían variables (teniendo en cuenta el error de cada medición) y se calcularía de forma indirecta un valor de referencia denominado: Área efectiva.

El área efectiva es el área de fluido que atraviesa al quemador en milímetros cuadrados. En otras palabras, es un parámetro que permite evaluar si el quemador presenta algún defecto o no. Los valores

de área típicos se encuentran entre 7 mm^2 y 8 mm^2. Si al realizar la medición, el valor de área calculada no se encuentra dentro de este intervalo, se está en presencia de un quemador crítico. Para poder realizar cada medición correspondiente, se emplean sensores y actuadores y los valores son adquiridos y registrados mediante un PLC y procesados mediante un software externo.

A continuación, se presenta una infografía en la Figura 4.4 que proporciona un contexto adicional a lo explicado con anterioridad, para brindar mayor claridad acerca de la idea propuesta.



Figura 4.4: Propuesta 3- Verificación del área efectiva del quemador.

4.4 Elección de la Propuesta

Para justificar el motivo de la solución propuesta, se realizará una matriz de ponderación de cada propósito para poder identificar en qué porcentaje o medida cada solución cumple con los mismos. A continuación se clasificará a cada propósito según la importancia que posea. Para ello se emplea una escala del 1 al 5 como se muestra en la Tabla 4.1.

Tabla 4.1: Ponderación y su asignación.

Peso	Importancia
1	Muy poco importante
2	Poco importante
3	Medianamente importante
4	Importante
5	Muy importante

Identificación del quemador crítico. La identificación del quemador crítico es sumamente importante ya que éste es el objetivo principal que debe cumplir el Sistema empleado como solución. Es por este motivo que el peso asignado es 5.

Mantenibilidad requerida preventiva reducida del Sistema. Asegurar que el Sistema requiera de mantenimiento preventivo a lo sumo cada 3 años es algo que beneficia al mantenimiento que se debe realizar sobre el equipo pero no es de alta prioridad. Es por este motivo que el peso asignado es 3.

Mantenibilidad requerida correctiva reducida de los quemadores. Es fundamental identificar los quemadores críticos durante el mantenimiento predictivo, sin necesidad de recurrir al mantenimiento correctivo. Esto permite optimizar los recursos, evitando el desperdicio de tiempo y dinero asociados con la sustitución innecesaria de quemadores. Es por este motivo que el peso asignado es 5.

Operatividad del equipo garantizando seguridad. La utilización del Equipo debe garantizar condiciones de seguridad para el operador, minimizando cualquier tipo de daño que pudiera ocasionarse durante la operación. Este propósito es importante, y es por este motivo que el peso asignado es 5.

Sistema que minimice el tiempo y personal requerido. Este propósito es muy importante, dado que al ser el tiempo un recurso no infinito, debe realizarse el procedimiento en el menor tiempo posible sin perjudicar la calidad en los resultados obtenidos y con un número de personal razonable. Este propósito es muy importante, siendo el peso asignado de 5.

Bajo índice de error. Aunque es importante minimizar el índice de error en la operación de los quemadores, la magnitud del error no es tan crítica mientras el patrón de error se mantenga constante en todos los quemadores. Es decir, que el error sea de un 10%, 6% o 4% no posee tanta importancia en el

resultado final ya que lo importante es que se mantenga de manera uniforme en el procedimiento de la operación de cada quemador. Este propósito no es de los más importantes, siendo el peso asignado de 2.

Sistema que minimice el desgaste de los quemadores. Además de que los daños ocasionados en los quemadores pueden tener repercusiones significativas como generar paradas no programadas o el tiempo de inactividad y estos conllevan a reducir la productividad, también se puede comprometer la seguridad de los operarios, aumentando el riesgo de accidentes. Este propósito es de los más importantes, siendo el peso asignado 5.

Interpretación clara de los resultados del Sistema. Es fundamental interpretar de manera clara los resultados del Sistema, comprendiendo cómo este cumple con la identificación de los quemadores críticos y cómo el personal de la empresa puede entender y utilizar dichos resultados sin necesidad de realizar un curso o capacitación. Si bien este propósito es importante, hay otros que son fundamentales como lo es la operatividad del equipo garantizando seguridad. Es por este motivo que el peso asignado para este propósito es 1.

Alta disponibilidad de los componentes en el mercado. De nada sirve cumplir con los propósitos anteriores si al momento de fabricar el Equipo, sus componentes no se encuentran disponibles en el mercado y termina siendo sólo una idea sin concretar. Es por este motivo que el peso asignado para este propósito es 5.

Baja complejidad tecnológica de la solución. Que el diseño no sea complejo trae aparejado muchos beneficios, siendo algunos de ellos los siguientes: mejor disponibilidad de repuestos dado que se utilizan componentes estándar, más fácil de modificar o adaptar nuevas necesidades operativas y también reduce los costos asociados con la formación del personal. Es por estos motivos que el peso asignado es de 4 para este propósito.

Una vez que se clasificó a cada propósito, se procede a definir una valoración que será empleada sobre cada propuesta, siendo la misma del 1 al 3 como se muestra en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2: Valoración de cada propuesta según el propósito.

Valoración	Importancia
1	No cumple prácticamente con el propósito
2	Cumple parcialmente con el propósito
3	Cumple en su gran mayoría con el propósito

De esta manera, la valoración de cada propuesta en función del propósito a cumplir es la que se presenta en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3: Valoración de cada propuesta para los diez propósitos.

	Peso	Propuesta 1	Propuesta 2	Propuesta 3	Observación
Propósito 1: Identificación del quemador crítico.	5	2	3	3	Propuesta 1 no cumple para cold spot. Propuestas 2 y 3 cumplen para hot spot y cold spot.
Propósito 2: Mantenibilidad requerida preventiva reducida del Sistema.	3	3	3	3	Las tres propuestas reducirían el tiempo requerido hasta la próxima parada por mantenimiento preventivo.
Propósito 3: Mantenibilidad requerida correctiva reducida de los quemadores.	5	1	3	3	Todas las soluciones son predictivas (prolongan el tiempo de operación hasta la falla). La Propuesta 1 no considera el fenómeno de hot spot, puede haber fallas por sobreflujo.
Propósito 4: Operatividad del equipo garantizando seguridad.	5	2	2	3	En la Propuesta 1 y 2 el personal debe ingresar a la cámara de combustión (espacio confinado). En la Propuesta 3 se ejecuta la solución sin necesidad de ingresar a la turbina.
Propósito 5: Sistema que minimice el tiempo y personal requerido.	5	1	1	3	En la Propuesta 1 y 2 se requerirían de 2 personas como mínimo ya que se debe desmontar la escotilla además de realizar un secado de los componentes luego de realizar la operación. En la Propuesta 3, se requiere de una única persona y no se realiza un secado de los componentes.
Propósito 6: Bajo índice de error.	2	1	2	3	En la Propuesta 1, el análisis se realiza mediante inspección visual. En la Propuesta 2, se mide el valor de caudal transportado y se compara respecto al valor de c/ quemador.

Tabla 4.3: Valoración de cada propuesta para los diez propósitos.

					En la Propuesta 3, se miden variables empleando componentes neumáticos y mediante un software se comparan resultados de medición de c/ quemador.
Propósito 7: Sistema que minimice el desgaste de los quemadores.	5	2	2	3	En la Propuesta 1 y 2 no se tiene en cuenta el desgaste por cold spot. En la Propuesta 3 se tiene en cuenta el desgaste por cold spot y hot spot.
Propósito 8: Interpretación clara de los resultados del Sistema.	1	1	3	3	En la Propuesta 1 puede no llegar a interpretarse los resultados mediante la inspección visual. En las Propuestas 2 y 3 se emplean elementos de medición que permite comparar resultados obtenidos y llegar a una conclusión de manera fácil y rápida.
Propósito 9: Alta disponibilidad de los componentes en el mercado.	5	3	3	3	En las tres propuestas se requieren de componentes estandarizados.
Propósito 10: Baja complejidad tecnológica de la solución.	4	3	3	3	En las tres propuestas se cuenta con una metodología simple de aplicar y de mejorar.
TOTAL					

Se procede a multiplicar cada valoración por el peso correspondiente asociado a cada propósito. Luego de calcular las puntuaciones ponderadas se suman, siendo la propuesta con mayor puntuación, la seleccionada como solución. En la Tabla 4.4 se aprecia el resultado obtenido.

Tabla 4.4: Propuesta solución según la puntuación obtenida.

	Peso	Propuesta 1	Propuesta 2	Propuesta 3
Propósito 1: Identificación del quemador crítico.	5	2 x 5 =10	3 x 5 =15	3 x 5=15
Propósito 2: Mantenibilidad requerida preventiva reducida del Sistema.	3	3 x 3=9	3 x 3=9	3 x 3=9
Propósito 3: Mantenibilidad requerida correctiva reducida de los quemadores.	5	1 x 5=5	3 x 5 =15	3 x 5 =15
Propósito 4: Operatividad del equipo garantizando seguridad.	5	2 x 5=10	2 x 5=10	3 x 5=15
Propósito 5: Sistema que minimice el tiempo y personal requerido.	5	5 x 1=5	5 x 1=5	5 x 3=15

Tabla 4.4: Propuesta solución según la puntuación obtenida.				
Propósito 6: Bajo índice de error.	2	2 x 1=2	2 x 2=4	2 x 3=6
Propósito 7: Sistema que minimice el desgaste de los quemadores.	5	5 x 2=10	5 x 2=10	5 x 3=15
Propósito 8: Interpretación clara de los resultados del Sistema.	1	1 x 1=1	1 x 3=3	1 x 3=3
Propósito 9: Alta disponibilidad de los componentes en el mercado.	5	5 x 3=15	5 x 3=15	5 x 3=15
Propósito 10: Baja complejidad tecnológica de la solución.	4	4 x 3=12	4 x 3=12	4 x 3=12
TOTAL		79	98	120

De esta manera, se concluye que la Propuesta seleccionada es la número 3: Verificación del área efectiva del quemador dado que posee un total de 120 puntos superando a los valores obtenidos para las propuestas restantes.

4.4.1 Soporte teórico del Diseño

Durante el transcurso de esta sección, se explicará de forma paulatina en qué consiste esta propuesta seleccionada, comenzando con el soporte teórico y metodológico del diseño que permitirá avalar la propuesta desde el inicio.

Como se ha mencionado con anterioridad, se limita el alcance del proyecto a emplear como guía el diseño de la turbina de gas SGT5 - 4000F de la marca SIEMENS ENERGY que consta de 24 quemadores con 20 nozzles cada uno para el modo fuel oil premix. Para poder identificar cuales quemadores son críticos, se dispondrá de un "parámetro" que debería ser similar para cada quemador. Si un quemador presenta un valor de este parámetro muy distinto respecto a su valor deseable, entonces el quemador sería crítico y podría poseer depósitos en algunos de sus nozzles o bien, podría tener sobreflujo.

Este "parámetro" se define a partir de la Ecuación de Estado de un gas ideal.

Una ecuación de estado es una ecuación que relaciona, para un sistema en equilibrio termodinámico (sistema cuyas variables intensivas[10] que describen su estado, no varían a lo largo del tiempo) las variables de estado que lo describen. Las variables de estado para un gas son la masa [Kg. / mol], el volumen [m^3/l], la presión [Pa/atm] y la temperatura [K/°C].

La ecuación de estado que describe el comportamiento de un gas cuando éste se encuentra a una presión baja y a una temperatura alta es la ecuación de estado de un gas ideal. En estas condiciones la densidad del gas es muy baja ya que se tienen menos moléculas de gas por unidad de volumen, por lo que pueden hacerse las siguientes aproximaciones:

- No se tiene interacción entre las moléculas del gas.
- El volumen de las moléculas es nulo.

La ecuación de estado de un gas ideal es el resultado de combinar dos leyes empíricas válidas para gases bajo estas condiciones: la Ley de Boyle y la Ley de Charles.

La Ley de Boyle da una relación entre la presión de un gas y el volúmen que ocupa a temperatura constante. Dicha ley establece que el producto de la presión por el volumen de un gas a temperatura constante es constante (ver Ecuación 4.1).

$$p\,V \;=\; C_1 \quad (4.1)$$

Por otra parte, la Ley de Charles establece que, a presión constante, el cociente entre el volumen que ocupa un gas y su temperatura en K, es una constante (ver Ecuación 4.2)

$$\frac{V}{T} = C_2 \quad (4.2)$$

Despejando al volumen de la Ley de Charles y sustituyéndolo en la ecuación (4.1) se tiene

$$p(TC_2) \;=\; C_1 \quad (4.3)$$

Reemplazando al volumen despejado de (4.2) en (4.3) y multiplicando ambos miembros de la ecuación por la temperatura, se tiene (4.4)

[10]**Variable cuyo valor no depende del tamaño ni la cantidad de materia del sistema. Ejemplos de este tipo de variable: la temperatura y la presión.**

$$pVT = TC_1 = C_3 \text{ (4.4)}$$

Dividiendo (4.4) por T se obtiene (4.5)

$$\frac{pV}{T} = \frac{C_3}{T} = C_4 = cte \text{ (4.5)}$$

Para un mol de gas, la constante que aparece en el segundo miembro de la ecuación (4.5) es la constante universal de los gases ideales y se la representa con la letra R. De esta manera, la ecuación de estado de un gas ideal es la ecuación (4.6) que se indica a continuación.

$$pV = nRT \text{ (4.6)}$$

Donde n es el número de moles y R en el Sistema internacional es 8,31 $J/mol\ K$ y es la constante universal de los gases ideales.

Para un gas ideal, el flujo másico $\left(\frac{dm}{dt}\right)$ dado para una sección de un conducto se expresa como en la ecuación (4.7),

$$\frac{dm}{dt} = \rho v A \text{ (4.7)}$$

Donde:

ρ: Densidad del fluido. $[kg/m^3]$

v: Velocidad del fluido. $[m/s]$

A: Área de la sección transversal del conducto. $[m^2]$

El área de la sección transversal del conducto por la que circulará el gas será el parámetro clave que permitirá identificar al quemador crítico. Su ecuación deberá ser transformada para que el cálculo de su valor dependa exclusivamente de las temperaturas y presiones del Sistema y pueda ser calculado empleando instrumentos de medición. A continuación, se explicará el procedimiento para poder obtener la ecuación del área que se utilizará para realizar la medición.

El número de moles puede expresarse como el cociente entre la masa y la masa molar del gas. Reemplazando al número de moles por su definición, la Ecuación (4.6) puede ser expresada como

$$pV = \frac{m}{M}RT \text{ (4.8)}$$

Donde m es la masa del gas en gramos y M es la masa molar en gramos por mol. Pasando el volumen hacia el otro término de la ecuación (4.8) y considerando la definición de densidad, se tiene la Ecuación (4.9).

$$p = \frac{m}{V\,M} RT = \frac{\rho}{M} RT \quad (4.9)$$

Donde ρ es la densidad del gas ideal en gramos por metros cúbicos.

Al reemplazar (4.9) en (4.7) se tiene,

$$\frac{dm}{dt} = \frac{pM}{RT} v\,A \quad (4.10)$$

Al dividir la constante universal de los gases ideales por la masa molar del gas se obtiene una constante para un gas particular, es decir,

$$\frac{dm}{dt} = \frac{pM}{RT} v\,A = \frac{p}{\frac{R}{M}T} v\,A = \frac{p}{R^*T} v\,A \quad (4.11)$$

Al transportar un gas considerándolo como ideal a través del quemador de la turbina, se considera que se cuenta con un flujo compresible[11] isentrópico[12] , y al aplicar la Primera Ley de la termodinámica predomina en el Sistema la siguiente ecuación de Balance de Energía:

$$q - w = \Delta ec + \Delta ep + \Delta h \quad (4.12)$$

Donde:

q: Calor transferido por unidad de masa al Sistema. [J/kg]

w: Trabajo por unidad de masa en el Sistema. [J/kg]

Δec: Variación de energía cinética del Sistema. [J/kg]

Δep: Variación de energía potencial del Sistema. [J/kg]

Δh: Variación de entalpía del Sistema. [J/kg]

Al considerar al Sistema adiabático (q=0), ser un conducto que transporta aire (no se tiene asociado una cantidad de trabajo, w=0) y el circuito por el que circula el flujo de aire posee una elevación despreciable (Δep=0), a la Ecuación (4.12) se la puede expresar como

[11]**Fluido que puede comprimirse. Es decir, presenta cambios en su densidad al momento de su transporte debido al cambio de su volumen.**

[12]**Flujo adiabático. Es decir, no hay intercambio de calor entre el Sistema y su entorno.**

$$\Delta ec \ + \ \Delta h \ = \ 0 \ (4.13)$$

La ecuación (4.13) da origen al término *entalpía de estancamiento* y se la define como:

$$\Delta h_0 = \ \Delta ec \ + \ \Delta h \ = (h_2 - h_1) \ + \left(\frac{v_2^2}{2} - \frac{v_1^2}{2}\right) = \ 0 \ (4.14)$$

Reagrupando,

$$h_2 + \frac{v_2^2}{2} = h_1 \ + \frac{v_1^2}{2} = \ 0 \ (4.15)$$

De esta manera, a la *entalpía de estancamiento* se la define como:

$$h_0 = \ h \ + \frac{v^2}{2} = \ 0 \ (4.16)$$

Al ser un proceso isentrópico sin transferencia de calor ni trabajo la entalpía total o de estancamiento se mantiene constante porque a pesar de cambiar la entalpía estática y la velocidad del fluido, toda la energía cinética que se pierde en magnitud, lo gana la entalpía y viceversa.

La ecuación de gas ideal (4.8) se la puede representar empleando el volumen específico y definiendo a la constante del gas específica R_s, es decir,

$$p\frac{V}{m} = \frac{R}{M}T \ = \ pv \ = \ R_s T \ (4.17)$$

A su vez, a la entalpía se la define como se representa en la ecuación (4.18),

$$h \ = \ u \ + \ pv \ (4.18)$$

donde u es la energía interna específica en kJ por kilogramos. Además, para una temperatura dada, tanto la energía interna, la entalpía como la capacidad de calor específico a presión y a volumen constante dependen de la temperatura.

Para gases ideales se puede expresar ,

$$c_v(T) \ = \frac{du}{dT} \ (4.19)$$

$$c_p(T) \ = \frac{dh}{dT} \ (4.20)$$

De esta manera, se puede calcular los cambios de energía interna y de entalpía de un gas ideal despejando ambas propiedades de las ecuaciones (4.19) y (4.20). Al despejar el término que contiene la entalpía y luego integrar cada miembro de las ecuación (4.20) se obtiene,

$$h = c_p T \quad (4.21)$$

Por lo tanto a la entalpía de estancamiento se la puede definir como:

$$h_0 = c_p T_0 \quad (4.22)$$

Donde T_0 es la temperatura de estancamiento.

La temperatura de estancamiento puede ser calculada al despejarla de la Ecuación (4.22) y reemplazarla en la Ecuación (4.16)al igual que la temperatura estática de la misma manera, entonces

$$c_p T_0 = c_p T + \frac{v^2}{2} = 0 \quad (4.23)$$

Despejando a la temperatura de estancamiento se tiene,

$$T_0 = T + \frac{v^2}{2c_p} = 0 \quad (4.24)$$

Reemplazando a la velocidad por su valor de la ecuación (4.7) se tiene una manera de calcular el valor de la temperatura de estancamiento como sigue

$$T_0 = T + \frac{1}{2c_p}\left(\frac{\frac{dm}{dt}}{\rho A}\right)^2 = 0 \quad (4.25)$$

Reemplazando (4.21) y (4.22) en la Ecuación (4.16) se obtiene,

$$c_p T_0 = c_p T + \frac{v^2}{2} \quad (4.26)$$

Despejando v^2 de la ecuación (4.26) se tiene,

$$v^2 = 2\left(c_p T_0 - c_p T\right) = 2\, c_p\left(T_0 - T\right) \quad (4.27)$$

Como la presión dentro del quemador no se mantiene constante, se buscará la manera de expresar la velocidad en función de otra variable de Estado. Se sabe que la relación entre c_v y c_p es la definida en la ecuación (4.28)

$$c_p - c_v = R \quad (4.28)$$

como también que,

$$\frac{c_p}{c_v} = \gamma \quad (4.29)$$

donde γ es la relación de calores específicos y adopta el valor 1,4 para el aire.

Despejando c_p de la ecuación (4.29) y reemplazando su valor en la ecuación (4.28),

$$c_v\gamma - c_v = R = c_v(\gamma - 1) \quad (4.30)$$

$$c_v = \frac{R}{(\gamma-1)} \quad (4.31)$$

Al reemplazar (4.31) en (4.29)

$$\frac{c_p}{\frac{R}{(\gamma-1)}} = \gamma \Rightarrow c_p = R\frac{\gamma}{(\gamma-1)} \quad (4.32)$$

Por último, se reemplaza (4.32) en (4.27) y se obtiene,

$$v^2 = 2\,c_p\left(T_0 - T\right) = 2\,R\frac{\gamma}{(\gamma-1)}\left(T_0 - T\right) \quad (4.33)$$

Al despejar la velocidad de (4.33) y considerar la constante específica de gas ideal para aire seco se tiene,

$$v = \sqrt{2\,R\,*\,\frac{\gamma}{(\gamma-1)}\left(T_0 - T\right)} \quad (4.34)$$

En la Ecuación (4.34) se obtuvo una ecuación que calcula la velocidad del gas en función de la temperatura de estancamiento (o total) y la temperatura específica (o estática).

Al ser el gas ideal isentrópico, la relación entre las presiones y temperaturas está dada por:

$$\frac{T}{T_0} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.35)$$

Despejando la temperatura estática T de la ecuación (4.35) y reemplazando su valor en (4.9) se tiene,

$$p = \frac{\rho}{M} R * T = \rho R * T = \rho R * T_0 \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.36)$$

La densidad puede ser definida como,

$$\rho = \frac{p}{R*T_0\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}} = \frac{p}{R*T_0}\left(\frac{p}{p_0}\right)^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (4.37)$$

Se reemplaza (4.34) y (4.37) en (4.7)

$$\frac{dm}{dt} = \rho v A = \frac{p}{R*T_0}\left(\frac{p}{p_0}\right)^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}} \sqrt{2 R * \frac{\gamma}{(\gamma-1)}\left(T_0 - T\right)}\, A \quad (4.38)$$

Empleando la propiedad distributiva en (4.38) dentro de la raíz, se tiene

$$\frac{dm}{dt} = \frac{p}{R*T_0}\left(\frac{p}{p_0}\right)^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}} \sqrt{2 R * \frac{\gamma}{(\gamma-1)} T_0 - 2 R * \frac{\gamma}{(\gamma-1)} T}\, A \quad (4.39)$$

Despejando la temperatura estática de (4.35) y reemplazando su valor en (4.39) se tiene

$$\frac{dm}{dt} = \frac{p}{R*T_0}\left(\frac{p}{p_0}\right)^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}} \sqrt{2 R * \frac{\gamma}{(\gamma-1)} T_0 - 2 R * \frac{\gamma}{(\gamma-1)} T_0 \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}}\, A \quad (4.40)$$

Sacando factor común $2 R \frac{\gamma}{(\gamma-1)} T_0$ de (4.40),

$$\frac{dm}{dt} = \frac{p}{R*T_0}\left(\frac{p}{p_0}\right)^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}} \sqrt{2 R * \frac{\gamma}{(\gamma-1)} T_0 \left(1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}\, A \quad (4.41)$$

Sacando de la raíz de (4.41) los términos R y T_0 y simplificando se tiene la ecuación (4.42)

$$\frac{dm}{dt} = A \frac{p}{\sqrt{R^* T_0}} \left(\frac{p}{p_0}\right)^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}} \sqrt{2 \frac{\gamma}{(\gamma-1)} \left(1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)} \quad (4.42)$$

Reescribiendo $\left(\frac{p}{p_0}\right)^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}}$ de la siguiente manera:

$$\left(\frac{p}{p_0}\right)^{-\frac{\gamma-1}{\gamma}} = \left(\frac{p}{p_0}\right)^{-1} \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \quad (4.43)$$

Se tiene la simplificación de la Ecuación (4.38) como se muestra a continuación en la cuál se reemplaza (4.43) en (4.44) para simplificar la presión estática y despejar el área.

$$A_{eff} = \frac{dm}{dt} \frac{\sqrt{R^* T_0}}{p_0} \frac{1}{\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}} \sqrt{2 \frac{\gamma}{(\gamma-1)} \left(1 - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}} \quad (4.44)$$

En la Ecuación (4.44) se observa que el área denominada efectiva queda expresada en función de la temperatura, de la presión y del flujo másico.

Para recordar:

A_{eff}: Área efectiva de la sección transversal por la que atraviesa el fluido al quemador. [m^2]

$\frac{dm}{dt}$: Flujo másico dado para una sección del conducto. [kg/s]

R^*: Constante de gas ideal específico para aire seco ($287,2\ J/kgK$).

T_0: Temperatura de estancamiento o total del gas. [K]

p_0: Presión de estancamiento o total del gas (presión de entrada). [Pa] Se explicará a continuación su concepto.

p: Presión estática o específica del gas (presión de salida). [Pa] Se explicará a continuación su concepto.

γ: Es la relación de calores específicos y adopta el valor 1,4 para el aire seco. [-]

De esta manera, la variable A_{eff} en la ecuación (4.44) es el "parámetro" mencionado con anterioridad, que permitirá comparar las áreas de flujo efectivas entre cada quemador del conjunto completo de quemadores. Para este parámetro se deben determinar la pérdida de presión y el flujo másico a través del paso del quemador.

La temperatura de estancamiento se calcula como se ha determinado en la Ecuación 4.25, mientras que la presión de estancamiento se obtiene como se detalla a continuación.

Se considera que un gas circula con presión p_1 moviéndose con velocidad V_1 como se muestra a la izquierda en la Figura 4.5. Se sabe además que la presión está relacionada con el movimiento de las moléculas y este movimiento es aleatorio. Esta presión recibe el nombre de presión estática y es una medida del movimiento puramente aleatorio de las moléculas en el gas.

Además, se considera un límite de flujo, como una pared donde se perfora un pequeño orificio perpendicular a la superficie, como se muestra en el esquema inferior de la figura. El plano del orificio es paralelo al flujo como se muestra en el punto A. Debido a que el flujo se mueve sobre la abertura, la presión que se siente en el punto A se debe sólo al movimiento aleatorio de las moléculas, por lo que se mide presión estática.

Ahora, se inserta un tubo de pitot en el flujo, con un extremo abierto orientado directamente hacia el flujo (plano de abertura del tubo es perpendicular al flujo) como se muestra en el punto B y el otro extremo está conectado a un manómetro en el punto C. En un primer instante cuando el tubo es insertado en el fluido, el gas recorre el tubo hasta que llega al punto C y, luego de un período de ajuste, el gas dentro del tubo se estancará, es decir, la velocidad del fluido dentro del tubo será cero.

Como resultado, la línea recta de flujo que incide directamente en la cara abierta del tubo (D-B) ve esta cara como una obstrucción al flujo. El fluido a lo largo de la línea D-B disminuye su velocidad, hasta que al llegar al punto B y se convierte en cero. Cualquier punto en un flujo donde la velocidad sea nula se llama punto de estancamiento del fluido, por lo tanto el punto B lo es, es decir, $V_B = 0$.

A su vez, de la ecuación de Bernoulli, dado que se está en presencia de un flujo incompresible, se sabe que la presión aumenta a medida que disminuye la velocidad. Por lo tanto, $p_B > p_1$. La presión en un punto de estancamiento se denomina presión de estancamiento o presión total, denotada por p_0. De esta manera, en el punto B, $p_B = p_0$.

Hasta aquí se tienen dos conceptos claves: la presión estática y la presión de estancamiento. La primera, es una medida del movimiento puramente aleatorio de las moléculas en un gas, es la presión que se siente cuando se viaja con el gas a la velocidad de flujo local; y la segunda, es la que existe en un punto del fluido donde su velocidad es nula.

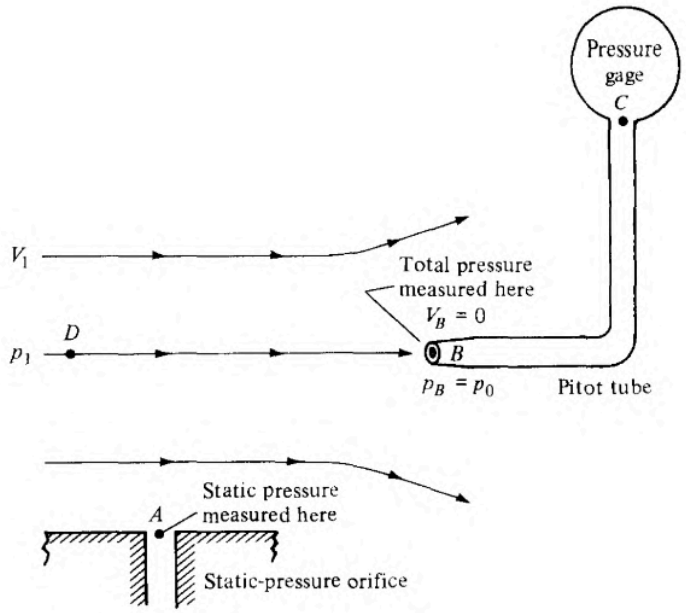


Figura 4.5: Tubo de Pitot y orificio de presión estática. [8]

La presión total p_0 ejercida por el flujo en la entrada del tubo se imprime en todo el tubo y el manómetro en el punto C indica p_0. Esta medición junto con una medición de la presión estática p_A en el punto A, produce la diferencia entre la presión total y estática, $p_0 - p_A$. Aplicando la ecuación de Bernoulli entre el punto A donde la presión y la velocidad son p_1 y V_1 respectivamente, y el punto B, donde la presión y la velocidad son p_0 y V_0 respectivamente se tiene:

$$p_A + \frac{1}{2}\rho V_A^2 = p_B + \frac{1}{2}\rho V_B^2 \quad (4.45)$$

Cancelando el término nulo y reemplazando p_B por p_0 y a la velocidad y presión en el punto A como si fuera genérico, se tiene:

$$p_{estática} + \frac{1}{2}\rho V_{estática}^2 = p_0 \quad (4.46)$$

La Ecuación (4.46) es la definición de la presión de estancamiento o total, considerando la simplificación de que el fluido es incompresible en la posición de medición. En la ecuación (4.46), el término $\frac{1}{2}\rho V^2$ se denomina presión dinámica.

Despejando la velocidad en la Ecuación (4.7) y reemplazando su valor en la Ecuación (4.46) se tiene

$$p_0 = p_{estática} + \frac{1}{2}\rho\left(\frac{dm/dt}{\rho A}\right)^2 = p_{estática} + \frac{1}{2\,\rho}\left(\frac{dm/dt}{A}\right)^2 \quad (4.47)$$

Donde:

A: Sección transversal [m^2] en la posición de medición de la presión en la tubería de suministro de aire.

ρ: Densidad del aire [kg/m^3].

La densidad se puede calcular utilizando la presión estática medida y la temperatura medida empleando la ecuación de estado para gas ideal (4.9), es decir:

$$p = \frac{m}{V\,M} R\,T = \frac{R}{M}\rho\,T = \rho \times R_s \times T \rightarrow \rho = \frac{p_{estática}}{R_s \times T_{estática}} \quad (4.48)$$

Donde R_s es la constante de gas específica para el aire seco y vale $287.2\ J/kg.K$.

4.4.2 Metodología de la medición

Método de la medición

Como se explicó anteriormente el dispositivo permite, a través de un método de medición indirecta, determinar el área efectiva del quemador (A_e) aplicando los principios de termodinámica de flujos compresibles en régimen subsónico, específicamente utilizando las relaciones isentrópicas para gases perfectos.

Al basarse en mediciones de parámetros dinámicos (caudal másico, presión y temperatura de estancamiento), se evita la complejidad de realizar mediciones geométricas directas sobre el quemador, que son muy difíciles de medir debido a las condiciones de operación o limitaciones de acceso físico al componente. La condición de flujo no estrangulado, definida por la relación $p_0/p_T < 1.89$ (para aire con γ=1.4), es fundamental ya que garantiza que: el número de Mach en la garganta del quemador sea menor a 1 (flujo subsónico); permite despreciar efectos de onda de choque y discontinuidades en el flujo y valida la aplicación de las ecuaciones isentrópicas en todo el dominio del flujo.

Donde:

p_0: Presión de estancamiento o total del gas (presión de entrada). [Pa]

p_T: Presión estática o específica del gas (presión de salida). [Pa]

γ: Es la relación de calores específicos y adopta el valor 1,4 para el aire seco. [-]

Está aproximación es válida cuando el fluido de trabajo se comporta como gas perfecto (aire en este caso); los efectos de transferencia de calor son despreciables (flujo adiabático) y las condiciones de estancamiento aguas arriba son uniformes y bien caracterizadas.

Para obtener el área efectiva de un quemador mediante el dispositivo en cuestión, existen dos métodos fundamentales basados en principios termodinámicos. Ellos son:

Método de presión constante (elegido)

Se mantiene fija la presión de estancamiento (p_0), mientras se mide el caudal másico ($\dot{m}$) resultante y la temperatura de estancamiento (T_0). Esto se logra mediante el uso de una válvula reguladora de presión que mantiene una diferencia de presión estable entre la entrada y la salida, independientemente de las fluctuaciones en la red. Luego de obtener los valores de las mediciones mediante un Sistema de adquisición de datos, los mismos son reemplazados en la Ecuación 4.45 para poder obtener un valor de área efectiva para cada quemador.

Método de caudal constante

Este método se basa en establecer un flujo másico ($\dot{m}$) constante a través del sistema y medir la presión y la temperatura de estancamiento resultante. Una vez más, luego de obtener los valores de las mediciones mediante un Sistema de adquisición de datos, los mismos son reemplazados en la Ecuación 4.45 para poder obtener un valor de área efectiva para cada quemador.

En este proyecto, la inclinación es hacia *el método de presión constante* ya que los sistemas de combustión en turbinas de gas operan naturalmente bajo condiciones de presión controlada aguas arriba del quemador, por lo que esta técnica reproduce de manera más real las condiciones de operación del componente.

4.4.3 Diseño del Sistema de Control y procedimiento de la medición

Para poder obtener el parámetro descrito con anterioridad, se empleará un Sistema de medición que se podrá utilizar para quemadores nuevos o de servicio.

El dispositivo de medición consiste en dos partes: una parte rígida en la que se interconectan todos los componentes de medición como también un Sistema de Adquisición de datos y la fuente de alimentación; y otra parte móvil que permite la vinculación del Equipo con cada quemador de la cámara de combustión anular.

La parte rígida está constituída por una válvula de apertura que se vincula a una manguera conectada a un compresor y permite el paso de aire hacia el equipo. Luego, se vincula un acumulador de aire comprimido que absorbe cualquier cambio en la presión del aire como se indica en la Figura 4.6.

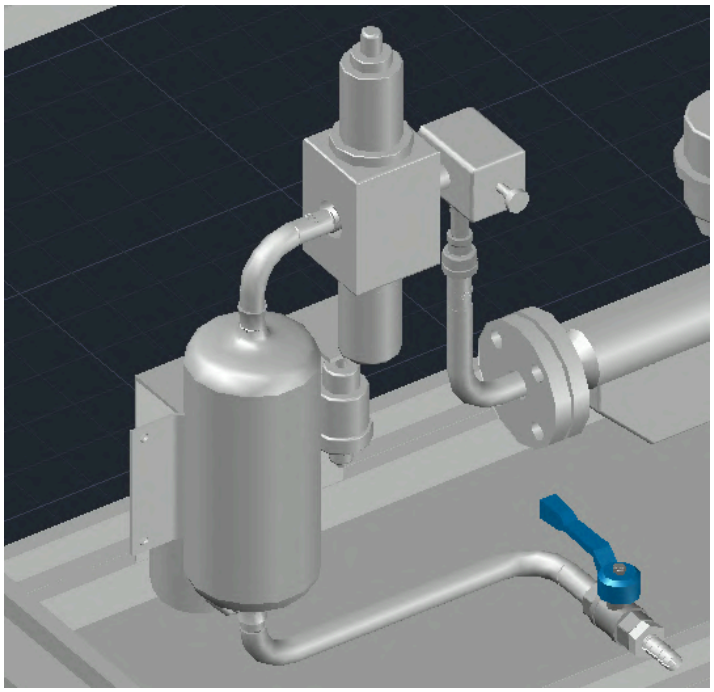


Figura 4.6: Válvula de apertura y Acumulador de aire comprimido.

A continuación del acumulador, se observa en la Figura 4.6 un filtro de aire y regulador de presión que protege a los componentes de contaminantes que pueden dañar su funcionamiento y una válvula reguladora de presión de alta precisión que mantiene constante a la presión para realizar la medición. Se debe ubicar el filtro siempre antes de la reguladora de presión ya que el filtro genera una

caída de presión y la regulación que se desea obtener con la reguladora de presión, no va a ser el valor de presión que se va tener a la salida del filtro.

Un caudalímetro se vincula a continuación mediante bridas y registra el valor del flujo másico como se muestra en la Figura 4.7.

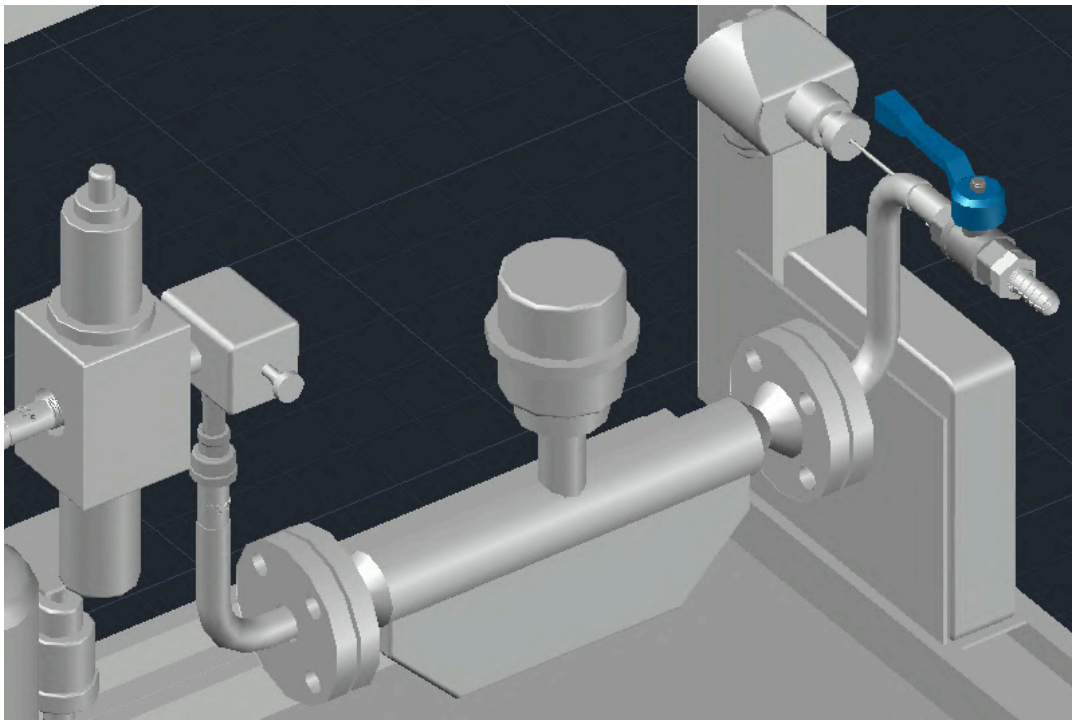


Figura 4.7: Caudalímetro para medir flujo másico.

Como se aprecia en la Figura 4.7, luego del caudalímetro, se conecta un transmisor de temperatura a la cañería (lo ideal es que la vaina del transmisor llegue a la mitad del caño) que registra los valores de temperatura a la entrada al quemador y por último la válvula de apertura que aparece a la salida del equipo se vincula a cada entrada de fuel oil de cada quemador mediante una manguera que contiene una lanza.

A su vez, se considera a la temperatura a la salida del quemador como la temperatura atmosférica y a la presión a la salida del quemador como presión atmosférica por lo que solamente se vinculan al Sistema de adquisición de datos para que registre sus valores. En la Figura 4.8 se aprecia al transmisor de temperatura debajo del filtro de aire y al transmisor de presión detrás del caudalímetro recordando que se vincularán únicamente mediante conexión por cable (mediante un conector) al Sistema de Adquisición de datos.

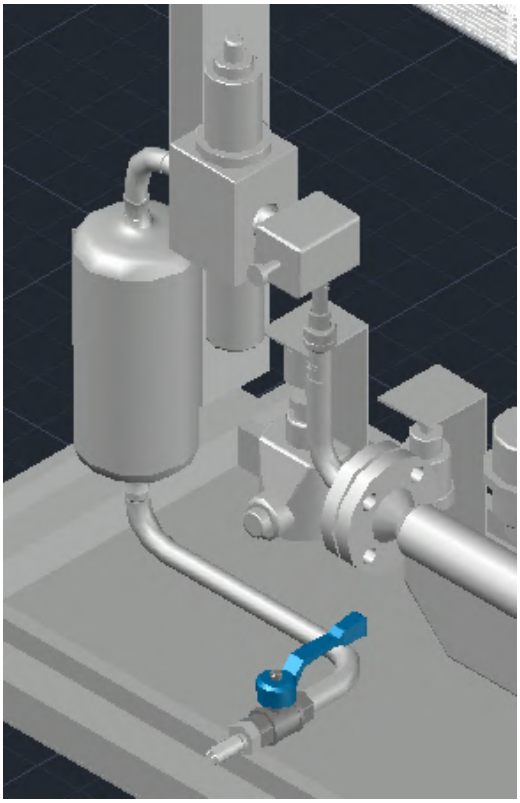


Figura 4.8: Transmisor de presión y de temperatura.

El Sistema de adquisición de datos mencionado con anterioridad, cumple un rol fundamental para resolver la ecuación de área efectiva.

Mediante conexión por cable, cada señal que proviene de los instrumentos de medición (transmisor de presión y de temperatura como también el caudalímetro), será registrada permitiendo su exportación a un software en una PC para, de esta manera, poder calcular la Ecuación (4.44). El Sistema de adquisición de datos requiere de corriente continua (DC) de 24V para su correcto funcionamiento ya que la red eléctrica provee de corriente alterna (AC) de 100-240V. Una fuente de alimentación permite transformar la corriente alterna que provee la red a corriente continua para abastecer al Sistema de adquisición de datos. Ambos componentes se vinculan al Equipo de forma estratégica para que los cables estén distribuidos de la mejor manera posible para que no haya interferencia entre ellos como se ilustra en la Figura 4.9 y en la Figura 4.10.

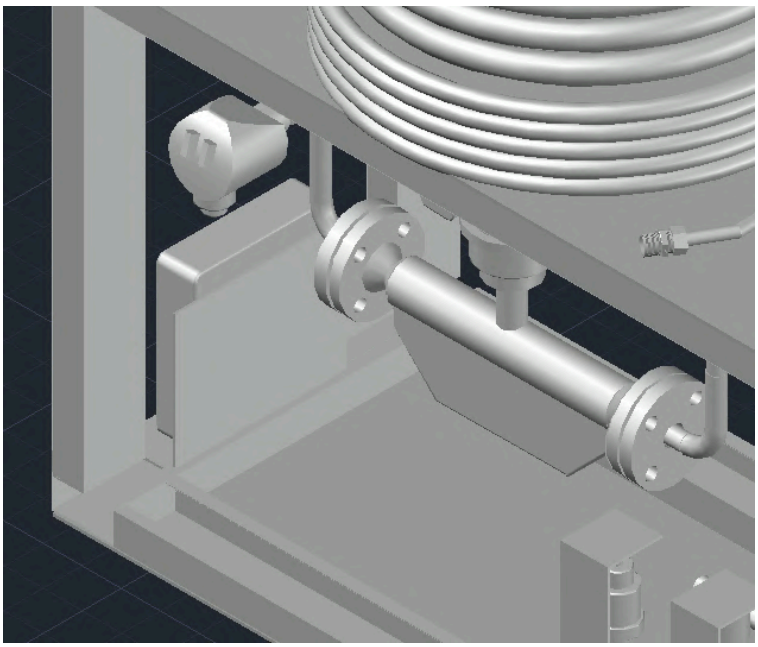


Figura 4.9: Sistema de adquisición de datos.

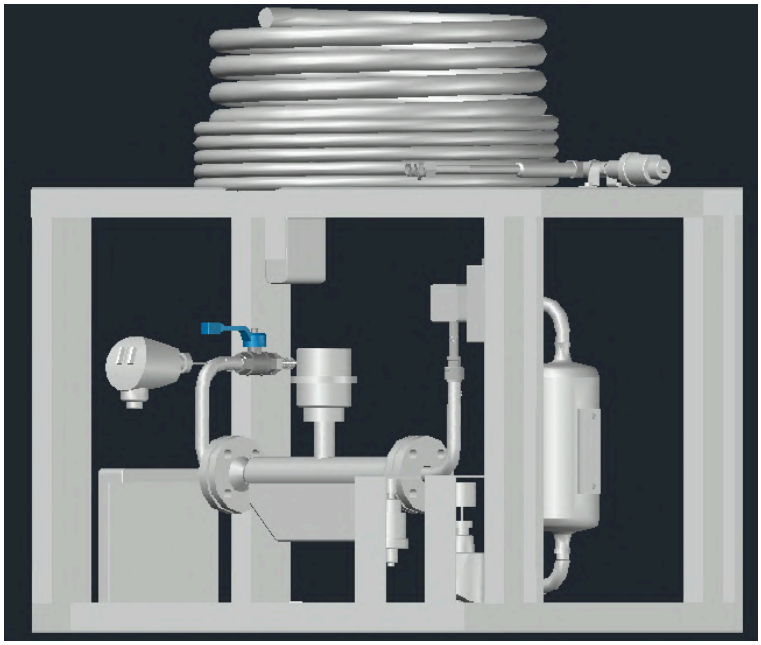


Figura 4.10: Fuente de alimentación.

En la Figura 4.9, el Sistema de adquisición de datos se ubica debajo del transmisor de temperatura mientras que la fuente de alimentación se ubica en la parte superior de la estructura del equipo.

La parte móvil o flexible consta de una manguera vinculada a una lanza que se conecta en la entrada de fuel oil del quemador mediante un conector recto macho ½" NPT, ya que el tipo de quemador al que se le realizará la medición de área efectiva posee un conector hembra giratoria de rosca ½" NPT como se aprecia en la Figura 4.11.

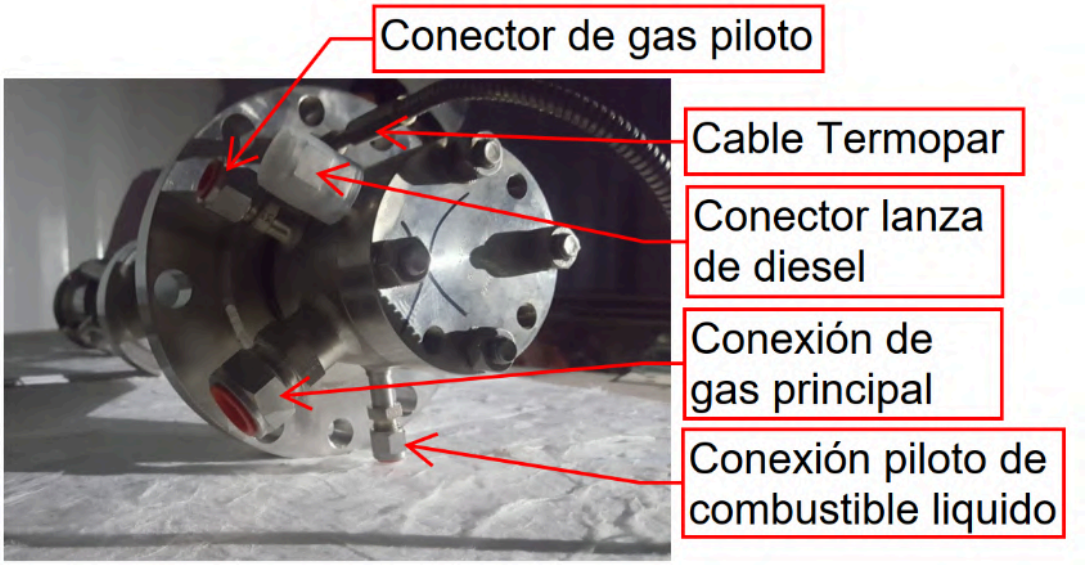


Figura 4.11: Quemador típico para realizar la medición. [2]

En la lanza, se vincula un transmisor de presión para reproducir de la manera más fidedigna posible el valor de presión a la entrada del quemador a través de la manguera como se muestra en la Figura 4.12. De este modo se consideran todas las pérdidas de carga que ocurren en el dispositivo.

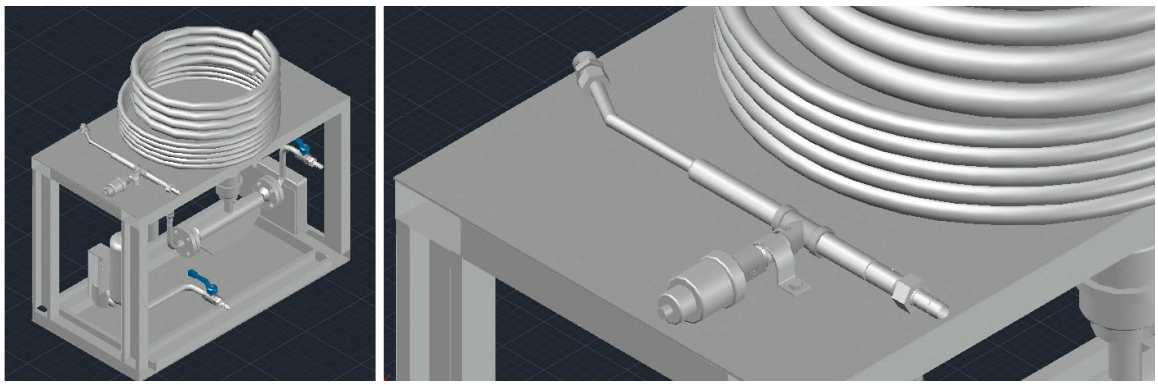


Figura 4.12: Lanza y transmisor de presión.

En la Figura 4.12 se aprecian las dos mangueras pertenecientes al Equipo de medición: la manguera que se vincula al compresor y la que se vincula al quemador.

Para comprender en detalle todos los componentes del Sistema de medición como también su vinculación entre sí, se presenta en el Anexo A el Plano de conjunto del equipo para analizar con mayor detalle e información el diseño del mismo.

Procedimiento de la medición

In situ, una vez que se haya apagado la turbina, se la deja enfriar, luego se desconectan los flexibles que corresponden a la entrada de fuel oil de cada quemador en el sector de la cámara de combustión (Figura 1.10) para poder vincular la lanza (Figura 4.12) a cada entrada de fuel oil de los quemadores mediante un conector macho como se explicó con anterioridad.

Como una condición límite es que los quemadores pertenecen al modelo SGT5-4000F de la marca SIEMENS, el diámetro exterior de la cámara de combustión con los 24 quemadores montados en ella es de aproximadamente 2500 mm. Por este motivo, la persona que realizará la medición, deberá ubicarse de un lado de la turbina para medir 12 quemadores y luego del otro lado de la turbina deberá medir los 12 quemadores restantes. Para comprender con una ilustración se presenta la Figura 4.13 y la Figura 4.14 correspondientes a la Central termoeléctrica José de San Martín en la localidad de Timbúes, Santa Fe, Argentina.

El operador deberá trasladar dentro de una valija al Equipo de medición sobre los andamios. A su vez, se deberá transportar un compresor de aire y una computadora para que pueda vincularse al Sistema de adquisición de datos para poder, de esta manera, calcular el área efectiva de cada quemador.

En principio se vincula un extremo de una de las mangueras al compresor de aire y el otro extremo a la válvula de apertura de entrada del equipo de medición. Luego, se vincula un extremo de la otra manguera a la válvula de apertura de salida del Equipo y el otro extremo a la lanza que se roscó previamente a la entrada de fuel oil de uno de los quemadores.

Se enciende el compresor y se abren las válvulas de apertura permitiendo la circulación de aire comprimido a través de la cañería. Se encienden los instrumentos de medición y se deja circular aire comprimido durante aproximadamente 30 minutos antes de iniciar la medición para garantizar condiciones de flujo estacionarias. Pasados los 30 minutos, se deja pasar un minuto de tiempo de medición para verificar que todos los valores que registren los componentes sean estables y luego se fija la presión de estancamiento a $\Delta p = 300\ mbar$ (valor de referencia) mediante la válvula reguladora de presión y se deberán registrar los valores de flujo másico, pérdida de presión (diferencia de presión entre

la entrada y la salida del quemador) y la temperatura a la entrada y a la salida de cada quemador de la cámara de combustión según la Ecuación 4.44.

La temperatura a la salida del quemador se la considera ambiente para simplificar la ecuación como también la presión a la salida del quemador será considerada como la presión atmosférica, ambos valores se van a medir con los instrumentos de medición vinculados al equipo.

El tiempo de medición será de 1 minuto con un registro de datos cada segundo.

Luego de obtener el valor de área efectiva de cada quemador, se comparará cada valor determinado (24 valores) debiendo estar comprendidos en el intervalo $[7; 8]\ m^2$ que se corresponde al rango de valores obtenido con otros valores de área efectiva de referencia que fueron calculados por única vez empleando un quemador nuevo, es decir, que no haya sido utilizado en servicio. [9] Si el valor de área efectiva calculado para alguno de estos quemadores es menor a $7\ m^2$ los nozzles del quemador están en presencia de depósitos de impurezas de combustible, mientras que si el valor de área efectiva supera el valor máximo del rango se está en presencia de sobreflujo.



Figura 4.13: Turbina sin aislación ni carcaza en una parada mayor (TSM). [2]

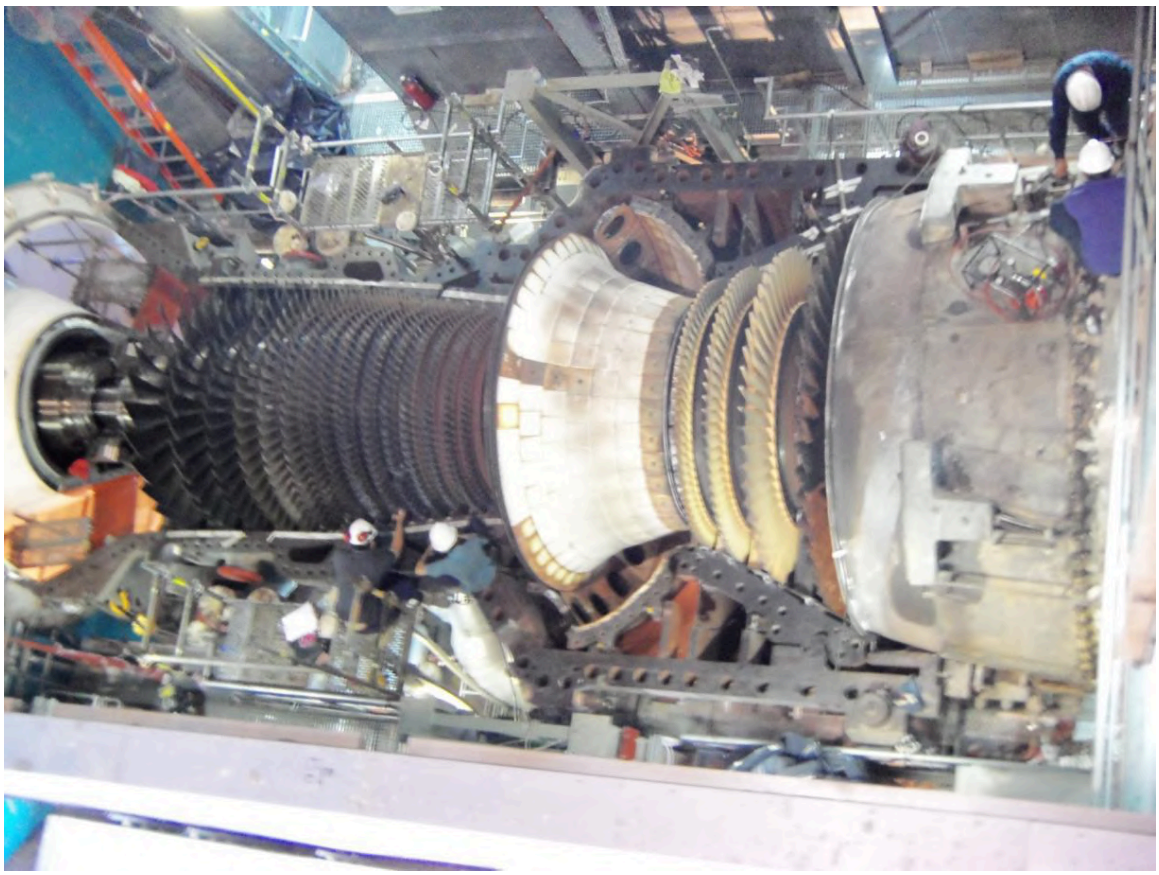


Figura 4.14: Turbina sin aislación ni carcaza en una parada mayor (TSM). [2]

Consideraciones que deben ser tenidas en cuenta:

1. Es imprescindible que tanto el hardware como el equipo de medición permanezcan sin modificaciones en el transcurso de la medición, es decir, no se debe tocar, cambiar, mover, ajustar, ni modificar nada del hardware ni de los elementos del equipo mientras se está realizando la medición para que los resultados sean comparables.
2. Para que las mediciones de flujo realizadas se aprueben, el valor medio de todo el conjunto de quemadores para ($\Delta p = 300\ mbar$) debe estar dentro de los límites de $\pm\ 0,5\%$ el valor de referencia medio obtenido con el quemador de prueba. Esta comparación permite evaluar si los quemadores cumplen con los requisitos de diseño necesarios. En caso de que los valores medidos se encuentren fuera de los límites

permitidos, será necesario considerar su reparación o reemplazo, con el fin de asegurar el correcto funcionamiento de la cámara de combustión. [9]

Si el valor medio de todo el conjunto de quemadores definidos no se puede mantener aceptable durante las mediciones de flujo se deben reemplazar los quemadores que no verifiquen por otros nuevos o, de ser posible, repararlos. Posteriormente volver a realizar la medición hasta que se verifiquen los valores obtenidos de área efectiva.

Para garantizar la seguridad del operario durante el procedimiento de medición es fundamental que el mismo cuente con los elementos de protección personal los cuales son:

- Arnés de seguridad.
- Casco de seguridad con barboquejo.
- Calzado de seguridad.
- Chaleco reflectivo.
- Protección visual.
- Protección auditiva.

4.4.3 Selección de componentes principales del Sistema

Medición de temperatura

Para la medición de la temperatura de estancamiento o total $\left(T_0\right)$ y para la temperatura estática se empleará un sensor de temperatura. Existen muchos dispositivos para medir temperatura, pero los principales sensores recomendados en ambientes industriales eléctricos son: Termocuplas y Termorresistencias. El principio de funcionamiento del primero es una f.e.m. inducida en dos alambres de distintos metales o aleaciones y depende en forma directa de la diferencia de temperaturas entre los dos extremos soldados (juntas). En cambio, para el caso de las Termorresistencias, se estima el valor de la temperatura a partir de la variación en la resistencia eléctrica de un metal, generalmente Platino, Cobre o Níquel.

A continuación se presenta una tabla comparativa entre ambos sensores.

Tabla 4.5: Cuadro comparativo entre los sensores.

Variable	RTD	Termocupla
Limitación de la temperatura	Mín. -200°C Máx. 700°C	Mín. -200°C Máx. 2300°C
Tiempo de respuesta	Mayor	Menor (señal pequeña y diseño sencillo)
Estabilidad	Excelente estabilidad a largo plazo (producen lecturas más repetibles).	Menor estabilidad
Costo	Mayor	Menor (de 2 a 3 veces menos)
Inversión	Menor	Mayor
Precisión	Alta (hasta clase AA)	Menor precisión
Envejecimiento y deriva[13]	No	Sí

[13]Debido a la naturaleza de su funcionamiento se produce una lenta pero prolongada desviación permanente de su señal según transcurre el tiempo, que es necesario corregir de forma periódica.

Tabla 4.5: Cuadro comparativo entre los sensores.		
Sensibilidad	Aumenta al disminuir la temperatura	Aumenta al aumentar la temperatura
Linealidad	Excelente (Tipos: Pt100 y Pt1000)	Escasa. Se requiere de un software para corregir la no linealidad o tablas de calibración.

Según la Tabla 4.5, se seleccionará un sensor RTD para realizar la medición de temperatura dado que posee numerosas ventajas respecto a la termocupla, siendo dos de las más importantes su estabilidad y tener menor error asociado.

El sensor seleccionado es el descrito en la Tabla 4.6.

Tabla 4.6: Ficha técnica del sensor.[10]	
Componente	Sensor de temperatura
Marca	Endress + Hauser
Modelo	TH11-E8AAB31AK1
Tiempo de respuesta	63 % tr = 2,0 s
Máxima presión de proceso	a 20°C: 250 bar
Rango de temperatura de operación [°C]	Pt100: -200 a 600
Principio de medición	Detector de temperatura de resistencia
Precisión	Clase A según IEC 60751
Conexión del sensor	NPT 1/2"/ninguna
Rango de temperatura del sensor [°C]	-50 a 200
Tipo de sensor	Pt100/TF/3 CI.B
Grado de protección	NEMA Type 4x Encl.
Cabezal	Plástico Polipropileno, compatible con FDA
Entrada del cable	hembra NPT de 1/2"
Tipo de sensor	de capa fina

La ficha técnica descrita en la Tabla 4.6, indica que el sensor es Pt100, es decir, el metal utilizado es el Platino debido a su alta estabilidad química, su excelente linealidad entre la temperatura y la resistencia y por la buena resistencia a la corrosión del mismo.

Medición de la presión del quemador

Para medir la presión de entrada (presión de estancamiento) y de salida (presión estática) del quemador se requiere de un transmisor de presión de alta precisión que garantice mediciones confiables dentro del rango operativo del quemador. Pero antes de seleccionar el modelo específico, es necesario establecer los parámetros fundamentales que determinan la selección presentados en la Tabla 4.7.

Tabla 4.7: Distintos tipos de sensores que puede poseer un transmisor de presión.

Tipos	Piezorresistivos	Capacitivos	Silicio resonante
Principio Físico	Usan galgas extensométricas en un diafragma que se deforma con la presión	Miden cambios en la capacitancia entre un diafragma y una placa fija.	La presión afecta la frecuencia de resonancia de un cristal de silicio.
Ventaja	Excelente estabilidad a largo plazo.	Respuesta rápida, inmunes a vibraciones.	Extremadamente precisos (±0.01%)
Rango	0.1 bar a 1000 bar	0.01 bar a 40 bar	0.05 bar a 100 bar
Costo	Medio	Alto	Muy Alto
Precisión	±0.5	±0.075%	±0.01%
Aplicaciones	Medición de presión en líquidos, gases y vapores.	Industria química, petróleo y gas.	Calibración, aplicaciones críticas en energía.

Se decide emplear en este Proyecto un transmisor que posee un sensor del tipo capacitivo debido a su precisión, buena respuesta frente a vibraciones, velocidad, costo, robustez y compatibilidad con el Sistema. El transmisor seleccionado es el indicado en la Tabla 4.8.

Tabla 4.8: Ficha técnica del transmisor de presión.[11]

Componente	Transmisor de presión
Marca	Endress + Hauser

Tabla 4.8: Ficha técnica del transmisor de presión.[11]	
Modelo	PMC131
Variable de proceso medida	presión relativa o presión absoluta
Celda de medición [bar]	0.1 a 40
Versión de la electrónica [mA]	Salida de 4 a 20
Tensión de alimentación [Vcc]	11 a 30 DC
Precisión de referencia	0,5%
Grado de protección	IP 65
Presión máxima de trabajo [bar]	0 - 60
Temperatura ambiente [°C]	-20 a 85
Conexión del sensor	Por cable mediante un conector
Material del sensor	Cerámica sin aceite de relleno

Medición del flujo másico

Para medir el flujo másico $\left(\frac{dm}{dt}\right)$ se podría emplear un caudalímetro. Pero antes de definir uno, se explicará cuál será el valor o rango de valores de flujo másico a medir. Con anterioridad se ha explicado que la diferencia de presión empleada para realizar la medición es de 300 mbar. Sabiendo este valor se puede calcular el flujo másico de forma aproximada para poder definir un caudalímetro cuyo rango de medición comprenda el valor de flujo requerido.

Medición de Caudal en tuberías

Para poder determinar experimentalmente el caudal en la tubería, se puede emplear un dispositivo de medición de caudal teniendo en cuenta la viscosidad del fluido que se encuentra siempre presente en el caudalímetro. En este caso el dispositivo será el medidor de tobera (*nozzle meter*), cuyas variantes se muestran en la Figura 4.15.

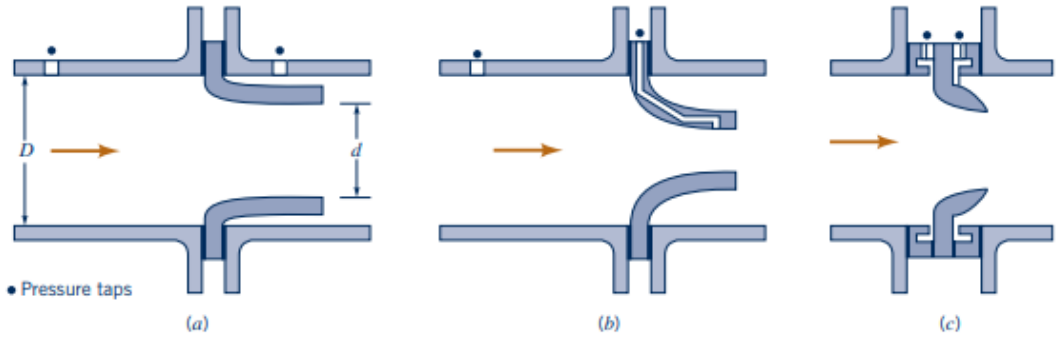


Figura 4.15: Construcción típica de un medidor de tobera. [12]

Este dispositivo de medición emplea una tobera dispuesta entre bridas, y de esta manera, una disminución en el área de la tubería provoca un aumento de la velocidad (se considera flujo incompresible a fines prácticos) que va acompañado de una caída de presión estática (de Bernoulli, frente a un aumento en la velocidad, parte de la *"energía de presión"* se convierte en energía cinética).

La viscosidad del fluido es tenida en cuenta mediante el uso del coeficiente de descarga de la tobera C_n y el caudal se determina como se muestra en la Ecuación 4.49.

$$Q = C_n Q_{ideal} = C_n A_n \sqrt{\frac{2\,(p_1 - p_2)}{\rho\,(1-\beta^4)}} \quad (4.49)$$

Donde:

A_n: Es el área de la sección de la tobera.

β: Es un coeficiente que relaciona el diámetro de la tubería antes y después del nozzle. Es decir: $\beta = \frac{d}{D}$.

C_n: Coeficiente de descarga de tobera. Se obtiene su valor de forma experimental.

ρ: Densidad del fluido.

p_i: Presión en la sección i.

Para el cálculo de C_n se emplea la Figura 4.16.

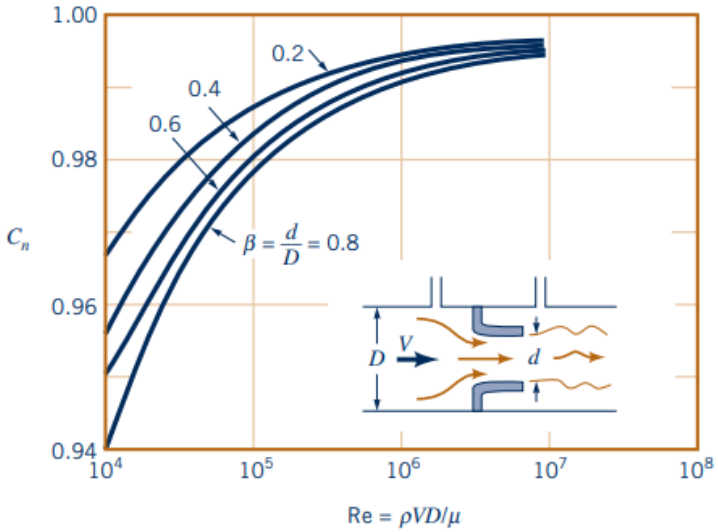


Figura 4.16: Obtención del coeficiente de descarga del medidor de tobera.

El número de Reynolds se calcula en la Ecuación 4.50 como:

$$R_e = \frac{\rho VD}{\mu} \quad (4.50)$$

De la Tabla 4.9, se obtienen las propiedades del aire para calcular la ecuación anterior.

Tabla 4.9: Propiedades físicas aproximadas de algunos gases comunes a presión atmosférica.

Gas	Temperature (°C)	Density, ρ (kg/m³)	Specific Weight, γ (N/m³)	Dynamic Viscosity, μ (N · s/m²)	Kinematic Viscosity, ν (m²/s)	Gas Constant,[a] R (J/kg · K)	Specific Heat Ratio,[b] k
Air (standard)	15	1.23 E + 0	1.20 E + 1	1.79 E − 5	1.46 E − 5	2.869 E + 2	1.40
Carbon dioxide	20	1.83 E + 0	1.80 E + 1	1.47 E − 5	8.03 E − 6	1.889 E + 2	1.30
Helium	20	1.66 E − 1	1.63 E + 0	1.94 E − 5	1.15 E − 4	2.077 E + 3	1.66
Hydrogen	20	8.38 E − 2	8.22 E − 1	8.84 E − 6	1.05 E − 4	4.124 E + 3	1.41
Methane (natural gas)	20	6.67 E − 1	6.54 E + 0	1.10 E − 5	1.65 E − 5	5.183 E + 2	1.31
Nitrogen	20	1.16 E + 0	1.14 E + 1	1.76 E − 5	1.52 E − 5	2.968 E + 2	1.40
Oxygen	20	1.33 E + 0	1.30 E + 1	2.04 E − 5	1.53 E − 5	2.598 E + 2	1.40

[a]Values of the gas constant are independent of temperature.
[b]Values of the specific heat ratio depend only slightly on temperature.

De esta manera, el número de Reynolds vale:

$$R_e = \frac{\rho VD}{\mu} = \frac{1.23\ kg/m^3 \times 2051\ m/s \times 0.001m}{1.79\times10^{-5}\ Ns/m^2} = 140934.6 \quad (4.51)$$

Siendo,

$$\beta = \frac{d}{D} = \frac{0.0008mm}{0.001mm} = 0.8 \quad (4.52)$$

El coeficiente C_n de la Tabla 4.9, teniendo en cuenta los parámetros recién calculados, vale 0.9789. De esta manera, reemplazando por los valores correspondientes el caudal vale:

$$Q = 0.9789 \times \frac{\pi(0.0008m)^2}{4}\sqrt{\frac{2 \times 30000\ N/m^2}{1.23\ kg/m^3\ (1-0.8^4)}} = 1.42 \times 10^{-4}\ m^3/s \quad (4.53)$$

Y el valor del flujo másico es:

$$\frac{dm}{dt} = Q \times \rho = 1.42 \times 10^{-4}\ m^3/s \times 1.23\ kg/m^3 \equiv 0.17\ g/s \quad (4.54)$$

Por lo tanto, el caudalímetro seleccionado deberá medir con exactitud un flujo másico de aproximadamente 0.2 g/s.

Seguidamente, en la Tabla 4.10 se muestran los distintos tipos de caudalímetros que se encuentran en el mercado con sus respectivas características, para luego, poder concluir cuál será el seleccionado.

Tabla 4.10: Tipos de caudalímetros.

Tipos	Coriolis	Térmico	Turbina	Ultrasónico	Rotámetro	Placa Orificio
Medición	Caudal másico	Caudal másico	Caudal volumétrico	Caudal volumétrico	Caudal volumétrico	Pérdida de presión diferencial[14] (directa) Caudal másico y/o caudal volumétrico (indirecta)

[14]Es la disminución de presión que ocurre entre dos puntos de un sistema cuando un fluido atraviesa un elemento restrictivo (por ej.: placa orificio).

Tabla 4.10: Tipos de caudalímetros.

Principio Físico	Efecto Coriolis. Mide el caudal másico a partir de la fuerza de Coriolis generada por la vibración de tubos curvos cuando lo atraviesa un fluido.	Mide el caudal másico a partir de la diferencia de temperatura medida entre 2 sensores calentados por una corriente eléctrica, relacionándolo con la velocidad del fluido que pasa a través de ellos.	Mide el caudal volumétrico relacionando la velocidad del fluido con la velocidad de rotación de una turbina interna.	Mediante la diferencia de tiempo de viaje de ondas ultrasónicas (pulsos), se determina la velocidad del fluido y se calcula el caudal (tipo: tiempo de tránsito) o cambio de frecuencia empleando un transductor que emite ondas ultrasónicas para determinar la velocidad del fluido y luego el caudal (tipo: doppler)	Determina el caudal volumétrico según la altura que alcanza un flotador en un tubo cónico, equilibrando peso y empuje del flujo.	Bernoulli. Calcula el caudal a partir de la diferencia de presión generada al pasar el fluido por una restricción (placa perforada).
Ventaja	Mide el caudal másico directamente (no afectado por presión/temperatura).	Capacidad de medir flujo de gas limpio, con partículas sólidas o humedad.	Bueno para líquidos limpios (agua, combustibles).	Utilizado en fluidos sucios o corrosivos porque se ubica por fuera de la tubería.	Diseño simple y facilidad de uso.	Bajo costo, sin partes móviles.
Costo	Alto	Alto	Medio	Medio	Bajo	Bajo
Precisión	Alta precisión ±(0.1–0.5)%	Precisión media ±0.5-1%	Precisión media ±(0.5–1)%	Precisión media ±(1–2)%	Precisión baja ±(2–5)%	Precisión media ±(0.5–2)%
Aplicaciones	Líquido/Gas	Gas	Líquidos limpios	Líquido/Gas	Líquido/Gas	Líquido/Gas

En el transcurso de este informe se ha demostrado que la precisión, la confiabilidad y la medición directa de la masa son críticas. Por lo que se opta por un caudalímetro del tipo Coriolis que cubre estas necesidades.

Este tipo de caudalímetros no depende de la densidad, presión o temperatura del fluido (a diferencia de los volumétricos, que requieren correcciones). Además no requiere tramos rectos aguas arriba/abajo (como en ultrasonidos o vortex) y es compatible con tuberías de distintos diámetros.

El caudalímetro seleccionado es el modelo Promass E100 de la marca Endress-Hauser (ver Figura 4.17). En la Tabla 4.11 se presentan sus características principales.



Figura 4.17: Caudalímetro seleccionado.

Tabla 4.11: Ficha técnica del caudalímetro de Coriolis.[13]

Componente	Caudalímetro de Coriolis
Marca	Endress + Hauser
Modelo	Caudalímetro Coriolis Proline Promass E 100
Error de medición máximo caudal másico [%]	±0,50
Rango de diámetro nominal DN [in]	1/2
Rango de Medición [gr/s]	0 a 2 gr/s (0 a 6500 kg/h)
Máxima precisión del proceso	PN 100, Clase 600, 63K
Rango de temperatura del medio [°C]	–40 a 150 °C

Válvula reguladora de presión de alta precisión

Para poder realizar la medición se debe garantizar que la presión durante todo el procedimiento sea constante y estable para poder obtener resultados reales y precisos. Para ello, se podría emplear una válvula reguladora de presión neumática que para poder mantener la presión constante en el circuito, la válvula se abre o cierra en función de la presión del fluido que circula a través de ella mediante un resorte y un diafragma que reaccionan a los cambios en la presión del fluido y ajustan la apertura de la válvula en consecuencia. En la Tabla 4.12 se presentan las diferencias entre una válvula reguladora de presión de alta precisión y una de baja precisión. Según la misma, para este caso particular en el que se requiere precisión en la medición (es decir un menor error asociado en la misma) cumpliría con los requisitos una válvula reguladora de presión de alta precisión neumática.

Tabla 4.12: Tipos de válvulas reguladoras de presión.

Variable	Alta precisión	Baja precisión
Tolerancia de salida	±0,1% a ±1% del valor ajustado	±5% del valor ajustado
Estabilidad	Excelente estabilidad ante cambios externos	Menor estabilidad. Puede variar con la carga
Sensibilidad	Posible y muy preciso. Responde a pequeñas variaciones	Difícil de lograr. Sólo responde a grandes cambios
Aplicaciones	Control de presión en instrumentación.	Aplicaciones industriales en general
Diseño	Diafragmas más sensibles	Diseño más simple
Costo	Mayor	Menor

La serie R210/R220 de la marca Parker son reguladores de presión multietapa de alta precisión. Estos controladores de presión proporcionan el máximo nivel de precisión (precisión de la presión de salida del 0,1%) y repetibilidad de regulación disponible y son ideales para aplicaciones que requieren el máximo control y estabilidad en condiciones de funcionamiento variables.

Una cápsula de medición de acero inoxidable se utiliza como elemento sensor para activar el mecanismo de control servobalanceado de alta ganancia, en el que la válvula principal es controlada por una válvula piloto. Esto permite una mayor precisión y elimina muchos de los problemas asociados con los reguladores convencionales que utilizan resortes y diafragmas de rango.

La válvula reguladora de presión seleccionada es el modelo R210G02A de la marca Parker. En la Tabla 4.13 se presentan sus características principales y en la Figura 4.18 se presenta la misma.

Tabla 4.13: Ficha técnica de la Válvula reguladora de presión [14]

Componente	Reguladora de Presión de Alta precisión
Marca	Parker
Modelo	R210G02A
Tamaño del puerto BSPP	1/4"
Descripción	Perilla, sin manómetro
Caudal [dm^3/s]	6.58

Tabla 4.13: Ficha técnica de la Válvula reguladora de presión [14]	
Presión máxima [bar]	10.3
Rango de presión [bar]	0.14 - 2.75
Rango de temperaturas [°C]	-18 a 65
Altura [mm]	110
Ancho [mm]	53
Espesor [mm]	54
Peso [kg]	0.64
Material	Acero inoxidable, Buna-N, Plástico, Zinc
Precisión de salida de presión [%]	0.1
Puertos para medidores de flujo total	2
Regulación	Multietapa para un máximo control y estabilidad
Alivio	Alta capacidad de alivio de gases de escape



Figura 4.18: Reguladora de presión seleccionada.

Filtro de aire

En el aire que proviene del compresor se puede encontrar humedad y partículas en suspensión. Un filtro de aire protegería los componentes de estos contaminantes que pueden dañar su funcionamiento y reducir su vida útil al producir un desgaste prematuro de los componentes,

deposición de residuos en las válvulas y generar caídas de presión por lo cual se requerirá de un mayor suministro de aire (aumento de presión) y producirá un mal funcionamiento de los componentes provocando un error en la medición como también un mayor costo energético. Por estos motivos, se debe filtrar el aire y se debe hacerlo según la necesidad, ya que cuanto mayor sea el filtrado, mayor será la caída de presión y se tendrá un mayor costo energético.

Para saber qué calidad de aire comprimido se debe conseguir con el filtro, existe la norma ISO 8573-1:2010 [15] que establece una clasificación por tres dígitos: el primero se refiere a las partículas sólidas, el segundo concepto marca el punto de rocío bajo presión y el último dígito hace referencia al contenido de aceite. Para el caso de aire comprimido proveniente de un compresor (Sistemas neumáticos estándar), para los componentes del Sistema se necesita como mínimo una clase de aire 7.4.4. Es decir, se deberá tener una concentración de partículas en suspensión entre 5-10 mg/m^3, una temperatura de rocío de $\pm\ 3°C$ y una cantidad máxima de aceite de 5 mg/m^3.

Según FESTO [15], para un rango de presión de 1-4 bar, los filtros que podrían implementarse para obtener la calidad de aire comprimido requerida pueden ser de la línea MS4-LFR o MS6-LFR. A continuación se presentan en la Tabla 4.14 las características de cada uno para poder determinar su elección.

Tabla 4.14: Filtros que podrían implementarse.

Variable	MS4	MS6
Patrón uniforme [mm]	40	62
Tamaños conexión	G1/8 - G1/4 - G3/8	G1/4 - G3/8 - G1/2 - G3/4
Caudal nominal [L/min]	1800	6500

Estos tipos de filtros incluyen una válvula reguladora de presión por lo que disminuye el costo del Equipo al emplear dos componentes en una sola unidad. El caudal nominal de ambos filtros es superador en ambos casos por lo cual no será un criterio a tener en cuenta en la decisión final. El patrón uniforme es superador el del MS6, sin embargo el patrón del MS4 también es suficiente. Se selecciona el filtro MS6 ya que posee un tamaño de conexión de ½" que será el empleado en el Sistema de medición.

El filtro regulador de presión seleccionado es el descrito en la Tabla 4.15.

Tabla 4.15: Ficha técnica del filtro regulador de presión.[16]

Componente	Filtro y regulador de presión en una sola unidad
Marca	FESTO
Modelo	MS6-LFR-1/2-D6-C-P-M-AG-BAR-B
Tamaño	Patrón uniforme de 62 mm
Función	Unidad de filtro y regulador
Conexión neumática	Rosca interior G 1/2
Margen de regulación de la presión	0.3 a 7 bar
Grado de filtración	5 µm
Versión de la funda	Polímero
Purga de condensado	Manual
Manómetros alternativos	Manómetro MS
Escala alternativa del manómetro	bar
Versión	Segunda generación
Caudal nominal normal [l/min]	4.75
Histéresis máxima de la presión [psi]	5.075

Acumulador de aire comprimido

Un acumulador de aire comprimido será empleado en el Sistema de medición con el principal objetivo de almacenar aire antes de que el mismo circule por los componentes.

Si la demanda del Sistema varía bruscamente y no se cuenta con un acumulador, el compresor no entrega aire a una presión constante y por lo tanto el Sistema sufre variaciones de presión. Por este motivo se emplea un acumulador ya que absorbe cualquier cambio en la presión del aire comprimido, entregando al Sistema aire a una presión constante. En otras palabras, el acumulador actúa como mecanismo de compensación entre el compresor y la fluctuación de la presión causada por cambios en la demanda.

En la Tabla 4.16 se presenta un cuadro comparativo entre dos tipos de acumuladores de aire comprimido que se encuentran en el mercado: *acumulador tipo botella (tanque pequeño)* y *acumulador de diafragma (adaptable a aire comprimido)* con la finalidad de elegir la opción que mejor se adapte al Equipo.

Tabla 4.16: Tipos de acumuladores de aire comprimido.

Variable	Acumulador tipo botella / tanque pequeño	Acumulador de diafragma
Principio de funcionamiento	Volúmen rígido donde se almacena el aire comprimido	Volumen dividido por una membrana que separa dos cámaras
Material del cuerpo	Acero al carbono, acero inoxidable o Aluminio	Acero inoxidable o Aluminio + membrana de elastómero (EPDM, NBR, etc.)
Contaminación / Corrosión interna	Posible condensación en paredes, requiere drenaje periódico	La membrana evita contacto metal - aire, minimizando corrosión y condensados
Rango de presión de trabajo	(0-16) bar	(0-350) bar
Instalación	Fácil montaje: tubo o brida	Requiere montaje con conexión de precarga de gas y espacio para la vejiga.
Costo	Bajo-medio s/ material y certificaciones	Medio-alto. El conjunto membrana + carcasa es más complejo de fabricar.
Aplicaciones	Reserva de aire para pequeños sistemas neumáticos	Sistemas críticos que no toleran contaminación o necesitan mucha precisión

Según la Tabla 4.16, el acumulador de diafragma está diseñado de tal manera que evita la condensación en paredes y no requiere de un drenaje periódico, sin embargo, por su elevado costo y su aplicación este acumulador está sobredimensionado para la aplicación que se requiere. Por este motivo, se opta por elegir un acumulador de tipo botella.

El acumulador de aire comprimido seleccionado se presenta en la Tabla 4.17.

Tabla 4.17: Ficha técnica del acumulador de aire comprimido. [17]	
Componente	Acumulador de aire comprimido
Marca	FESTO
Modelo	CRVZS-2
Volumen [L]	2
Material	Acero inoxidable de alta aleación
Conforme a la norma	AD 2000

Tabla 4.17: Ficha técnica del acumulador de aire comprimido. [17]	
Posición del montaje	Cualquiera
Presión de funcionamiento [bar]	-0.95...16
Temperatura del medio y del ambiente [°C]	-10...100
Tipo de fijación	Con taladro pasante
Conexión neumática	G 1/2"
Par de apriete máx. de rosca de conexión [Nm]	55

Se selecciona este acumulador ya que su presión de funcionamiento supera la presión requerida (0,3 bar) y su conexión neumática es de ½".

Válvulas de apertura

Para abrir o cerrar completamente el paso de fluido entre el Sistema y el compresor se puede emplear una válvula que puede ser accionada manualmente, neumáticamente, eléctricamente o hidráulicamente. Para este caso en estudio, la válvula podría ser accionada de forma manual y de esta manera, simplificar la complejidad de su instalación para su correcto funcionamiento.

En la Tabla 4.18 se presenta un cuadro comparativo entre dos tipos de válvulas manuales que se encuentran en el mercado: *válvula de corredera giratoria* y *válvula de bola* con la finalidad de elegir la opción que mejor se adapte al Equipo.

Tabla 4.18: Tipos de válvulas de apertura manual.		
Variable	Válvula de corredera giratoria manual	Válvula de Bola manual
Mecanismo de operación	Corredera que gira para alinear o bloquear el paso	Bola perforada que gira 90° para permitir o bloquar el flujo
Caída de presión	Moderada (s/diseño)	Muy baja
Sellado	Sello mecánico entre corredera y cuerpo	Excelente sellado con asientos de PTFE u otros materiales
Aplicaciones típicas	Sólidos, materiales abrasivos, polvos, gases Aire comprimido s/ ISO 8573-1:2010 [7:4:4]	Líquidos, gases, aire, vapor (líneas limpias)
Resistencia a partículas o	Alta, adecuada para medios con sólidos suspendidos	Baja a moderada, puede dañarse si hay partículas duras

Tabla 4.18: Tipos de válvulas de apertura manual.		
suciedad		
Durabilidad mecánica	Alta, especialmente en ambientes abrasivos	Alta, pero depende del tipo de asiento y calidad del cuerpo

Por la Tabla 4.18, cualquiera de las dos opciones cumple con los requerimientos del Sistema de medición. Se optará por emplear una válvula de bola simplemente por el hecho de que su caída de presión es muy baja en comparación al otro tipo de válvula.

La válvula de bola seleccionada es la que se indica en la Tabla 4.19.

Tabla 4.19: Ficha técnica de la válvula de bola. [18]

Componente	Válvula esférica
Marca	Famiq
Código	323080
Cantidad de cuerpos [-]	2
Conexión neumática	1/2" rosca BSP
Material	AISI 316 (Vástago y esfera) - PTFE (Arandela)
Tipo de actuación	Manual

Sistema de Adquisición de datos

El Sistema de adquisición de datos (DAQ) elegido para registrar cada señal que proviene de los instrumentos de medición para que luego sean exportados a un software que les dé significado físico (mediante la resolución de la Ecuación 4.44 y luego hacer tablas y/o gráficos que ilustran los fenómenos) podría ser de dos tipos como se muestra en la Tabla 4.20.

Tabla 4.20: Tipos de DAQ.		
Variable	**DAQ basado en PC**	**DAQ autónomo**
Conectividad	**Requiere conexión a PC vía USB, Ethernet, PCI, etc.**	**Funciona sin PC**
Procesamiento de datos	**Realizado por la PC anfitriona**	**Realizado internamente (procesador embebido)**

Tabla 4.20: Tipos de DAQ.		
Almacenamiento de datos	**En el disco de la PC**	**En memoria interna o tarjeta SD/USB**
Canales de entrada/salida	**Alta cantidad y variedad (analógicos, digitales, etc.)**	**Limitados pero suficientes para tareas específicas**

Según la Tabla 4.20, un procesador DAQ autónomo tiene como una principal ventaja respecto a un DAQ basado en PC su portabilidad ya que no requiere de una PC cercana siendo ideal para trabajo en campo. Sin embargo, en este proyecto se eligió el DAQ basado en PC de la marca Delphin modelo Expert Key 100L (Figura 4.19) ya que es más sencillo de utilizar y al permitir vincular una PC, se podría graficar, los resultados obtenidos de la Ecuación 4.44 de cada quemador interpretando rápidamente esos resultados. Como también permite vincular una gran variedad de canales de entrada y salida como se especifica en la Tabla 4.21.

Tabla 4.21: Ficha técnica del Sistema de adquisición de datos. [19]

Componente	Sistema de adquisición de datos
Marca	Delphin
Modelo	Expert Key 100L
Entradas analógicas	14
Rango de medición	$\pm$ (100,200,500) mV; $\pm$1, 2, 5, 10 V
Cantidad de señales análogas de salida	2
Cantidad de señales digitales de salida	4 a 8
Cantidad de señales digitales de entrada	8 a 12
Tipos de sensores	mV, mA, Termocuplas, RTD, Pt100(0)
Fuente de alimentación	9-24 VDC
Temperatura del medio y del ambiente[°C]	0 a 50°C
Largo del componente[mm]	215
Ancho del componente[mm]	185
Espesor componente [mm]	50



Figura 4.19: Sistema de adquisición de datos seleccionado.

Fuente de Alimentación

Como se muestra en la Tabla 4.21, el Expert Key 100L requiere de corriente continua (DC) de 9 a 24V para su correcto funcionamiento, no obstante, la red eléctrica provee de corriente alterna (AC) de 100-240V. Una fuente de alimentación permite transformar la corriente alterna que provee la red a corriente continua para abastecer al Sistema de adquisición de datos. Para ello se encuentran en el mercado distintos tipos de fuentes que varían según su montaje (riel DIN, módulo encapsulado, montaje en panel, etc.), según su tipo de salida (fija: 24V, ajustable: 9-24V, etc.), según tipo de funcionamiento (lineal o conmutadas), etc.

La fuente de alimentación que se elige en este proyecto es de la marca Phoenix Contact modelo QUINT-PS/100-240AC/24DC/2.5 (Figura 4.20) y su ficha técnica se presenta en la Tabla 4.22.

Tabla 4.22: Ficha técnica de la fuente de alimentación. [20]

Componente	Unidad de fuente de alimentación
Marca	Phoenix Contact
Modelo	QUINT-PS-100-240AC/24 DC/2.5
Principio de funcionamiento	Fuente conmutada (Switching Power Supply)
Rango de voltaje de entrada nominal [V]	100 -240 (AC)
Rango de frecuencia de AC [Hz]	45-65
Consumo de potencia nominal [W]	67
Voltaje de salida nominal [V]	24 V DC ±1 %
Corriente de salida nominal In [A]	2.5 A (-25 hasta 60 °C)
Montaje	riel DIN

Tabla 4.22: Ficha técnica de la fuente de alimentación. [20]	
Ancho [mm]	55
Altura [mm]	130
Espesor [mm]	125
Material de la carcasa	AluNox (AlMg1)



Figura 4.20: Fuente de alimentación seleccionada.

Cañería

Para elegir el diámetro correcto de la cañería que suministrará aire comprimido al sistema de medición se requiere considerar varios factores técnicos fundamentales. El proceso de dimensionamiento debe garantizar condiciones de operación óptimas que permitan mediciones precisas y un funcionamiento estable del sistema.

El parámetro principal a tener en cuenta para este cálculo, es el caudal másico del fluido que se va a desarrollar en el sistema. Este valor determina directamente las características del flujo a través de la conducción que en este caso particular toma un valor de aproximadamente 2 gr/s en quemadores nuevos como se ha desarrollado en la Ecuación 4.54.

Junto con este dato, resulta esencial considerar la velocidad máxima recomendada de 15 m/s para asegurar un flujo subsónico, estable y sin turbulencias que puedan afectar las mediciones. Esta velocidad límite también ayuda a minimizar pérdidas de carga y ruido en el sistema.

Otro factor importante a la hora de calcular el diámetro de la cañería es la densidad del fluido. Esta influye directamente en la relación entre el caudal volumétrico y la velocidad de flujo, siendo un parámetro indispensable para el dimensionamiento correcto.

Por último, la selección definitiva del diámetro debe contemplar la disponibilidad de tuberías estandarizadas en el mercado, buscando siempre el equilibrio óptimo entre requerimientos técnicos y viabilidad de implementación.

Si se considera la densidad del aire a 20°C y a una presión de 1,4 bar la densidad del mismo queda de $1,67\ kg/\ m^3$. Además, se considera una velocidad del fluido de 6 m/s para asegurar un flujo subsónico, estable y sin turbulencias que puedan afectar las mediciones. El caudal másico ideal que circulará por la cañería es de 2 gr/s, entonces de esta manera, el diámetro de la cañería puede calcularse como:

$$A = \frac{\frac{dm}{dt}}{\rho \times v} = \frac{0{,}002\ kg/s}{1{,}67\ kg/\ m^3 \times 6\ m/s} = 0,0001996\ m^2 \quad (4.55)$$

De esta manera, el diámetro queda:

$$D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} = 0,0159\ m \equiv 15,9\ mm \quad (4.56)$$

Por el valor del diámetro obtenido, se concluye que la cañería seleccionada para transportar el aire comprimido a través del Sistema de medición como así también por medio del quemador, será caño NPS 0,5 de diámetro nominal (Øext. 21,3 mm) Sch. 40 (esp. 2,77mm) cuyo material es de acero inoxidable AISI 304 ideal para ambiente corrosivo.

4.4.4 Pérdida de carga

Cañería y Manguera

Una vez definido el diámetro de la cañería, el siguiente cálculo a realizar es la pérdida de carga que se tiene en la misma, y de esa manera verificar si efectivamente el diámetro que se ha seleccionado es el adecuado o se deberá recurrir a una sección más grande.

En este caso se tiene un tramo de tubería rígida, mediante la cual se van a conectar los componentes seleccionados (termorresistencia, caudalímetro y transmisor de presión) y un segundo tramo de cañería flexible (mangueras) que se utilizará para poder acoplarse a los distintos quemadores dispuestos en la cámara anular de combustión.

La pérdida de carga en el dispositivo generará una disminución de presión en el sistema. Por este motivo, es importante conocer el valor de la misma para poder tenerlo en cuenta al momento de realizar la medición y que el valor de presión seteado por la válvula reguladora de alta precisión esté por encima del valor de la pérdida carga.

Los equipos como caudalímetros, termorresistencias y transmisores de presión requieren un flujo estable. Si la pérdida de carga es muy alta, el aire podría no llegar con la presión suficiente, afectando las mediciones.

Para poder hallar la pérdida de carga total en la cañería vamos a usar la ecuación de Darcy-Weisbach expresada como pérdida de presión para flujo en tuberías:

$$\Delta P_f = f \times \frac{L}{D} \times \frac{\rho \times v^2}{2} \quad (4.57)$$

Donde:

ΔP_f: Pérdida de presión. [Pa]

ρ: Densidad del fluido (aire a 1,4 bar absolutos y temperatura ambiente ≈ 20°C). [kg/m^3]

f: Factor de fricción. [-]

L: Longitud de la tubería. [m]

D: Diámetro interior de la tubería. [m]

v: Velocidad del fluido (aire). [m/s]

El factor de fricción f es un valor adimensional que depende del tipo de régimen del flujo, es decir, si es laminar o turbulento. Para verificar cuál régimen se corresponde, se calcula el número de Reynolds mediante la siguiente ecuación:

$$Re = \frac{\rho \times v \times D}{\mu} (4.58)$$

Donde:

Re: Número de Reynolds. [-]

μ: Viscosidad dinámica del fluido (aire). [Pa x segundos]

D: Diámetro interior de la tubería. [m]

v: Velocidad del fluido (aire). [m/s]

ρ: Densidad del fluido (aire a 1,4 bar absolutos y temperatura ambiente ≈ 20°C). [kg/m^3]

Teniendo en cuenta que la velocidad del fluido es de 2 gr/s (valor de referencia tenido en cuenta al momento de realizar la medición), la Ecuación 4.58 queda:

Cañería:

$$Re = \frac{1{,}67\ kg/m^3 \times 6{,}12\ m/s \times 0{,}0158\ m}{1{,}81 \times 10^{-5}\ Pa\ s} = 8953{,}86\ (4.59)$$

Manguera:

$$Re = \frac{1{,}67\ kg/m^3 \times 9{,}48\ m/s \times 0{,}0127\ m}{1{,}81 \times 10^{-5}\ Pa\ s} = 13858{,}53\ (4.60)$$

De la Ecuación 4.59 y 4.60, se aprecia que el número de Reynolds supera el valor 4000, por lo tanto el flujo es turbulento. Por estar en presencia de un régimen turbulento, para obtener el factor de fricción se emplea la ecuación empírica[15] de Swamee-Jain que es una

[15]Ecuación empírica: Ecuación que describe la relación entre variables basada en datos experimentales.

aproximación de la ecuación implícita[16] de Colebrook-White. La misma se observa a continuación:

$$f = \frac{0{,}25}{\left[log\left(\frac{\epsilon/D}{3{,}7} + \frac{5{,}74}{Re^{0{,}9}}\right)\right]^2} \quad (4.61)$$

Donde:

ϵ: Rugosidad del material de la tubería y vale 1,5 x 10^{-6}m para acero AISI 304 (rugosidad muy baja). [m]

D: Diámetro interior de la cañería. [m]

Calculando el factor para la manguera y la cañería se tiene,

Cañería:

$$f = \frac{0{,}25}{\left(log\left(\frac{1{,}5\ x\ 10^{-6}\ Pa\ s/0{,}0158\ m}{3{,}7} + \frac{5{,}74}{8953{,}86^{0{,}9}}\right)\right)^2} = 0{,}032 \quad (4.62)$$

Manguera:

$$f = \frac{0{,}25}{\left(log\left(\frac{1{,}5\ x\ 10^{-6}\ Pa\ s/0{,}0127\ m}{3{,}7} + \frac{5{,}74}{13858{,}53^{0{,}9}}\right)\right)^2} = 0{,}029 \quad (4.63)$$

De esta manera, reemplazando los valores de f para la manguera y la cañería en la Ecuación 4.55 la pérdida de carga queda:

$$\Delta P_{cañería} = 0{,}032 \times \frac{L_{cañería}}{0{,}0158} \times \left(\frac{1{,}67\ kg/m^3 \times 6{,}12\ m/s^2}{2}\right) \quad (4.64)$$

$$\Delta P_{manguera} = 0{,}029 \times \frac{L_{manguera}}{0{,}0127} \times \left(\frac{1{,}67\ kg/m^3 \times 9{,}48\ m/s^2}{2}\right) \quad (4.65)$$

[16]Ecuación implícita: Ecuación donde una o más variables no están despejadas o expresadas explícitamente en términos de otras.

La longitud de la cañería y de la manguera en metros, se pueden calcular del Plano de conjunto del Equipo. Ver Anexo A.

A modo indicativo, en la Tabla 4.23 se listan las posiciones que son tramos de cañería y su longitud correspondiente.

Tabla 4.23: Longitud de cañería según Plano Conjunto (Anexo A).

Posición en el Plano de Conjunto	Longitud de cañería [m]
30	0,2
31	0,062
32	0,082
33	0,106
34	0,065
TOTAL	**0,515**

Para realizar de la manera más fiel posible la pérdida de carga, se añade a la manguera, un tramo de tubo de ½" ya que comparten el mismo valor del diámetro interior como se muestra en la Tabla 4.24.

Tabla 4.24: Longitud manguera y tubo de ½".

Posición en el Plano de Conjunto	Longitud de manguera y tubo [m]
17	10
35	0,17
TOTAL	**10,17**

Reemplazando los valores de ambas longitudes totales en las Ecuaciones (4.64) y (4.65) las pérdidas de carga son:

$$\Delta P_{cañería} = 0,032 \times \frac{0,515}{0,0158} \times \left(\frac{1,67\ kg/m^3 \times 6,12\ m/s^2}{2}\right) = 32,59\ Pa \quad (4.66)$$

$$\Delta P_{manguera} = 0,029 \times \frac{10,17}{0,0127} \times \left(\frac{1,67\ kg/m^3 \times 9,48\ m/s^2}{2}\right) = 1739,5\ Pa \quad (4.67)$$

Que la pérdida de carga de la manguera sea considerable (s/ ec. 4.67) respecto de la pérdida de carga de la cañería (s/ ec. 4.66) tiene sentido ya que la longitud de la cañería es despreciable en comparación con la longitud de la manguera y la caída de presión es proporcional a la longitud según Ecuación 4.57. A su vez, por la Ecuación 4.57, el diámetro interior de la manguera es menor que el diámetro interior de la cañería y un menor valor de diámetro aumenta la caída de presión.

Accesorios

La pérdida de carga que va a ocurrir en los accesorios se calcula mediante el método de longitud equivalente, el mismo consiste en representar la pérdida de carga adicional causada por el accesorio como si fuera un tramo recto de cañería de mayor longitud. Esta longitud ficticia se llama longitud equivalente y permite usar la ecuación 4.57 a pesar de no ser un tramo recto de tubería.

La longitud equivalente se calcula como [12]:

$$L_{eq} = \frac{K_L \times D}{f} \quad (4.68)$$

Donde:

L_{eq}: Longitud equivalente. [m]

K_L: Coeficiente de pérdida de carga del accesorio. [-]

D, f se basan en la tubería que contiene el componente.

De esta manera, a continuación en la Tabla 4.25 se indica la posición del componente en el Plano de Conjunto (Anexo A) con su respectivo valor del coeficiente de pérdida como se muestra en la Figura 4.21.

Tabla 4.25: Coef. de pérdida de carga de los accesorios pertenecientes al Plano Conjunto (Anexo A).

Posición en el Plano de Conjunto	Tipo de accesorio	K_L (s/ Figura 4.21)	Cantidad	Total
4	Válvula esférica	5	2	10

Tabla 4.25: Coef. de pérdida de carga de los accesorios pertenecientes al Plano Conjunto (Anexo A).				
5 - 10	Medio niple (unión)	0,08	8	0,64
9	Curva 90°	0,3	6	1,8
15	Niple	0,08	1	0,08
16	Cupla de reducción (se considera como si fuera una TEE)	0,2	1	0,2
19	TEE	0,2	1	0,2
25	Conector (se considera como unión)	0,08	1	0,08
TOTAL				**13**

Una vez que se obtuvo el coeficiente de pérdida de carga de los accesorios, se procede a obtener el valor de la longitud equivalente de la siguiente manera:

$$L_{eq} = \frac{13 \times 0{,}0158}{0{,}032} = 6{,}42\ m \quad (4.69)$$

Y la pérdida de carga debida a los accesorios queda,

$$\Delta P_{accesorios} = f_{cañería} \times \frac{L_{eq}}{D_{cañería}} \times \left(\frac{\rho \times v_{cañería}^{\ 2}}{2}\right) \quad (4.70)$$

$$\Delta P_{accesorios} = 0{,}032 \times \frac{6{,}42\ m}{0{,}0158} \times \left(\frac{1{,}67\ kg/m^3 \times 6{,}12\ m/s^2}{2}\right) = 406{,}5\ Pa \quad (4.71)$$

Component	K_L
a. Elbows	
Regular 90°, flanged	0.3
Regular 90°, threaded	1.5
Long radius 90°, flanged	0.2
Long radius 90°, threaded	0.7
Long radius 45°, flanged	0.2
Regular 45°, threaded	0.4
b. 180° return bends	
180° return bend, flanged	0.2
180° return bend, threaded	1.5
c. Tees	
Line flow, flanged	0.2
Line flow, threaded	0.9
Branch flow, flanged	1.0
Branch flow, threaded	2.0
d. Union, threaded	0.08
***e. Valves**	
Globe, fully open	10
Angle, fully open	2
Gate, fully open	0.15
Gate, $\frac{1}{4}$ closed	0.26
Gate, $\frac{1}{2}$ closed	2.1
Gate, $\frac{3}{4}$ closed	17
Swing check, forward flow	2
Swing check, backward flow	∞
Ball valve, fully open	0.05
Ball valve, $\frac{1}{3}$ closed	5.5
Ball valve, $\frac{2}{3}$ closed	210

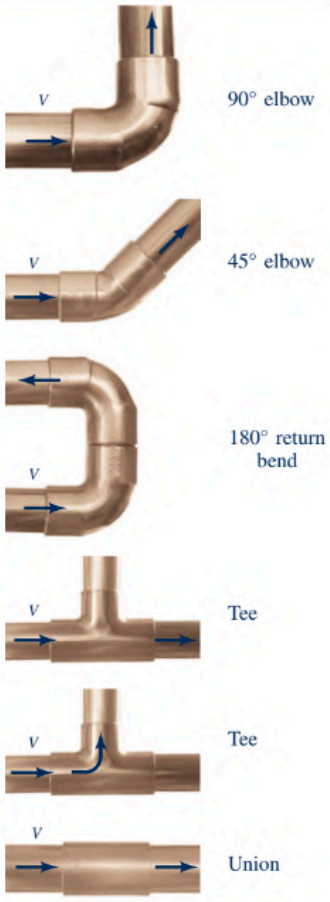


Figura 4.21: Coeficientes de pérdida para componentes de tuberías. [12]

Por último resta hallar la pérdida de carga en los componentes de medición (termorresistencia, caudalímetro y transmisor de presión). Se obtendrá siguiendo el mismo razonamiento que se empleado para obtener la pérdida de carga de los accesorios o de la cañería (pérdida de carga localizada) siguiendo la siguiente ecuación:

$$\Delta P_{elementos\ medición} = K \times \left(\frac{\rho \times v_T^{\ 2}}{2}\right) (4.72)$$

El factor de ponderación K toma diferentes valores dependiendo del componente en cuestión y es un dato que suele brindar el fabricante de cada elemento. El mismo es despreciable en el caso del

transmisor de presión y la termorresistencia ya que no están ubicados en la línea principal de flujo, sino que están conectados mediante una toma lateral.

Por lo tanto predomina la pérdida de carga a través del Caudalímetro.

El valor del coeficiente K toma valores entre 0,1 - 0,3 para el caudalímetro de tipo Coriolis. De esta manera, adoptando un valor de 0,2 se tiene:

$$\Delta P_{caudalímetro} = 0,2 \times \left(\frac{1,67\ kg/m^3 \times 6,12\ m/s^2}{2}\right) = 6,25\ Pa \quad (4.73)$$

Entonces la pérdida de carga que se genera en todo el circuito hasta la entrada del quemador es:

$$\Delta P_{TOTAL} = \Delta P_{cañería} + \Delta P_{manguera} + \Delta P_{accesorios} + \Delta P_{caudalímetro} \quad (4.74)$$

$$\Delta P_{TOTAL} = 32,59\ Pa + 1739,5\ Pa + 406,5\ Pa + 6,25\ Pa = 2184,84\ Pa \equiv 21,85\ mBar \quad (4.75)$$

Al omitir la pérdida de carga ΔP y no considerarla en el cálculo del área efectiva se estaría cayendo en un error sistemático en la medición. Es decir,

$$A_{eff} \propto \frac{\dot{m}\sqrt{R \times T_0}}{P_0} \quad (4.76)$$

Esto se debe a que la presión disponible en la entrada del quemador P_0 es menor que la presión regulada P_{reg} a causa de las pérdidas por fricción en tuberías y accesorios calculadas con anterioridad.

Para evitar este error, se opta por instalar el transmisor de presión al final de la manguera (en la lanza), próximo a la entrada del quemador. De esta manera se mide directamente la presión real a la entrada del quemador P_0 garantizando un cálculo más preciso del área efectiva al considerar las pérdidas de carga. Esta aproximación no solo mejora la precisión, sino que también permite validar experimentalmente las pérdidas teóricas del sistema.

4.4.5 Incertidumbre de la medición

Para poder conocer la incertidumbre que tendrá la medición se debe aplicar la "ley de propagación de errores (o incertidumbres)" que es un método matemático que permite estimar la incertidumbre de una magnitud calculada a partir de variables medidas, cada una con su propio error asociado. Es esencial para validar la precisión de resultados experimentales, como en este caso: el cálculo del área efectiva del quemador basado en mediciones de presión, caudal y temperatura.

Si el área efectiva A_{eff} se expresa como una función de variables independientes: x_1,x_2,x_3,..., x_n, es decir, $A_{eff} = f(x_1, x_2, x_3,..., x_n)$ y cada variable x_i tiene una incertidumbre $u(x_i)$ entonces la incertidumbre combinada $U_{A_{eff}}$ se calcula mediante:

$$U_{A_{eff}} = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1}u(x_1)\right)^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2}u(x_2)\right)^2 + ... + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n}u(x_n)\right)^2} \quad (4.77)$$

Donde:

$\frac{\partial f}{\partial xi}$: Coeficiente de sensibilidad (derivada parcial de A_{eff} respecto de la variable x_i).

$u(x_i)$: Incertidumbre estándar de x_i.

La ecuación de flujo isentrópico para toberas convergentes en condiciones subsónicas (flujo no estrangulado) es la Ecuación 4.44, recordando:

$$A_{eff} = \frac{dm}{dt}\frac{\sqrt{R^* T_0}}{p_0}\frac{1}{\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{1}{\gamma}}\sqrt{2\frac{\gamma}{(\gamma-1)}\left(1-\left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}} \quad (4.78)$$

Para simplificar los términos podemos juntar todas las constantes e incluirlas en una única constante K, es decir:

$$A_{eff} = K\frac{\dot{m}\sqrt{T_0}}{p_0} \quad (4.79)$$

Por lo tanto, al calcular los coeficientes de sensibilidad y simplificando se obtiene:

$$\frac{\partial A_{eff}}{\partial \dot{m}} = \frac{\sqrt{T_0}}{p_0} \Rightarrow \left(\frac{\partial A_{eff}}{\partial \dot{m}}\right)^2 \times u^2(\dot{m}) = \left(\frac{A_{eff}}{\dot{m}}\right)^2 u^2(\dot{m}) \quad (4.80)$$

$$\frac{\partial A_{eff}}{\partial p_0} = -\frac{\dot{m}\sqrt{T_0}}{p_0^2} \Rightarrow \left(\frac{\partial A_{eff}}{\partial p_0}\right)^2 \times u^2(p_0) = \left(-\frac{A_{eff}}{p_0}\right)^2 u^2(p_0) \quad (4.81)$$

$$\frac{\partial A_{eff}}{\partial T_0} = \frac{\dot{m}}{2\,p_0^2\sqrt{T_0}} \Rightarrow \left(\frac{\partial A_{eff}}{\partial T_0}\right)^2 \times u^2(T_0) = \left(\frac{A_{eff}}{2\,T_0}\right)^2 u^2(T_0) \quad (4.82)$$

La incertidumbre combinada va a ser igual a:

$$U_{A_{eff}} = \sqrt{\left(\left(\frac{A_{eff}}{\dot{m}}\right)^2 u(\dot{m})\right)^2 + \left(\left(-\frac{A_{eff}}{p_0}\right)^2 u(p_0)\right)^2 + \left(\left(\frac{A_{eff}}{2\,T_0}\right)^2 u(T_0)\right)^2} \quad (4.83)$$

Reagrupando términos, la incertidumbre combinada:

$$U_C(A_{eff}) = A_{eff}\sqrt{\left(\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}}\right)^2 + \left(\frac{u(p_0)}{p_0}\right)^2 + \left(\frac{u(T_0)}{2\,T_0}\right)^2} \quad (4.84)$$

Reemplazando en los términos las incertidumbres relativas que son datos de las fichas técnicas [13] (Caudalímetro), [11] (Presión), [10] (Temperatura) aportados por el fabricante obtenemos:

$$\frac{u(\dot{m})}{\dot{m}} = 0,005\ (0,5\%) \quad (4.84)$$

$$\frac{u(P_0)}{P_0} = 0,005\ (0,5\%) \quad (4.85)$$

$$\frac{u(T_0)}{2T_0} = 0,0025\ (0,5\%) \quad (4.86)$$

La incertidumbre combinada relativa queda:

$$U_{C,rel}(A_{eff}) = \sqrt{(0,005)^2 + (0,005)^2 + (0,0025)^2} = \sqrt{0,0000562} = 0,0075 \quad (4.85)$$

$$U_{C,rel}(A_{eff}) = 0,75\% \quad (4.86)$$

La incertidumbre combinada relativa del sistema queda determinada por la contribución cuadrática de los errores asociados a cada instrumento. Esta precisión es aceptable para nuestras aplicaciones, con estos valores, se garantiza que las mediciones sean consistentes y confiables dentro de los márgenes de error establecidos.

5. Conclusiones

5.1 Conclusión técnica

Se logró diseñar un sistema portátil de diagnóstico que evalúa el estado mecánico de los 24 quemadores en el modelo de turbina de gas anular SGT5-4000F, encontrando una manera de identificar desviaciones del área efectiva respecto al rango óptimo (7-8) mm^2.

Este sistema opera mediante un método indirecto basado en mediciones de presión, caudal y temperatura realizadas exclusivamente tras el apagado y enfriamiento completo de la turbina, garantizando así condiciones seguras para el operador al evitar cualquier exposición a temperaturas peligrosas. La precisión obtenida en la detección de anomalías alcanzó un margen de error bajo cumpliendo con el objetivo del 10% planteado inicialmente y permitiendo discriminar con fiabilidad entre obstrucciones por residuos (que reducen el área) y erosión del material (que genera sobreflujo).

El proceso de diagnóstico se ejecuta in situ por un único operario con capacitación básica, reduciendo el tiempo de inspección a solo 4 horas frente a las más de 30 horas requeridas por métodos tradicionales. Esta eficiencia elimina los reemplazos incorrectos de quemadores y sus periodos adicionales de enfriamiento de 24 horas, generando ahorros en costos de personal y en tiempo de parada técnica. Adicionalmente, la solución redujo notablemente la cantidad de mantenimientos correctivos no planificados mediante la detección temprana de anomalías.

La implementación incorporó componentes comerciales de alta disponibilidad y una interfaz intuitiva que identifica visualmente los quemadores críticos sin requerir capacitación especializada. Esta simplicidad operativa, unida a la preservación de los componentes al evitar desmontajes innecesarios, extendió la vida útil de los quemadores.

5.2 Conclusión Académica

Este proyecto nos permitió integrar conocimientos fundamentales adquiridos a lo largo de nuestra formación en Ingeniería Mecánica: aplicamos principios de materias como: Mecánica de fluidos, Termodinámica, Máquinas Térmicas, Hidráulica y neumática y Automatización digital, Dibujo mecánico, Metrología, Higiene y Seguridad, para desarrollar un sistema portátil de diagnóstico en turbinas de gas. La experiencia demostró cómo estos saberes se articulan en la práctica industrial, transformando la teoría en soluciones concretas.

Desde el análisis de flujos compresibles y balances energéticos hasta el diseño de componentes y validación de mediciones, cada disciplina nos aportó herramientas esenciales. Empleamos técnicas de dibujo mecánico para materializar el dispositivo, mientras conceptos de máquinas térmicas e hidráulica nos permitieron contextualizar su funcionamiento en entornos reales.

Como estudiantes, valoramos cómo este trabajo sintetizó nuestra formación y la capacidad para vincular fundamentos científicos con necesidades industriales reales teniendo un pensamiento crítico en cada problemática presentada para su solución.

6. Bibliografía

[1] Saravanamuttoo, H. I. H., Cohen, H., & Rogers, G. F. C. (2000). *Teoría de turbinas de gas* (5ª ed.). Pearson Education, Ltd.

[2] Siemens. (2008). *O & M Training.*

[3] Siemens AKTIENGESELLSCHAFT Wittelsbacherplatz 2. (2008). *Quemador premezclado con corriente másica de aire perfilada, turbina de gas y procedimiento para quemar combustible en aire.* Oficina Española de Patentes y Marcas.

[4] Boyce, M. P. (2002). *Gas Turbine Engineering Handbook* (2nd ed.). Butterworth-Heinemann.

[5] Claire Soares. (2014). *Gas Turbines: A Handbook of Air, Land and Sea Applications. Chapter 7: Gas Turbine Fuel Systems and Fuels* (2nd ed.). Butterworth-Heinemann.

[6] Jordan. (2022). *SE GP G LRE LGT R&D PO 4F PD*. Siemens Energy.

[7]Siemens AG. Energy Sector. (2013). *Ultrasonic cleaning and testing – for better performance and greater efficiency*. Siemens Energy.

[8] John D. Anderson, Jr. *Fundamentals of Aerodynamics* (3rd ed.). McGraw-Hill Higher Education.

[9] Siemens AG. (2011). *Gas Turbine Engineering*. Doc. Number: DPTLV-00000107. Siemens AG.

[10] Endress + Hauser. (2024). *Ficha técnica de Termómetro RTD modular TH11 y TH12.*

[11] Endress + Hauser. (2024). *Ficha técnica transmisor de presión T PMC131.*

[12] Munson, Okiishi, Huebsch & Rothmayer. (2013). *Fundamentals of fluid Mechanics* (7th ed.). John Wiley & Sons, Inc.

[13] Endress + Hauser. (2024). Ficha técnica del caudalímetro Proline Promass E100.

[14] Parker. (2024). *Ficha técnica Válvula reguladora de presión R210G02.*

[15] FESTO.(2023). Procesos seguros gracias a una perfecta preparación del aire comprimido. *Preparación aire comprimido.*

[16] FESTO. (2024). *Ficha técnica del Filtro regulador de aire MS6 LFR.*

[17] FESTO. (2025). *Ficha técnica de Acumulador de aire comprimido CRVZS-2.*

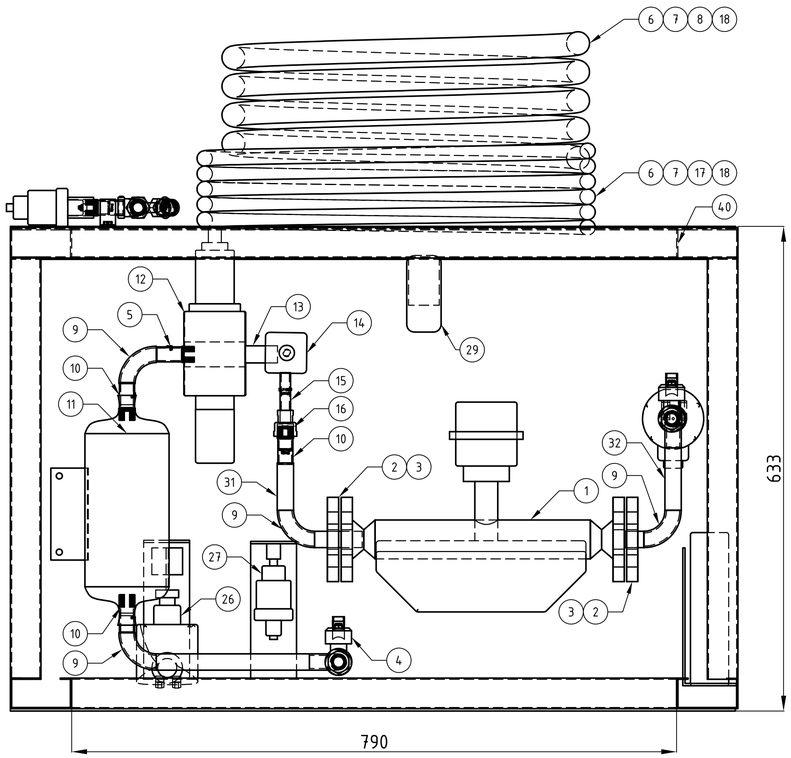
[18] Famiq. (2018). *Ficha técnica Válvula esférica 323080.*

[19] Delphin Technology. (2024). *Ficha técnica Sistema de adquisición de datos Expert Key 100L.*

[20] Phoenix Contact. (2005). *Ficha técnica Fuente de alimentación Phoenix Contact.*

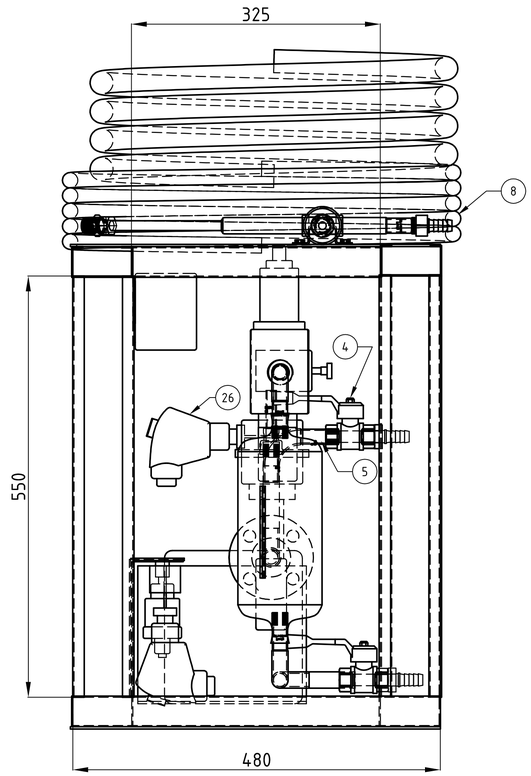
Anexo A: Plano de Conjunto general del Sistema de medición

A continuación se presenta el Plano de Conjunto general del Equipo de medición.



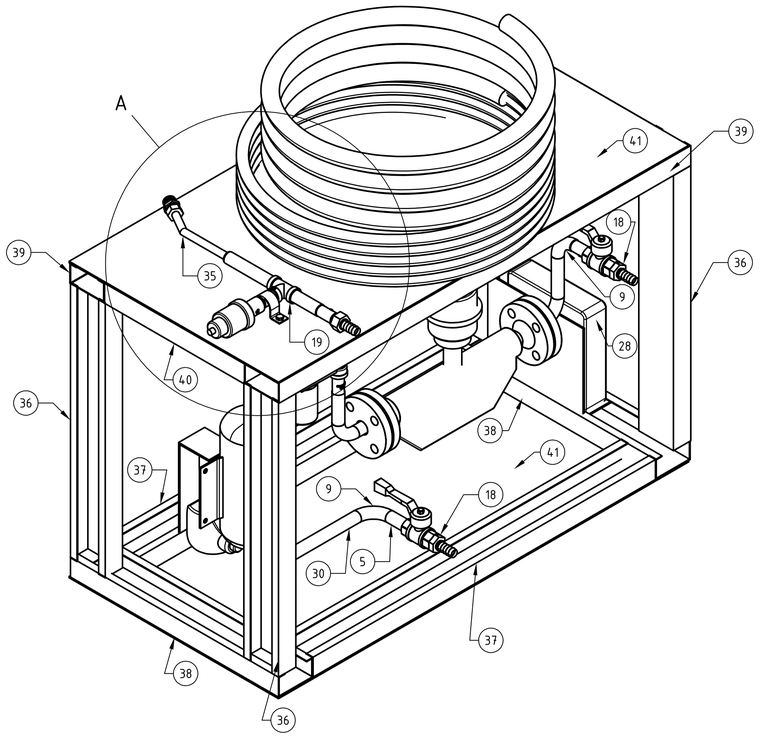
VISTA FRONTAL

ESCALA 1:4



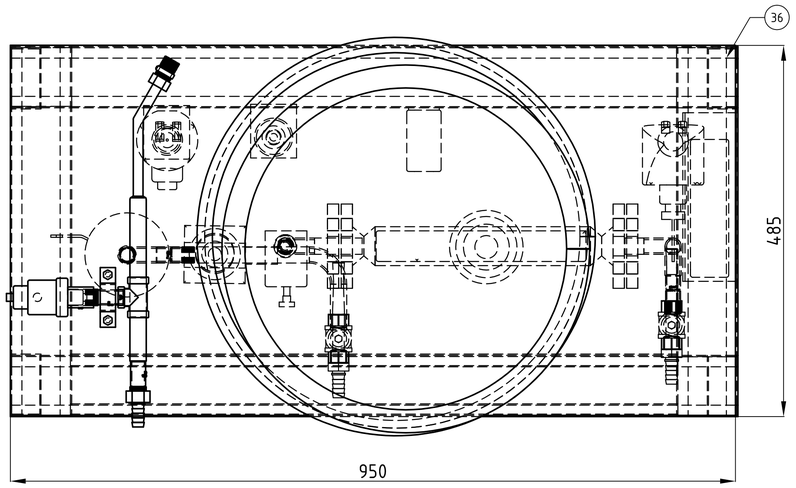
VISTA LATERAL

ESCALA 1:4



PERSPECTIVA

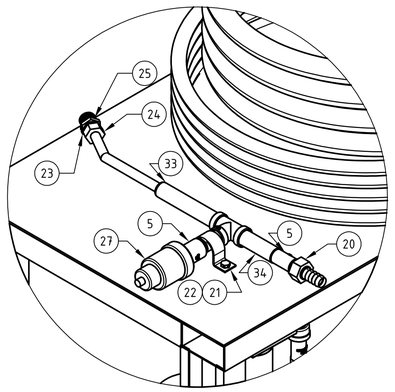
ESCALA 1:5



VISTA SUPERIOR

ESCALA 1:4

A (1:4)



29	1	Fuente de alimentación entrada AC 100/240V,salida 24 VDC 2,5A		1	
28	1	Sistema de Adquisición de datos fuente de alimentación 9-24 VDC		1	
27	2	Transmisor de presión capacitivo 0,1-40 bar,salida 4-20mA,rosca NPT 1/2"	AISI 316	1	
26	2	Sensor de temperatura RTD -50-200°C,salida 4-20mA, rosca NPT 1/2"	AISI 316	1	
25	1	Conector Ham-Let LET-LOK® recto macho 1/2"OD x1/2"NPT	AISI 316	0,3	
24	1	Tuerca de compresión 1/2" OD	AISI 316	0,1	
23	1	Virola y contravirola 1/2" OD	AISI 316	0,1	
22	2	Tornillo hexagonal R.UNC Ø1/4"	AISI 304	0,1	
21	1	Abrazadera omega 33,4	AISI 304	0,1	
20	1	Espiga conector rápido 1/2" hembra	AISI 316	0,1	
19	1	TEE con tramo para soldar 33,4 x 3	AISI 304	0,5	
18	6	Espiga conector rápido 1/2" macho	AISI 316	0,1	
17	1	Manguera 1/2" WP 160 bar BP 640 bar Lg.: 10mts. (vinc. al quemador)	Nitrilo (NBR)	2	
16	1	Cupla de reducción Serie 150 DIN 2982 1/2" x 1/4"	AISI 304	0,5	
15	1	Niple c/costura macho Ø1/4" DIN 2982 Lg.: 50	AISI 304	0,5	
14	1	Válvula reguladora de presión de alta precisión 1/4" G (BSPP)	Zinc	0,5	
13	1	Rosca con tuerca de reducción G 1/2" x G 1/4"	AISI 304	0,5	
12	1	Filtro y regulador de aire comprimido Grado 5µm	Aluminio anodizado	0,5	
11	1	Acumulador de aire comprimido capacidad 2L con taladro pasante	Inox. alta aleación	0,5	
10	3	Medio niple con costura macho Ø1/2" DIN 2982 Lg.: 50 Sch. 40	AISI 304	0,5	
9	6	Curva 90° Ø1/2" Sch. 40 (esp. 2,77mm)	AISI 304	0,5	
8	1	Manguera flexible 1/2" para aire comprimido Lg.: 3000 (vinc. al compresor)	PVC	1	
7	4	Abrazadera cremallera 13 a 26 mm esp. 0,6	AISI 304	-	Nota X
6	4	Acople rápido 1/2" hembra	AISI 304	-	Nota X
5	5	Medio niple con costura 1/2" BSP x Lg.: 50	AISI 304	-	
4	2	Válvula esférica paso total 2 cuerpos 1/2" BSP	AISI 316	1	
3	8	Bulón Ø1/2" UNC x Lg.: 50,8 c/ 1 tuerca y 2 arandelas	AISI 304	1	
2	4	Brida Socket Weld 1/2" Serie 150 Sch. 80	AISI 304	1	
1	1	Caudalímetro Coriolis salida 4-20mA, rango 0...2 gr/s	AISI 304	4,8	
POS.	CANT.	DENOMINACION	MATERIAL	PESO	OBS.

Notas:
1) Todas las dimensiones en mm salvo indicación contraria.
2) Todos los pesos en Kg.
3) Sellar conexiones con cinta de PTFE o pasta selladora.
4) Se colocará una espiga macho en c/extremo de las mangueras que será sujetado c/una abrazadera para poder vincular un acople rápido hembra en c/ extremo de las mismas.

TOTAL=				53
41	2	Chapa galvanizada 950x485 Esp. 3,2	SA 1010, Z180	24
40	2	Perfil C galvanizado 80x40x15 x Lg.: 325	SA 1010, Z180	1
39	2	Perfil C galvanizado 80x40x15 x Lg.: 950	SA 1010, Z180	2
38	2	Perfil C galvanizado 80x40x15 x Lg.: 480	SA 1010, Z180	1
37	2	Perfil C galvanizado 80x40x15 x Lg.: 790	SA 1010, Z180	2
36	4	Perfil C galvanizado 80x40x15 x Lg.: 550	SA 1010, Z180	1
35	1	Tubo s/c Ø1/2" BWG20 (0,263mm) x Lg.: 170	AISI 304	0,2
34	1	Caño NPS 0.5 Sch. 40 x Lg.: 65	AISI 304	0,2
33	1	Caño NPS 0.5 Sch. 40 x Lg.: 106	AISI 304	0,4
32	1	Caño NPS 0.5 Sch. 40 x Lg.: 82	AISI 304	0,3
31	1	Caño NPS 0.5 Sch. 40 x Lg.: 62	AISI 304	0,2
30	1	Caño NPS 0.5 Sch. 40 x Lg.: 200	AISI 304	0,5

PROYECTO DE INGENIERÍA MECÁNICA EIM UNR

EQUIPO DE MEDICIÓN ÁREA EFECTIVA

FECHA 19/12/2024

DIBUJÓ: Resio, M. - González, A.

ESCALAS 1:4 - 1:5

Plano de Conjunto