



CONSTRUCCIÓN DE BANCO DE ENSAYOS PARA INYECTORES DIESEL ORIENTADO A SU IMPLEMENTACIÓN EN TURBINAS DE GAS

SANTIBAÑEZ RICHARD, TURAGLIO SANTIAGO¹

¹Ing. Mecánica (Universidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco, Com. Rivadavia.)

RESUMEN:

El presente proyecto surge de la idea de adaptar una turbina de gas, originalmente operado con gas propano, para funcionar con combustible líquido (gasoil, kerosene, o una mezcla de ambos), logrando una transición estable desde el encendido con gas hasta la operación continua con combustible líquido. Para ello, resultó necesario conocer con precisión las condiciones de operación de los inyectores diésel, en particular, la presión de inyección y caudal, lo que derivó en la definición de un nuevo objetivo central: la construcción de un banco de ensayos para inyectores diésel.

El sistema fue diseñado y construido con el objetivo de ensayar inyectores mediante la medición de presión de inyección, caudal y eficiencia de pulverización. La obtención de estos parámetros experimentales constituye el objetivo final de este proyecto, proporcionando la información técnica disponible para que, en una etapa posterior, el inyector y la bomba puedan ser implementados en el banco del turbocompresor.

De manera complementaria, se realizó la reconversión completa del sistema de lubricación del turbocompresor, reemplazando las mangueras originales por un sistema de cañerías de cobre con roscas en los extremos, más confiable y adecuado para las presiones y temperaturas de operación. Asimismo, se incorporaron instrumentos de medición de presión en distintos puntos del conjunto, con el fin de obtener datos experimentales de utilidad para la cátedra de Turbomáquinas.

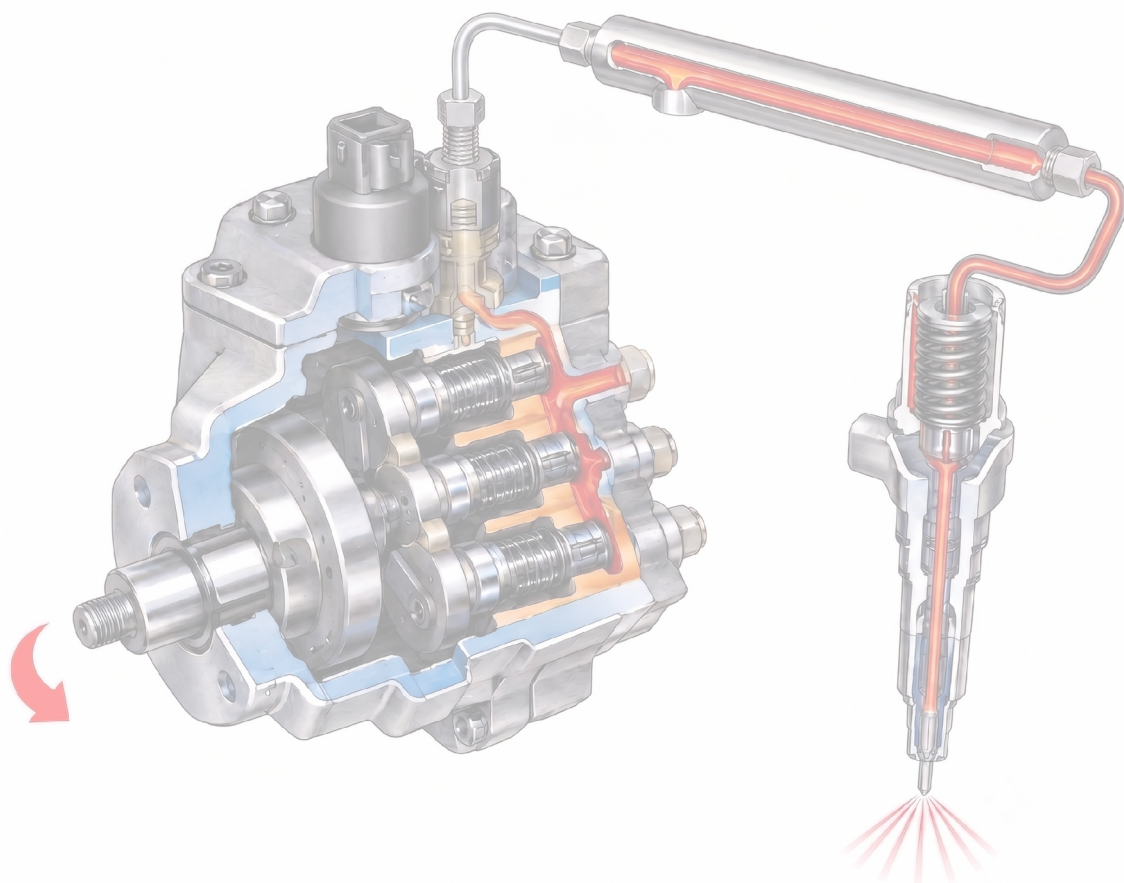


Tabla de contenido

Contenido

RESUMEN:.....	1
1.- INTRODUCCIÓN.....	5
1.1- Análisis del proyecto existente.....	5
1.2- Sistema de alimentación de combustible.....	5
1.3- Modificaciones en el sistema de lubricación.....	5
1.4- Implementación de elementos de medición.....	6
2.- MARCO TEÓRICO.....	6
2.1- Turbina de gas y turbocompresores.....	6
2.2- Sistema de lubricación en turbocompresores.....	6
2.3- Instrumentación de presión.....	7
2.4- Sistema de combustible líquido.....	7
2.5- Bombas de inyección Common Rail.....	8
2.6- Inyectores diésel.....	9
2.6.1- Tipos de inyectores diésel.....	10
2.6.2- Despiece inyector indirecto.....	11
3.- DESARROLLO.....	12
3.1 - Reconversión del sistema de lubricación.....	12
3.1.1 – Diagnóstico del sistema original.....	12
3.1.2- Selección de un nuevo tipo de tubería.....	12
3.1.3- Proceso de instalación.....	13
3.1.4- Resultados de la modificación.....	13
3.2- Desmontaje de la turbina de gas.....	14
3.2.1- Desmontaje de la cámara de combustión.....	14
3.2.2- Desmontaje del turbocompresor.....	15
3.3 – Instrumentación de tomas de presión.....	16
3.3.1- Puntos de medición seleccionados.....	16
3.3.2- Succión del compresor.....	16

3.3.3- Periferia del rodete del compresor.....	18
3.3.4- Zona de inyección de aire sobre los álabes de la turbina.....	20
3.3.5- Diseño y fabricación del soporte para instrumentación.....	23
3.4- Selección y reacondicionamiento de la bomba de inyección.....	25
3.4.1- Selección de la bomba.....	25
3.4.2- Evaluación inicial.....	25
3.4.3- Desarme y limpieza.....	26
3.4.4- Rearmado de la bomba.....	28
3.4.5- Verificación del funcionamiento.....	28
3.5- Selección de inyectores.....	29
3.5.1- Criterios de selección.....	29
3.5.2- Inyector de inyección directa.....	29
3.5.3- Inyector de inyección indirecta.....	30
3.6- Construcción del banco de ensayos para inyectores.....	31
3.6.1- Objetivos del banco de ensayos para inyectores.....	31
3.6.2- Selección del motor eléctrico.....	32
3.6.3- Estructura y sistema de transmisión.....	33
3.6.4- Sistema de alimentación de combustible.....	34
3.6.5 - Variador de frecuencia.....	37
3.6.6 - Diseño y fabricación de un riel acumulador de presión.....	39
3.6.7 - Cálculos de presión admisible - Riel acumulador de presión.....	40
3.6.8 - Secuencia de construcción del riel acumulador.....	44
4 – Resultados experimentales.....	50
4.1 – Cálculo del caudal equivalente gasoil-propano.....	50
4.2 – Prueba de funcionamiento de la bomba.....	53
4.3 – Presión de apertura del inyector indirecto.....	54
4.4 – Caudal entregado por el sistema.....	54
4.4.1 Procedimiento experimental para los ensayos:.....	55

4.4.2 Procedimiento experimental número 1:.....	55
4.4.3 Procedimiento experimental número 2:.....	56
4.4.4 Procedimiento experimental número 3:.....	57
4.5 – Ensayo horizontal y penetración del chorro/pulverización.....	62
4.6 – Ensayo piloto de dispersión por impacto.....	63
5.– CONCLUSIONES.....	65
5.1– Conclusiones generales y reorientación del proyecto.....	65
5.2– Análisis del comportamiento del inyector.....	65
5.3– Logros alcanzados.....	66
6.– Consideraciones.....	67
6.1– Optimización del sistema hidráulico y de inyección.....	67
6.2– Modificaciones en la cámara de combustión.....	67
7.- REFERENCIAS.....	68

1.- INTRODUCCIÓN

1.1- Análisis del proyecto existente

Los turbocompresores adaptados como turbinas de gas operan normalmente con combustibles gaseosos debido a su facilidad de encendido, respuesta rápida y buena eficiencia. Sin embargo, en aplicaciones donde el gas se almacena en tubos o garrafas presurizadas, pueden aparecer limitaciones operativas significativas que afectan directamente la estabilidad del equipo.

En el caso de la turbina de gas analizada, el funcionamiento con gas presentó un problema crítico: el consumo elevado del combustible genera una rápida caída de presión en el recipiente de almacenamiento, lo que produce un enfriamiento notable del cilindro. Este enfriamiento produce variaciones en la densidad, temperatura y presión del gas suministrado, haciendo que las condiciones de combustión cambien constantemente. Como resultado, se dificulta mantener un régimen estable, se compromete la calidad del encendido y afecta el desempeño general del equipo.

Debido a estas variaciones, que impiden trabajar bajo condiciones sostenidas y repetibles, surge la necesidad de reconvertir la turbina para operar con combustibles líquidos. A diferencia del gas almacenado en cilindros, los combustibles líquidos no presentan variaciones bruscas de presión o temperatura durante el consumo, lo que permite un suministro más estable y controlable. Combustibles como el gasoil, el kerosene o alcohol ofrecen mayor constancia en el flujo, favoreciendo la estabilidad de combustión dentro de la cámara.

Para avanzar en esta reconversión, se identificó la necesidad de conocer con precisión las condiciones de operación de los inyectores diésel. Esto derivó en la definición del objetivo central del presente proyecto: el diseño y construcción de un banco de ensayos que permita estudiar distintos inyectores para conocer la forma y eficiencia de pulverización como así también para obtener datos de presión y caudal en función de las RPM del motor que acciona la bomba, que servirán de base para su futura integración en la turbina de gas.

1.2- Sistema de alimentación de combustible

El objetivo principal del banco de ensayos es probar diferentes inyectores diésel y determinar sus condiciones de operación, en particular presión de inyección, caudal y pulverización, como paso previo a su implementación en la turbina de gas.

El sistema diseñado incluye la selección y adaptación de una bomba de alta presión, la implementación de inyectores adecuados para combustibles líquidos, y las modificaciones necesarias para realizar las mediciones correspondientes y asegurar una correcta pulverización. Como trabajo a futuro, se prevé realizar el arranque de la turbina mediante inyección de gas y realizar posteriormente la transición hacia un funcionamiento con combustible líquido, utilizando los datos obtenidos en el banco de ensayos de inyectores.

1.3- Modificaciones en el sistema de lubricación

El sistema de lubricación original del turbocompresor empleaba mangueras de plástico que no resisten las presiones ni temperaturas de operación, generando pérdidas y fallas recurrentes. Para solucionar esto, se realizó la reconversión completa del circuito, reemplazando dichas mangueras por tuberías de cobre con roscas en los extremos, obteniendo un sistema más confiable y adecuado a las exigencias del equipo.

1.4- Implementación de elementos de medición

De manera complementaria, se incorporaron instrumentos de medición de presión en puntos de interés de la instalación de la turbina de gas. Para su instalación fue necesario el desarme completo del equipo, y determinar el rango de medición adecuado para cada instrumento según las condiciones esperadas en cada punto. Una vez que la turbina opere en condiciones normales, los valores registrados podrán utilizarse como datos experimentales en la cátedra de turbomáquinas.

2.- MARCO TEÓRICO

2.1- Turbina de gas y turbocompresores

Una turbina de gas es una máquina térmica que convierte la energía química de un combustible en trabajo mecánico a través de un ciclo termodinámico continuo. Su principio de funcionamiento se basa en el ciclo Brayton, compuesto por tres etapas principales: compresión del aire, combustión a presión aproximadamente constante en condiciones reales, y expansión de los gases en la turbina.

El conjunto está conformado por un compresor centrífugo, una cámara de combustión y una turbina de expansión, ambos unidos por un eje común. El compresor eleva la presión del aire aspirado, el cual ingresa a la cámara de combustión donde se mezcla con el combustible inyectado y la mezcla se quema. Los gases resultantes, a alta temperatura y presión, se expanden en la turbina generando el trabajo mecánico necesario para mover el compresor.

En el banco de la turbina de gas ya construido, se utiliza un turbocompresor vehicular. Este tipo de dispositivo fue diseñado originalmente para sobrealimentar motores de combustión interna, aprovechando la energía de los gases de escape para comprimir el aire de admisión. Su arquitectura compacta, con compresor y turbina unidos por un mismo eje de alta velocidad, lo hace apto para ser reconvertido como turbina de gas, siendo ampliamente utilizado en proyectos experimentales.

2.2- Sistema de lubricación en turbocompresores

El sistema de lubricación es uno de los componentes más críticos en un turbocompresor, dado que el eje central gira a velocidades extremadamente elevadas, que en equipos de aplicación vehicular pueden superar las 100.000 RPM. Bajo estas condiciones, la lubricación adecuada es indispensable para reducir la fricción, disipar el calor generado en los cojinetes y garantizar que el equipo alcance la vida útil adecuada.

El principio de funcionamiento se basa en la circulación continua de aceite a presión a través de los cojinetes del eje. El aceite ingresa por una línea de alimentación, lubrica y refrigera los cojinetes, y retorna al tanque por una línea de retorno de mayor diámetro, aprovechando la gravedad y la diferencia de presión.

Requisitos del sistema de lubricación:

- Resistencia térmica: el aceite y las líneas deben soportar temperaturas elevadas.
- Resistencia a la presión: las líneas deben mantener su integridad ante las presiones de trabajo sin deformarse ni desprenderse de las conexiones.

- Estanqueidad: cualquier pérdida de aceite compromete la lubricación del eje y puede causar fallas en el equipo o condiciones no seguras (aceite caliente).
- Retorno eficiente: la línea de retorno debe tener suficiente diámetro y pendiente para evitar la acumulación de aceite en la carcasa central, lo que podría generar pérdidas por los sellos del eje.

Materiales utilizados en líneas de lubricación:

Los materiales más comunes para las líneas de lubricación en turbocompresores son las mangueras de goma reforzadas para aplicación de baja exigencia, y las tuberías metálicas de acero o cobre para aplicaciones donde las temperaturas y presiones son más elevadas. Las tuberías de cobre ofrecen buena resistencia térmica, facilidad de montaje y fijación confiable mediante conexiones con tuerca y virola, siendo una solución ampliamente utilizada en instalaciones de alta confiabilidad.

2.3- Instrumentación de presión

La medición de presión es una de las variables fundamentales en el análisis de turbomáquinas. Conocer los valores de presión en distintos puntos del ciclo permite evaluar el comportamiento termodinámico del equipo, calcular las relaciones de compresión y expansión, y obtener datos experimentales para contrastar con los modelos teóricos.

Instrumentos de medición:

- Manómetro: instrumento mecánico que mide la presión manométrica mediante la deformación de un elemento elástico interno, generalmente un tubo Bourdon. Su medición es en Kg/cm² o Lb/pulg².
- Vacuómetro: similar al manómetro, pero diseñado para medir presiones por debajo de la atmosférica, expresadas en cm.Hg o pulg.Hg.

Para instalar un instrumento de medición en una turbomáquina es necesario realizar una toma de presión, que consiste en un orificio en la pared por donde circula el fluido, conectado mediante una línea al instrumento de medición. El diámetro del orificio debe ser lo suficientemente pequeño para no alterar el flujo interno, pero suficiente para permitir la transmisión de la presión estática hacia el instrumento.

2.4- Sistema de combustible líquido

Los combustibles líquidos más utilizados en turbinas de gas de pequeña escala son el gasoil y el kerosene. Ambos pertenecen a la familia de los hidrocarburos destilados del petróleo y presentan características que los hacen adecuados para la combustión adecuada en turbinas:

- Estabilidad de suministro: a diferencia de los combustibles gaseosos almacenados en cilindros presurizados, los combustibles líquidos no presentan variaciones de presión o temperatura durante el consumo, lo que permite un suministro constante y controlable.
- Alta densidad energética: su poder calorífico inferior (PCI) ronda los 42.000 a 46.000 KJ/Kg, lo que los hace energéticamente eficientes.

- Disponibilidad y costo: tanto el gasoil como el kerosene son combustibles de amplia disponibilidad comercial y costo accesible.

Para que un combustible líquido pueda quemarse eficientemente dentro de una cámara de combustión, es necesario atomizarlo previamente, es decir, convertirlo en una nube de gotas muy finas que aumentan la superficie de contacto con el aire y favorezcan una combustión completa y estable. Esta función es primordial que sea cumplida por el inyector.

El sistema de alimentación de combustible líquido en una turbina de gas consta normalmente de los siguientes componentes: un depósito o tanque de combustible, una bomba de baja presión para alimentar una bomba de alta presión y así alcanzar la presión de inyección requerida, una línea de alta presión, el inyector, y un circuito de retorno del excedente de combustible hacia el tanque.

2.5- Bombas de inyección Common Rail

El sistema Common Rail es un sistema de inyección de combustible de alta presión utilizado ampliamente en motores diésel modernos. Su nombre proviene del riel común (Common Rail) que actúa como acumulador de combustible a alta presión, distribuyendo a cada inyector de forma independiente y controlada.

A diferencia de los sistemas de inyección convencionales, donde la bomba genera la presión de inyección en cada ciclo individualmente, en el sistema Common Rail la bomba eleva y mantiene una presión constante en el riel, desvinculando la generación de presión del momento de inyección. Esto permite mayor flexibilidad en la cantidad y duración de la inyección.

Componentes principales del sistema:

- Bomba de alta presión: eleva la presión del combustible desde valores de baja presión (3 a 6 bar) hasta presiones de trabajo que pueden alcanzar los 2000 bar en sistemas modernos.
- Riel común (Common Rail): acumulador que almacena el combustible a alta presión y lo distribuye a los inyectores, amortiguando las pulsaciones generadas por la bomba.
- Inyectores: reciben el combustible a alta presión y lo pulverizan dentro de la cámara de combustión en el momento y cantidad requeridos.
- Sensor de presión de riel: monitorea la presión en el riel y envía la señal a la unidad de control electrónico (ECU) para su regulación.

En el presente proyecto se utiliza una bomba Bosch CP3, ampliamente utilizada en aplicaciones diésel de media y alta exigencia. Esta bomba cuenta con tres pistones radiales accionados por una corona excéntrica, lo que permite generar presiones elevadas con un caudal estable y un nivel de pulsaciones relativamente bajo, características ideales para alimentar el inyector dentro de la cámara de combustión de la turbina de gas.

La bomba Bosch CP3 está compuesta por los siguientes elementos principales:

- **Carcasa:** Es el cuerpo principal de la bomba, aloja todos los componentes y soporta altas presiones.
- **Eje de accionamiento:** Recibe el movimiento del motor el cual se transmite hacia la corona excéntrica.
- **Corona excéntrica:** Transforma el movimiento de rotación del eje, en movimiento alternativo necesario para que los pistones bombeen el combustible.
- **Pistones:** Esta versión de bomba posee 3 pistones dispuestos radialmente. Son los encargados de comprimir el combustible a la presión requerida.
- **Válvula de retención:** controla el flujo de combustible en la entrada y salida de cada cámara de pistón, asegurando que el combustible fluya en la dirección correcta y se mantenga la presión en el circuito de alta presión.
- **Válvula reguladora de presión:** Se encuentra en la sección de baja presión de la bomba. Su función es regular la cantidad de combustible que ingresa a la sección de alta presión, controlando así la presión final entregada en el Common Rail. En el banco de ensayos esta válvula opera de manera desconectada con respecto a su alimentación (la ECU o algún sistema que brinde 12V), por lo que entrega el caudal máximo (normalmente abierta), siendo la presión regulada externamente mediante una válvula de aguja en la línea de descarga.
- **Bomba de transferencia (Pre bomba):** Es una bomba de engranajes integrada en la carcasa. Su función es aspirar el combustible del depósito y suministrar a la sección de alta presión (en donde se encuentran los pistones) a una presión de alimentación suficiente (baja presión de alrededor de 5 bar).
- **Orings y sellos:** garantizan la estanqueidad del sistema, evitando fugas tanto internas como externas.

2.6- Inyectores diésel

El inyector es el componente encargado de introducir el combustible líquido en la cámara de combustión en forma de una nube finamente atomizada. La calidad de la atomización determina directamente la eficiencia y estabilidad de la combustión, por lo que la selección del tipo de inyector adecuado es una decisión crítica en el diseño del sistema de alimentación.

El inyector diésel opera mediante un principio de apertura por presión. El combustible llega al inyector a alta presión y actúa sobre una aguja cónica que se mantiene cerrada por un resorte calibrado. Cuando la presión del combustible supera la fuerza del resorte, la aguja se levanta y el combustible es forzado a salir a través de los orificios de la tobera, atomizándose al entrar en contacto con el aire de la cámara. Al caer la presión, el resorte empuja la aguja nuevamente hacia su asiento, cerrando la inyección.

La presión de apertura del inyector es un parámetro ajustable mediante la modificación de la precarga del resorte, ya sea cambiando el resorte o agregando arandelas de suplemento entre el resorte y su apoyo, siendo este último el método utilizado en los ensayos presentes.

La calidad de la atomización depende principalmente de la presión de inyección, el diámetro y cantidad de orificios de la tobera, y la viscosidad del combustible. Una mayor presión de inyección produce gotas más finas y una mejor distribución en la cámara, favoreciendo una combustión más completa y estable.

2.6.1- Tipos de inyectores diésel

- **De inyección directa:** El combustible es inyectado directamente en la cámara de combustión principal. La tobera cuenta con múltiples orificios, generalmente entre 4 y 8, dispuestos en un ángulo que genera un patrón de pulverización en abanico. Esto permite una buena mezcla con el aire, pero genera un ángulo de incidencia amplio, lo que puede provocar que el combustible impacte contra las paredes de la cámara de combustión si el flujo de aire no es capaz de evacuar hacia la zona central. Cabe aclarar que en el presente proyecto se hicieron las pruebas pertinentes para un inyector de 6 orificios.



Imagen 1: Inyector de inyección directa (6 orificios)

- **De inyección indirecta:** El combustible es inyectado a través de un único orificio central, generando un chorro (semi pulverizado) concentrado en una única dirección. Este diseño

permite dirigir con precisión el combustible hacia el centro de la cámara, evitando el contacto con las paredes. Requiere presiones de apertura menores que los inyectores de inyección directa y su construcción, al no tener componentes plásticos, le otorga una excelente resistencia térmica, lo que lo hace apto para operar en ambientes de alta temperatura.



Imagen 2: Inyector de inyección indirecta (1 orificio)

2.6.2- Despiece inyector indirecto

A continuación, se muestra el despiece del inyector indirecto:

1. Cuerpo porta inyector: Es la pieza que sirve de estructura para alojar el conjunto interno. Soporta la entrada de combustible a alta presión.
2. Arandela de suplemento: Esta pieza es clave para modificar la precarga del resorte que viene de fábrica, determinando si el inyector abre a más o menos presión.
3. Resorte de presión: Mantiene el sistema cerrado bajo fuerza mecánica constante. Su rigidez evita que el combustible pase hacia la tobera hasta que la presión hidráulica en la bomba venza su resistencia.
4. Arandela centradora: Es la encargada de mantener el resorte colineal a la aguja de la tobera.
5. Placa de distancia: Es el disco que actúa como plano de asiento y guía de centrado. Sus conductos internos permiten que el gasoil a alta presión pase desde el cuerpo principal hacia la cámara de la tobera sin fugas.
6. Aguja de la tobera: Se levanta milimétricamente cuando la presión del gasoil supera la fuerza del resorte, habilitando la inyección.
7. Cuerpo de la tobera: Aloja la aguja en su interior. En su extremo exterior (la punta) se encuentra el orificio calibrado que genera el patrón de pulverización.

Ambos cuerpos se enroscan entre sí y aprietan firmemente las piezas intermedias.



Imagen 3: Inyector indirecto desmontado

3.- DESARROLLO

3.1 - Reconversión del sistema de lubricación

3.1.1 – Diagnóstico del sistema original

El sistema de lubricación original del turbocompresor presenta limitaciones importantes debido al uso de mangueras plásticas flexibles con abrazaderas como conductos principales.

A partir de un análisis del sistema se identificaron dos causas principales de falla: la insuficiente resistencia térmica de las mangueras plásticas para operar con aceite a alta temperatura, y la fijación mediante abrazaderas, que no garantiza la estanqueidad necesaria debido a altas presiones, causando desconexiones durante el funcionamiento del turbocompresor.

Estas condiciones hacían imposible mantener un flujo de aceite constante y confiable, indispensable para proteger el eje y los cojinetes del turbocompresor.

3.1.2- Selección de un nuevo tipo de tubería

Con el objetivo de mejorar la resistencia térmica, la integridad estructural y la durabilidad del circuito, se decidió reemplazar completamente el sistema original por tuberías de lubricación de cobre rígidas pero maleables de 3/8 de pulgada. Esta selección se fundamentó en las siguientes características del material:

- Alta resistencia térmica, superior a las mangueras plásticas originales.
- Buena resistencia mecánica a vibraciones.
- Buena maleabilidad del material lo cual posibilita curvar los tubos para adaptarlos al recorrido del circuito manteniendo el orden del sistema.
- Mayor seguridad ante presiones elevadas, evitando deformaciones.

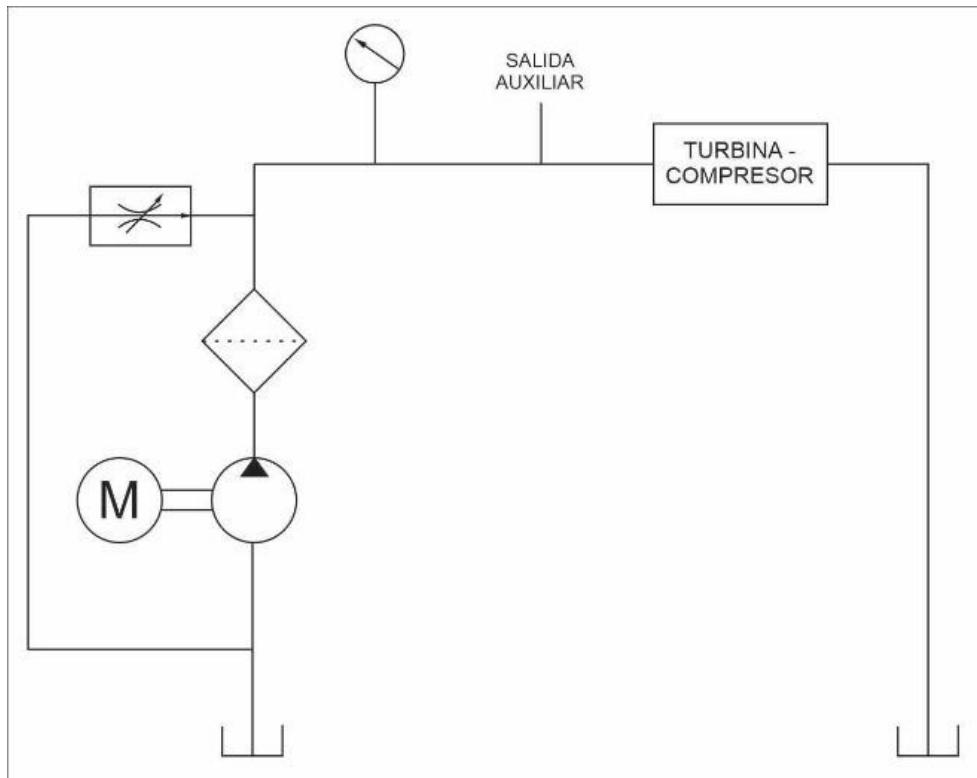
- Conexiones con tuerca y virola que garantizan que las uniones no se desprendan y evitan fugas de lubricante.

El cobre representó la mejor alternativa para garantizar la seguridad y confiabilidad del circuito a un costo accesible.

3.1.3- Proceso de instalación

El proceso de instalación del nuevo sistema de lubricación comprendió las siguientes etapas:

1. Retiro completo de las mangueras plásticas y abrazaderas originales.
2. Relevamiento del recorrido óptimo del circuito para minimizar longitudes innecesarias y elaboración de un croquis de referencia.
3. Corte y curvado de los caños de cobre evitando estrangulamientos.
4. Instalación y ajuste de todos los componentes del circuito.
5. Prueba de funcionamiento mediante el encendido de la bomba de aceite para verificar la ausencia de fugas y el correcto retorno al tanque.



Croquis 1: Circuito de lubricación del turbocompresor

3.1.4- Resultados de la modificación

Luego de la instalación del nuevo sistema, se realizaron pruebas de encendido y funcionamiento del turbocompresor, obteniéndose los siguientes resultados:

- Ausencia total de fugas en todo el recorrido del circuito de aceite.
- Presión de lubricación estable durante todo el ciclo de funcionamiento.

- Mayor seguridad operativa, eliminando el riesgo de desprendimiento o pinchadura de los conductos.

El nuevo sistema de lubricación quedó adecuado para soportar las condiciones futuras de operación, considerando que el funcionamiento con combustible líquido puede implicar temperaturas más elevadas que las registradas durante el funcionamiento con gas propano.

3.2- Desmontaje de la turbina de gas

3.2.1- Desmontaje de la cámara de combustión

Para analizar la reconversión del sistema de alimentación y evaluar la futura instalación del inyector de combustible líquido, fue necesario desmontar la cámara de combustión del turbocompresor.

Como paso previo al acceso a la cámara, se desmontó el tubo en U que conduce el flujo de aire comprimido desde la salida del compresor hacia la entrada de la cámara de combustión. Este conducto se desmontó cuidadosamente para liberar el acceso y evitar esfuerzos sobre los sellos y fijaciones del conjunto.

A continuación, se procedió al desmontaje completo de la cámara de combustión, compuesta por dos elementos principales: el tubo externo de acero y el tubo interno perforado de material refractario, diseñado para soportar las altas temperaturas generadas durante la combustión.

La finalidad de este desmontaje fue evaluar el estado interno de la cámara, verificar la presencia de fisuras o desgaste térmico, y determinar cuál sería el punto más adecuado para instalar el nuevo inyector junto con la entrada de gas destinada al arranque.

En esta etapa se determinó que no es adecuado utilizar el inyector indirecto debido a que la cámara de combustión es muy angosta para el grado de pulverización de este.



Imagen 4: Cámara de combustión desmontada



Imagen 5: Interior de la cámara de combustión

3.2.2- Desmontaje del turbocompresor

El conjunto turbocompresor fue intervenido con el objetivo de obtener tomas de presión en puntos críticos del proceso que no son accesibles de forma externa.

Para realizar este trabajo, se separó la voluta de admisión del conjunto central. Esto permitió posicionar la pieza en una fresadora con el ángulo de inclinación requerido para realizar el orificio destinado a la toma de presión, garantizando la precisión necesaria en su ubicación.

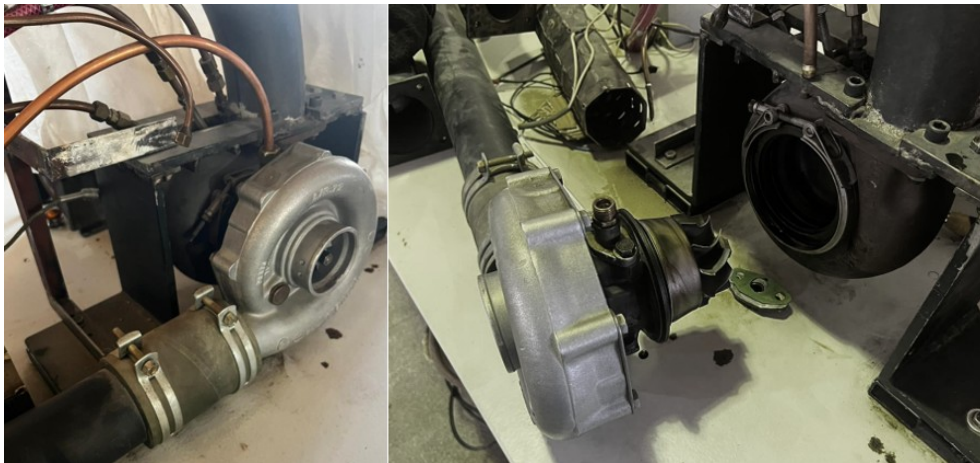


Imagen 6: Desmontaje del compresor



Imagen 7: Álabes de la turbina y voluta del compresor

3.3 – Instrumentación de tomas de presión

3.3.1- Puntos de medición seleccionados

Para monitorear el ciclo de trabajo del turbocompresor se definieron tres puntos de medición de presión, seleccionados en base a su relevancia termodinámica dentro del ciclo y a la accesibilidad física para la instalación de los instrumentos:

- Boca de succión del compresor.
- Periferia del rodete del compresor (salida del flujo).
- Zona de inyección de aire sobre el rodete de la turbina.

3.3.2- Succión del compresor

En la boca de entrada del compresor se instaló una toma de presión para registrar la presión de aspiración. El orificio fue realizado en la carcasa de admisión, al lado del sensor de RPM del rodete. Dado que en este punto la presión es inferior a la atmosférica durante su funcionamiento, se instaló un vacuómetro de rango -76 cm.Hg para su medición. En el caso de que la medición sea muy inferior a la medida por el vacuómetro, se deberá optar por instalar un tubo de medición en U con escala métrica.

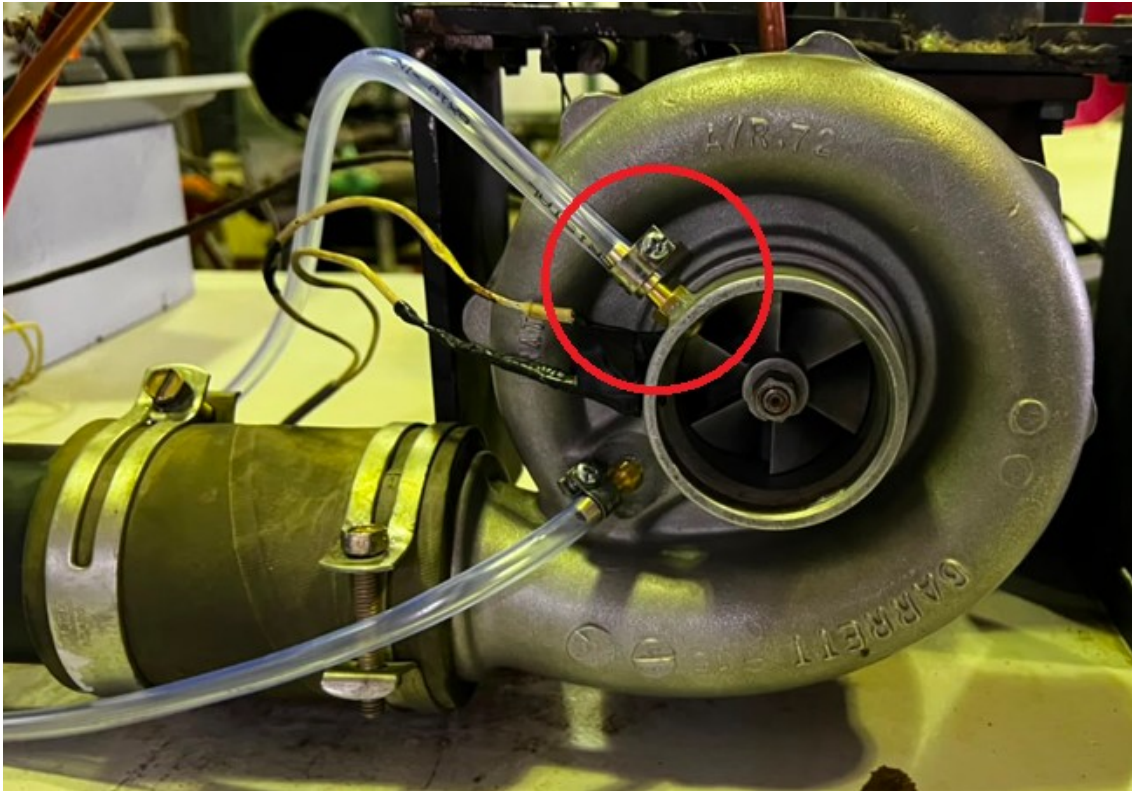


Imagen 8: Toma de presión - Succión del compresor



Imagen 9: Vacuómetro - Succión del compresor

3.3.3- Periferia del rodete del compresor

Para medir la presión estática en la zona de la periferia del rodete del compresor, se intervino la voluta de admisión. El proceso de mecanizado comprendió las siguientes etapas:

- Posicionamiento de la voluta sobre la mesa de la fresadora con un ángulo de inclinación de 41 grados
- Realización de un orificio de 1.5mm de diámetro en la periferia, específicamente en la zona de mayor diámetro del rodete.
- Mecanizado de una cavidad de 8 mm desde la cara externa alrededor del orificio, para alojar la conexión. Dado que el material de la voluta no permitía un roscado confiable, la conexión fue fijada mediante adhesivo bi-componente, garantizando la estanqueidad y resistencia mecánica necesaria para la aplicación.



Imagen 10: Perforación en la voluta para toma de presión



Imagen 11: Toma de presión - Periferia del rodete del compresor

En este punto se instaló un manómetro de rango 0-2 kg/cm² considerando que la presión estimada para la salida del compresor en los regímenes de ensayo del banco se sitúa normalmente entre 0.4 y 0.8kg/cm². Se buscó que la presión de trabajo se sitúe en el tercio central de la escala total, proporcionando un margen superior para absorber sobrepresiones transitorias sin dañar el mecanismo del manómetro.



Imagen 12: Manómetro - Periferia del rodete del compresor

3.3.4- Zona de inyección de aire sobre los álabes de la turbina

Para la medición de presión en la zona de los álabes de la turbina se aprovechó el sistema de arranque neumático original del equipo, evitando así la necesidad de perforar la carcasa de fundición de la turbina.

El sistema de arranque funciona inyectando aire a presión directamente sobre los álabes para vencer la inercia inicial y hacer girar el rodete. En el mismo, se instaló un acople en T en una de las mangueras de soplado, al cual se conectaron dos válvulas esféricas y el instrumento de medición.

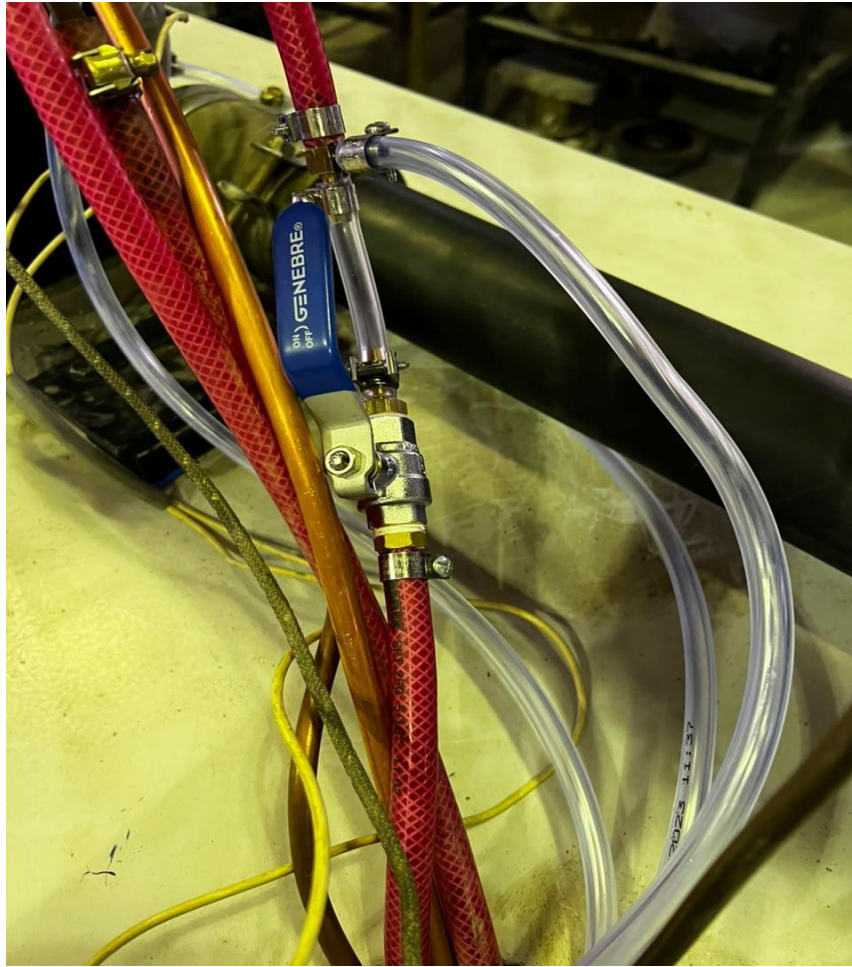
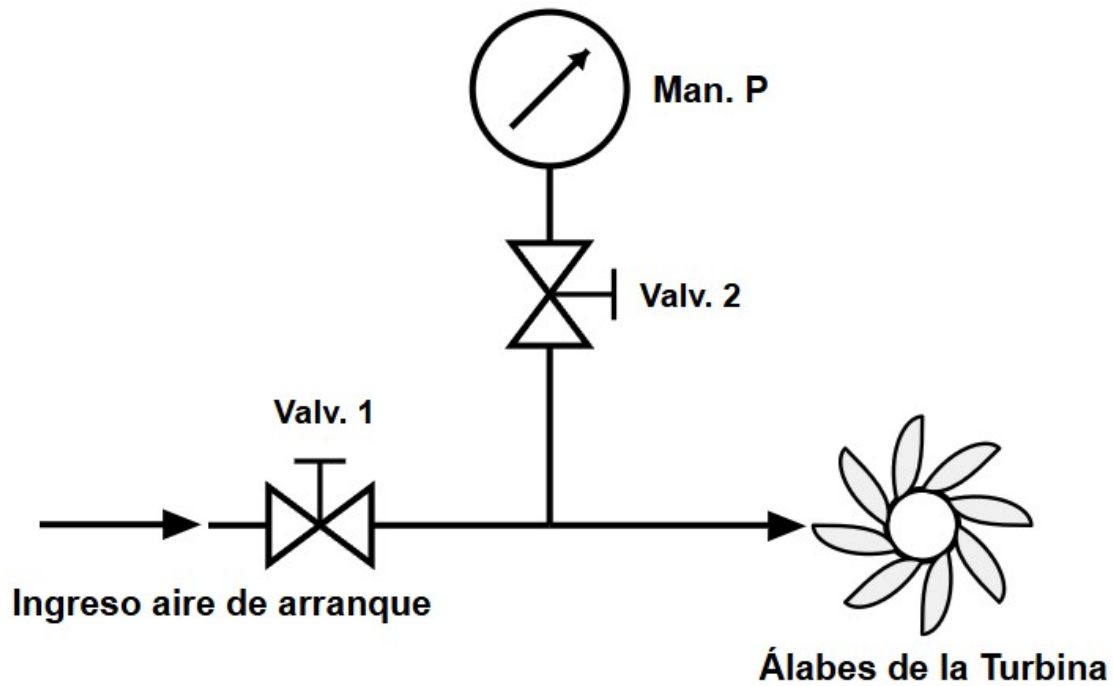


Imagen 13: Válvula esférica y acople T - Medición turbina

El funcionamiento del sistema es el siguiente:

Durante el arranque neumático, la válvula 2 hacia el manómetro permanece cerrada para proteger el instrumento, actuando de aislante, mientras que la válvula 1 de admisión se habilita para direccionar el aire hacia el rodete. Una vez que el turbocompresor alcanza el régimen de operación y se detiene el suministro externo de aire, se cierra la válvula 1 para evitar el retroceso del flujo y mediciones erráticas, y se abre la válvula 2 que aísla el manómetro, habilitando de este modo la línea como toma estática de presión acoplada directamente al manómetro.



Croquis 2: Sistema de toma de presión en la turbina

En este punto se instaló un manómetro de rango 0-4 kg/cm², debido a que, una vez establecida la combustión continua, la presión estática generada por los gases en la expansión al incidir sobre el rodete de la turbina aumenta significativamente al elevarse las RPM del equipo.



Imagen 14: Manómetro - Zona de inyección sobre álabes de la turbina

3.3.5- Diseño y fabricación del soporte para instrumentación

Debido a que los manómetros y el vacuómetro seleccionados para el monitoreo de las presiones estáticas del ciclo carecían de bridas, pestañas o elementos para su sujeción superficial, se determinó la necesidad de diseñar un elemento de fijación. El objetivo principal de este componente fue agrupar los tres instrumentos de medición, garantizando una disposición ordenada, segura y de fácil acceso para su lectura durante los ensayos del turbocompresor.

Para el desarrollo del soporte, se recurrió inicialmente al modelado tridimensional mediante el software SolidWorks. La geometría de la pieza se modeló como un bloque unificado con un alojamiento para cada manómetro, dimensionado con las tolerancias justas para que calce de manera adecuada.

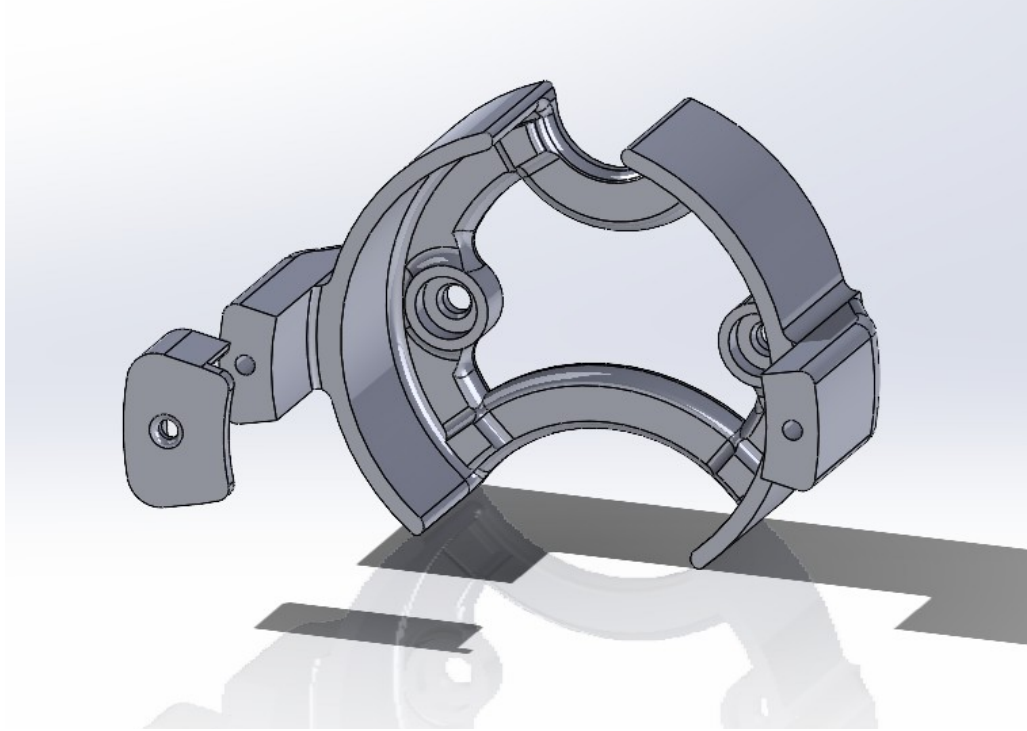


Imagen 15: Modelado tridimensional del soporte - SolidWorks

Una vez corroboradas las medidas, el archivo fue exportado en formato de malla (STL) hacia un software de laminado slicer (UltimakerCura), para configurar los parámetros de impresión. Durante esta etapa, se prioriza la densidad alta de relleno (infill) y doble espesor común de capas de pared para mayor resistencia (un total de 4 líneas de pared, cada una de 0.4mm). El propósito del aumento de ambas variables fue conferir a la pieza una resistencia mecánica mayor para soportar los esfuerzos mecánicos del montaje y vibraciones del banco de ensayos.

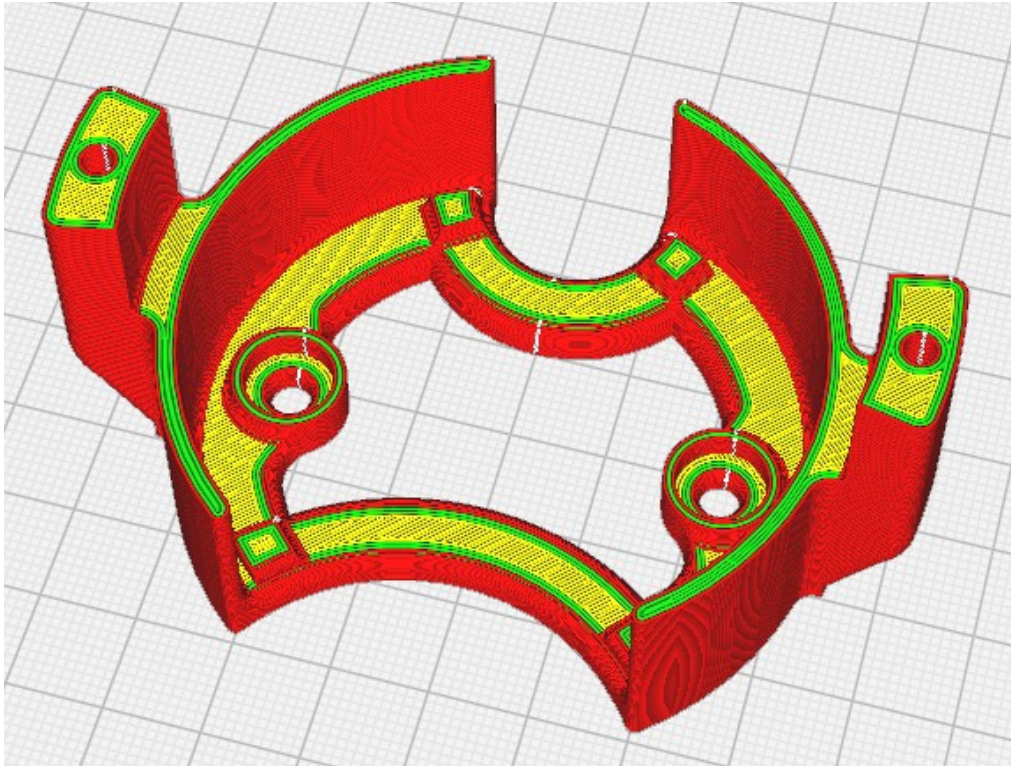


Imagen 16: Análisis de capas en laminado 3D - UltimakerCura

Finalmente, la pieza fue impresa utilizando una impresora 3d (Creality Ender 3 S1 Pro). El material utilizado fue plástico PLA INGEO, el cuál posee una resistencia mecánica mejorada al PLA clásico, y resiste temperaturas de hasta 40 grados la cuál es suficiente para la zona en las que fueron colocados.

Los 2 manómetros y el vacuómetro fueron fijados sobre una pieza metálica la cual se abulonó sobre el banco de ensayos en una zona de fácil acceso para el usuario:

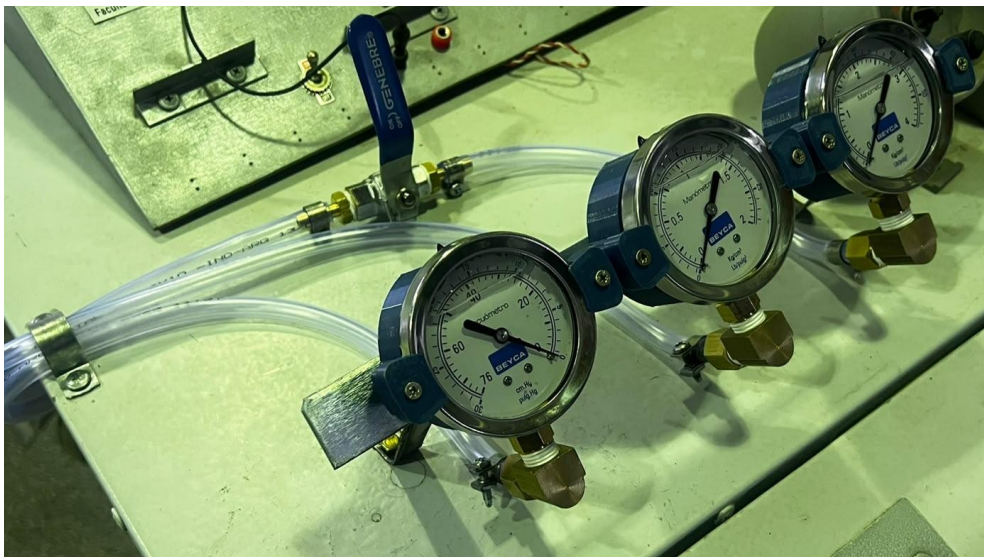


Imagen 17: Instrumentación acoplada a los soportes fabricados en 3D – Banco de ensayos

3.4- Selección y reacondicionamiento de la bomba de inyección

3.4.1- Selección de la bomba

En una primera instancia se evaluó la posibilidad de utilizar una bomba de combustible del tipo naftera conectada directamente a una batería de 12V, de menor costo y mayor disponibilidad. Sin embargo, al conectarla en conjunto con el inyector de inyección indirecta, se observó que la presión generada resultaba insuficiente para lograr una pulverización adecuada de combustible, alrededor de 5 Mpa, medido con un manómetro que fue conectado a la salida de la bomba. Las mismas, están diseñadas para trabajar a presiones menores a las requeridas por un inyector diésel. Por este motivo, la bomba naftera fue descartada para la aplicación del proyecto.



Imagen 18: Bomba de nafta eléctrica de 12V

Para la alimentación del sistema de inyección de combustible líquido se seleccionó una bomba Bosch CP3 de alta presión, comúnmente utilizada en sistemas diésel con Common Rail. Los criterios de selección se basaron en su capacidad de alcanzar presiones elevadas, indispensables para lograr una atomización adecuada dentro de la cámara de combustión, su robustez y confiabilidad en aplicación de alta exigencia, y su disponibilidad debido a que fue una donación al taller de ingeniería mecánica.

3.4.2- Evaluación inicial

Debido a que la bomba se encontraba desmontada tras un largo periodo de inactividad, presentaba signos de deterioro superficial. Por este motivo, previo a su instalación se llevó a cabo una inspección de su estado general, identificándose los siguientes puntos críticos:

- Presencia de sedimentos, carbonilla y restos de combustible en el cuerpo exterior.
- Eje con excesiva resistencia al giro.
- Movimiento irregular de algunos elementos móviles producto de suciedad acumulada.
- Orings endurecidos o deformados, con pérdida de elasticidad.
- Sedimentos en el interior del cabezal y en la cámara de los pistones.

Debido a esto, se determinó que era imprescindible realizar un reacondicionamiento completo de la bomba antes de su puesta en servicio.

3.4.3- Desarme y limpieza

Se procedió al desmontaje total de la bomba, separando los siguientes componentes: cuerpo principal, bomba de transferencia (Pre bomba), válvula reguladora de presión, válvulas de entrada y salida, pistones y resortes, eje principal, corona excéntrica, tornillería y Orings.

Durante el desarme se inspeccionó visualmente cada pieza verificando que no existieran daños significativos, rayaduras profundas, fisuras o deformaciones que pudieran comprometer el funcionamiento del equipo.



Imagen 19: Bomba de inyección antes del desarme y limpieza



Imagen 20: Bomba secundaria y válvula antirretorno de la descarga

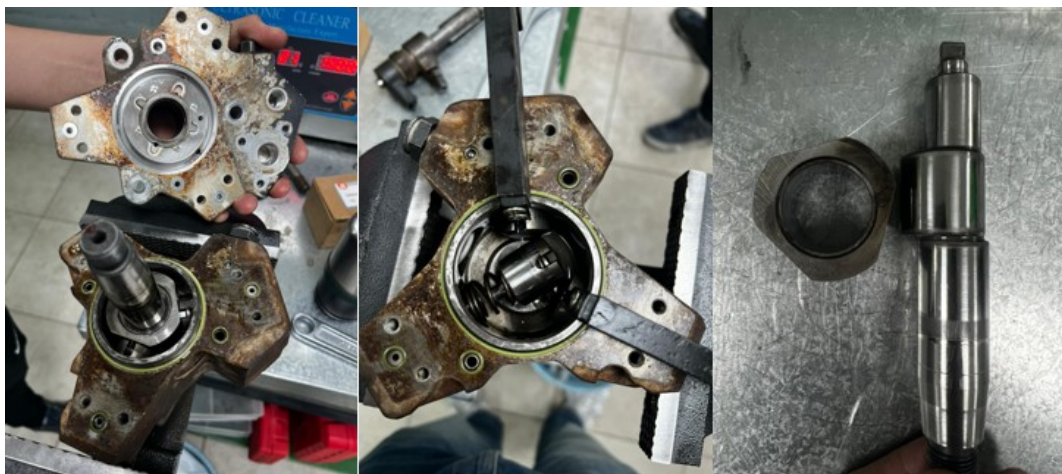


Imagen 21: Eje de accionamiento y pistones de la bomba

Luego, cada pieza fue sometida a un proceso de limpieza por ultrasonido utilizando una solución desengrasante específica para componentes de inyección. Este método permitió remover completamente los residuos internos, limpiar cavidades de difícil acceso manual y asegurar que las superficies estuvieran libres de partículas que pudieran dañar los sellos o rallar los pistones y sus alojamientos.



Imagen 22: Limpieza por ultrasonido

3.4.4- Rearmado de la bomba

Con todas las piezas limpias y Orings nuevos, se procedió al rearmado de la bomba siguiendo el orden inverso al desarme.

- Montaje de los pistones, resortes y corona excéntrica junto con el eje principal, verificando manualmente el libre desplazamiento de los pistones.
- Montaje de la tapa de pistones y las válvulas de cada compartimiento.
- Ajuste de la bomba de transferencia.
- Instalación de válvula reguladora de presión.



Imagen 23: Bomba reensamblada

3.4.5- Verificación del funcionamiento

Una vez rearmada, la bomba fue probada en un banco de pruebas específico para bombas del tipo Common Rail. Las pruebas realizadas confirmaron carga uniforme en los tres pistones, ausencia de pérdidas internas, pulsos de presión estables y repetitivos, y capacidad de generar el caudal necesario para el sistema de inyección del proyecto.

3.5- Selección de inyectores

3.5.1- Criterios de selección

Para la selección del inyector adecuado para su futuro montaje en la cámara de combustión de la turbina de gas, se consideraron los siguientes criterios:

- Resistencia térmica: El inyector debe operar expuesto a las altas temperaturas presentes dentro de la cámara de combustión, por lo que se descartaron inyectores de aplicación naftera cuya construcción no soportaría dichas condiciones debido a las partes plásticas.
- Patrón de pulverización: El chorro de combustible no debe impactar contra las paredes de la cámara de combustión para evitar excesos de temperatura localizados (la llama se pega a las paredes y destruye la capa fría del aire, derritiendo la misma) y depósitos de carbón.
- Ausencia de componentes plásticos: Dado el ambiente de alta temperatura, el inyector debe estar construido totalmente en materiales metálicos.
- Presión de apertura ajustable: Es deseable poder modificar la presión de apertura del inyector para adaptarlo a las condiciones de operación del sistema (suplementando la cantidad de arandelas que ejercen presión sobre el resorte o cambiando el mismo).

3.5.2- Inyector de inyección directa

Las siguientes pruebas se realizaron en un banco de ensayos de un laboratorio de inyección diésel con el fin de evaluar el funcionamiento de la bomba y el patrón de inyección de los inyectores.

El primer inyector evaluado fue uno de inyección directa con 6 orificios, que genera un patrón de pulverización en abanico con un ángulo de incidencia amplio. Si bien este tipo de inyector produce una buena atomización, el ángulo de pulverización resultó incompatible con la geometría de la cámara de combustión de la turbina, ya que los chorros laterales impactarían contra las paredes internas, generando zonas de temperatura excesiva y acumulación de combustible no quemado.

Por estos motivos, el inyector de inyección directa fue descartado para la aplicación en la turbina, siendo utilizado únicamente como referencia comparativa durante las pruebas en el banco de ensayos.



Imagen 24: Inyector de inyección directa - Pulverización

3.5.3- Inyector de inyección indirecta

El inyector seleccionado es de inyección indirecta, proveniente de un motor Perkins 100 (utilizado en tractores Shibaura). Al poseer un único orificio central, genera un cono de inyección de ángulo muy estrecho. Este patrón de pulverización resulta ideal para proyectar el combustible directamente hacia el eje longitudinal de la cámara de combustión (grado cero), evitando así el impacto de este contra las paredes interiores.

Las características que determinaron su elección fueron:

- Construcción totalmente metálica, sin componentes plásticos, apta para operar en ambientes de alta temperatura.
- Patrón de pulverización central con ángulo de incidencia nulo, compatible con la geometría de la cámara de combustión angosta de la turbina.

- Presión de apertura original de aproximadamente 60 bar, ajustable mediante la incorporación de arandelas de suplemento sobre el resorte interno, permitiendo adaptar la presión de inyección a los requerimientos del sistema.



Imagen 25: Inyector de inyección indirecta - Pulverización

3.6- Construcción del banco de ensayos para inyectores

3.6.1- Objetivos del banco de ensayos para inyectores

El banco de ensayos fue diseñado y construido con el objetivo de probar diferentes inyectores diésel en condiciones controladas, permitiendo obtener datos de presión de inyección y caudal para cada condición de operación. Estos datos son fundamentales para determinar las condiciones óptimas de funcionamiento del inyector seleccionado.

Los requisitos de diseño establecidos fueron:

- Capacidad de generar y regular la presión de inyección en un rango amplio de operación mediante una válvula.

- Posibilidad de variar la velocidad de accionamiento de la bomba (RPM) para obtener distintos caudales.
- Manómetro de medición de presión en la línea (Hasta 6000 PSI).
- Circuito de retorno de combustible para regular el caudal entregado al inyector.
- Estructura que garantice la estabilidad del equipo y seguridad frente al manejo de fluidos de alta presión.

3.6.2- Selección del motor eléctrico

Para determinar la potencia necesaria para accionar la bomba, se utilizó la siguiente expresión:

$$N = P \cdot Q \quad \text{Ec. (1)}$$

Donde N es la potencia requerida, P es la presión de trabajo máxima y Q es el caudal máximo entregado por la bomba.

P rail [MPa]	P rail [Pa]	Q entrega [L/h]	Q entrega [m3/s]	Potencia [W]	Potencia [Hp]
80	80000000	49.3	1.36944E-05	1095.556	1.469

Tabla 1: Cálculo de potencia para la elección de motor de accionamiento de bomba

En base a los resultados obtenidos en las pruebas de verificación de la bomba, se seleccionó un motor eléctrico trifásico de 1,5 HP con una velocidad nominal de 925 RPM, el cuál es el adecuado para accionar la bomba en todo el rango de operación requerido.



Imagen 26: Motor trifásico de 1.5HP

3.6.3- Estructura y sistema de transmisión

El montaje se realizó sobre una base metálica fabricada a medida, sobre la cual se fijaron tanto el motor eléctrico como la bomba mediante bulones y ángulos que generan soporte y rigidez. El sistema de transmisión entre ambos componentes se realizó mediante polea y correa con relación de transmisión 1:1 corroborando su funcionamiento adecuado sin que patine.

La bomba fue montada mediante un bulón en uno de sus orificios de montaje, que actúa como pivote permitiendo tensar la correa.

Debido a que el eje de accionamiento de la bomba de alta presión cuenta con un extremo roscado, y la polea disponible presentaba un núcleo interno con perfil liso (careciendo de chavetero o de cono de fijación), se diseñó una solución artesanal para garantizar la correcta transmisión del par torsor.

Posteriormente, se posicionó la polea de forma concéntrica respecto al eje, y se introdujo un bulón estructural a través de su centro de superficie lisa (sin rosca). El mismo se enroscó en el remanente de la rosca interna solidaria al eje de la bomba. Al aplicar el torque de ajuste al bulón, se generó una fuerza de compresión que prensa firmemente la polea contra la cara de las tuercas soldadas. Este mecanismo asegura la fijación por fricción superficial, eliminando cualquier posibilidad de juego axial entre la polea y el eje de la bomba.

Durante el montaje, también fue fundamental alinear las poleas en planos paralelos para garantizar una transmisión estable y sin vibraciones que pudieran provocar que se afloje o se salga de la canaleta la correa durante su funcionamiento.

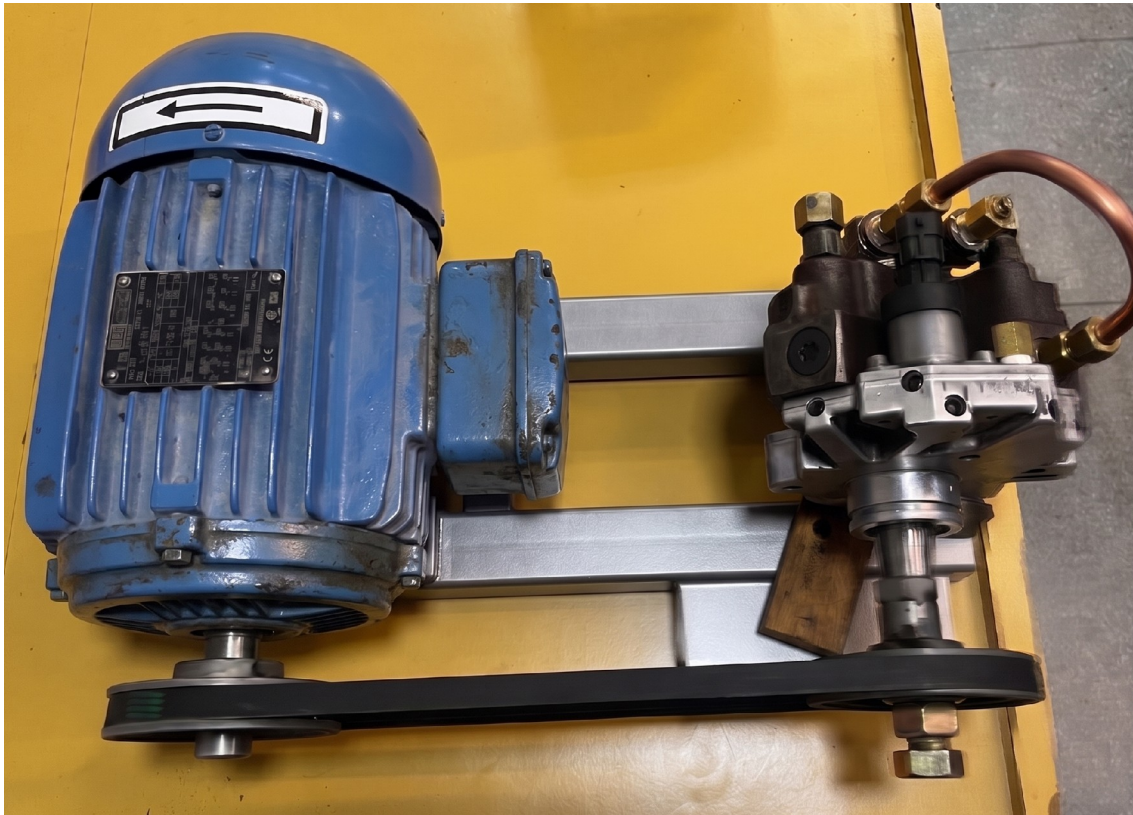


Imagen 27: Base metálica con motor y bomba montados

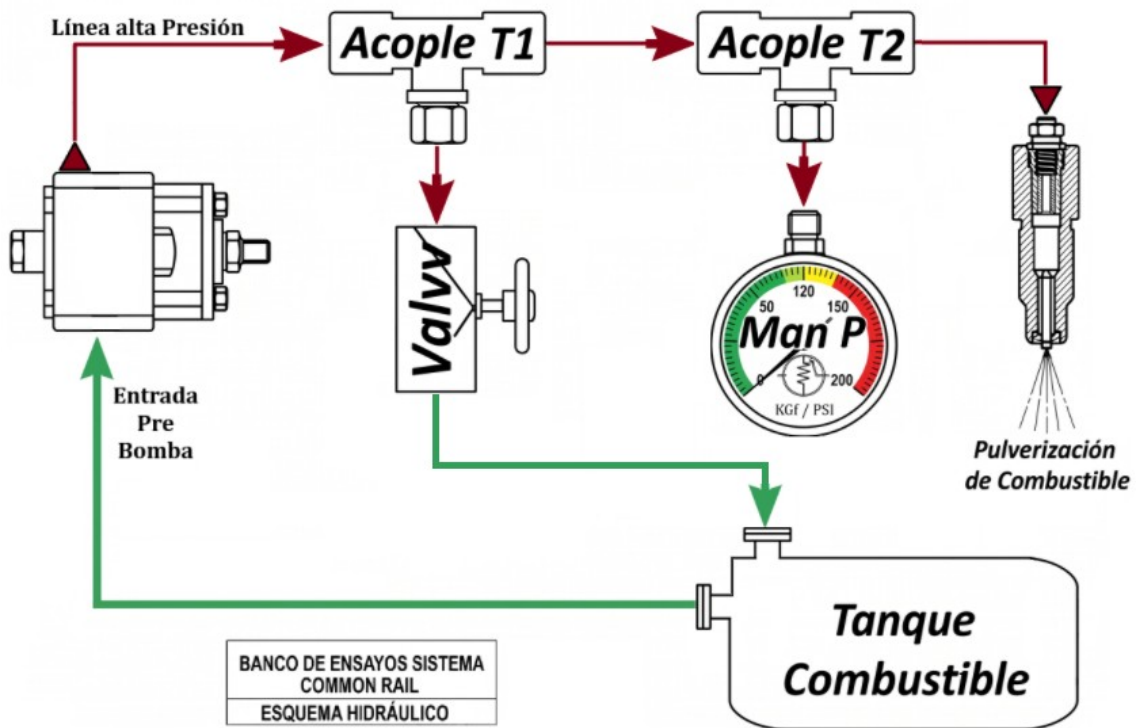
3.6.4- Sistema de alimentación de combustible

El circuito de combustible del banco fue diseñado diferenciando claramente la línea de baja presión de la línea de alta presión:

- Línea de baja presión: Para el tramo de succión desde el tanque hacia la prebomba, y para la línea de retorno de la bomba, se utilizaron mangueras flexibles comunes, dado que la presión en estos puntos es mínima.
- Línea de alta presión: Para la salida de alta presión de la bomba hacia el inyector se utilizaron caños de acero inoxidable de diámetro 1/4", seleccionados por su elevada resistencia a la presión (10000 PSI) en comparación con los caños de cobre (entre 400 PSI y 700 PSI). Dado que el estándar de rosca de los caños de acero inoxidable difiere del de la bomba, se utilizaron acoples de rosca métrica a pulgadas con tuercas y virolas cónicas. La rosca en la salida de la bomba es M14, mientras que la conexión al inyector puede variar entre M12 y M14 según el inyector utilizado.

Sobre la línea de alta presión se instalaron dos derivaciones en T:

- Retorno y control: La primera derivación T permite desviar el combustible sobrante hacia el tanque, regulado mediante una válvula de aguja. Esto permite controlar el caudal entregado al inyector y evitar sobrepresiones en el sistema.
- Monitoreo de presión: La segunda derivación T se utilizó para conectar un manómetro de 6000 PSI de presión máxima, permitiendo la lectura de la presión de trabajo en la línea durante los ensayos.



Croquis 3: Esquema del circuito de combustible de baja y alta presión

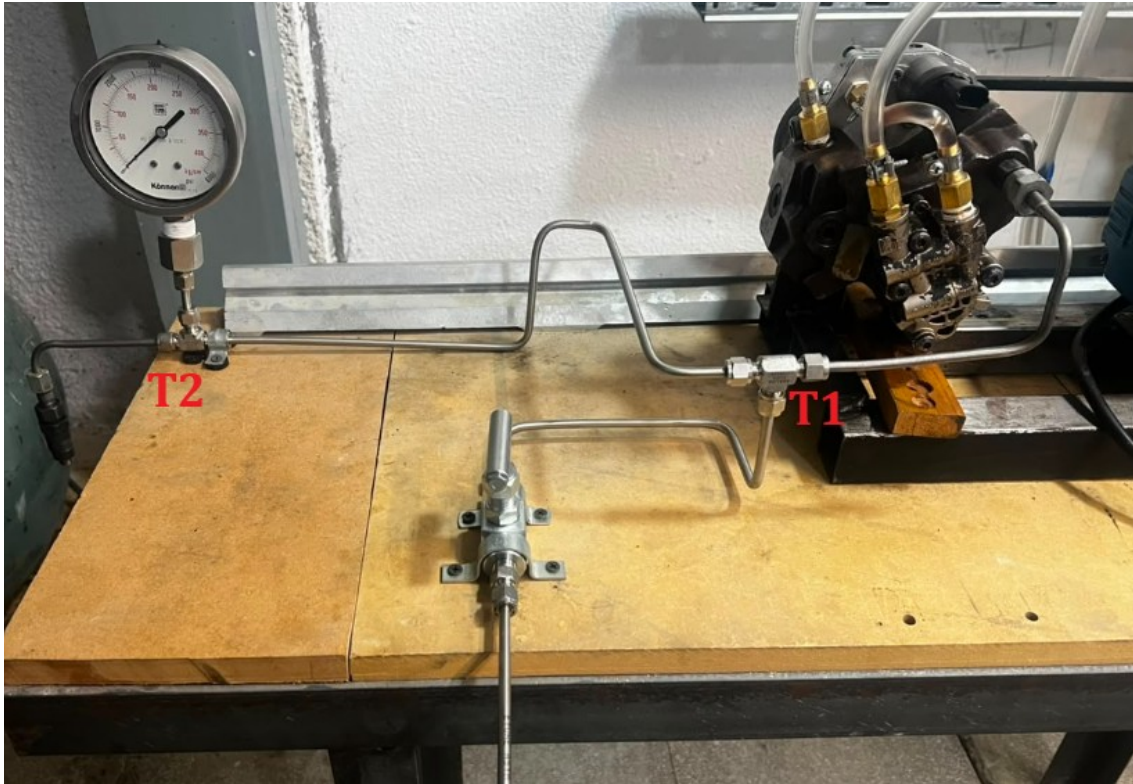


Imagen 28: Derivaciones T1 y T2 en la línea de alta presión

Durante el montaje del circuito hidráulico, se presentó la limitación debido a la nula disponibilidad en el mercado local de conectores comerciales capaces de vincular de forma directa la salida de alta presión de la bomba (rosca métrica M14) con las cañerías de acero inoxidable del sistema hidráulico principal (las cuales emplean un estándar de rosca no convencional).

En una primera instancia, se intentó subsanar esta incompatibilidad geométrica mediante un proceso de soldadura con soplete, empleando una aleación con un 15% de contenido de plata para fijar un extremo roscado métrico al conducto de acero inoxidable. Sin embargo, este método no resultó efectivo: las tensiones térmicas inducidas durante el proceso, sumada a la fragilidad de la unión ante esfuerzos dinámicos, provocaron la fractura repetitiva de cada intento de unión, durante el ajuste mecánico del sistema.



Imagen 29: Fractura de la unión por soldadura - Acero Inoxidable con Acero al carbono

Para resolver el problema sin comprometer la integridad estructural de la línea, se recurrió a la reutilización de componentes. Se recuperó una línea de inyección de alta presión de acero perteneciente a un motor diésel en desuso. Uno de los extremos de este conducto poseía de forma original la tuerca y virola cónica para asentar perfectamente por interferencia en la salida de la bomba Common Rail (la misma, se puede visualizar como marca 'A' en la imagen 30), por lo que dicho acople se mantuvo intacto, logrando una aislación mecánica perfecta, libre de tensiones térmicas por soldadura.

El extremo opuesto de la cañería recuperada fue cortado y reacondicionado para ser vinculado a la cañería de acero inoxidable del sistema de alta presión. Para esta unión, se utilizó un conector hidráulico estándar con virola para alta presión. (marca 'B' en imagen 30)

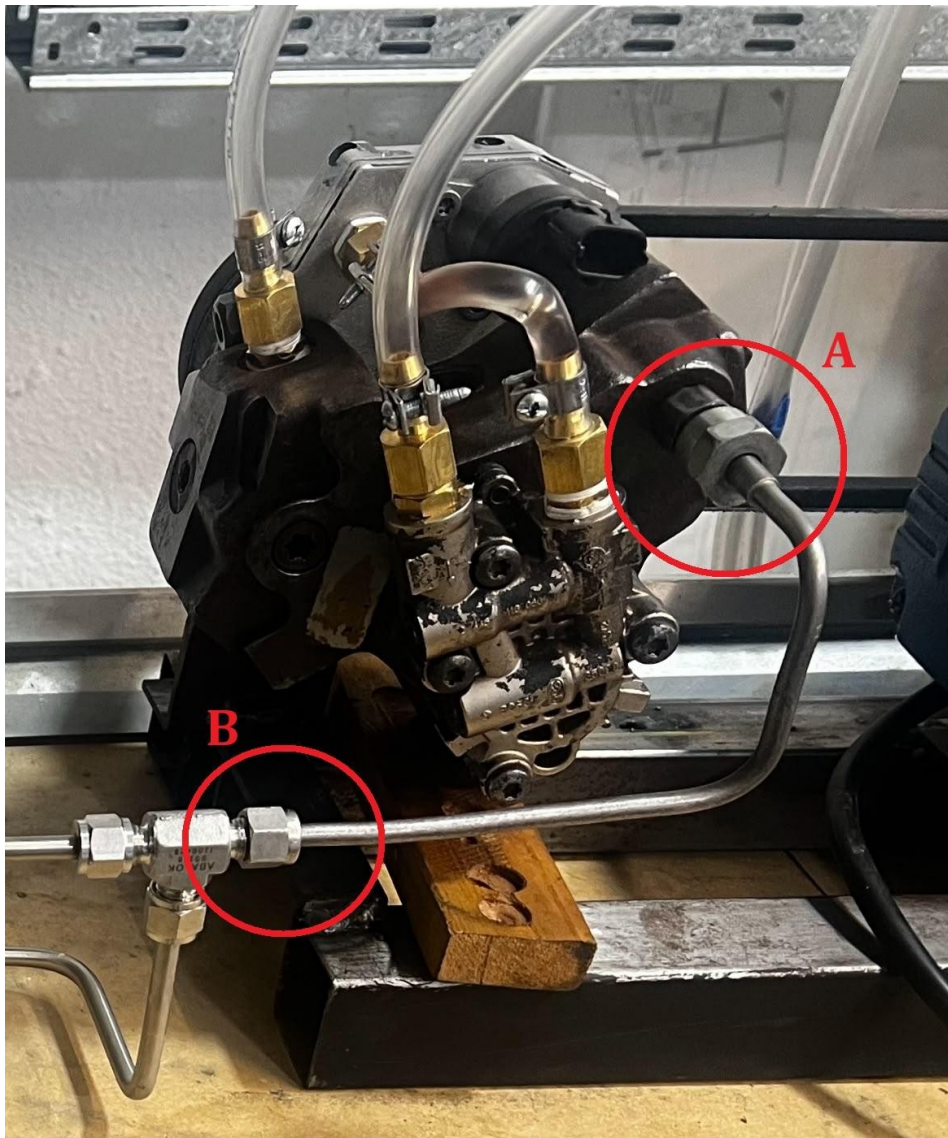


Imagen 30: Conectores A y B – Salida bomba Common Rail

3.6.5 - Variador de frecuencia

Para poder regular la velocidad de giro de la bomba y poder realizar ensayos a distintas condiciones de operación, se instaló un variador de frecuencia de 5 HP conectado al motor, marca iG5A. Este dispositivo permite modificar la frecuencia de alimentación del motor eléctrico, variando así su velocidad de giro y en consecuencia el caudal entregado por la bomba. De esta forma es posible encontrar la velocidad óptima de operación para obtener una inyección adecuada con la menor cantidad de pulsaciones posible.

Este dispositivo rectifica la señal alterna de entrada convirtiéndola en corriente continua, para luego sintetizar una nueva onda alterna de salida mediante un inversor. Al generar esta señal desde cero, el variador permite controlar con precisión la frecuencia y alterar electrónicamente la secuencia de fases, lo que posibilita invertir desde el panel de control el sentido de giro del motor de forma instantánea y segura.



Imagen 31: Variador de frecuencia iG5A

Los siguientes datos obtenidos de la placa de información del motor se utilizaron para obtener las RPM a las que gira el mismo con la ecuación 2 en función de la frecuencia del variador, recordando que ambas poleas tienen relación de transmisión 1:1:

Datos del motor:

- Frecuencia de alimentación: 50 Hz
- Velocidad nominal de giro: 925 RPM

$$Velocidad\ de\ giro\ (RPM_i) = \frac{Frecuencia\ eléctrica\ (Hz_i) \cdot Velocidad\ nominal\ de\ giro\ (RPM)}{Frecuencia\ de\ alimentación\ (Hz)}$$

Ec. (2)

Hz _i	RPM _i
5	92.5
10	185
15	277.5
20	370
25	462.5
30	555
35	647.5
40	740

45	832.5
50	925

Tabla 2: RPM motor en función de la frecuencia del variador



Imagen 32: Datos del motor trifásico

3.6.6 - Diseño y fabricación de un riel acumulador de presión

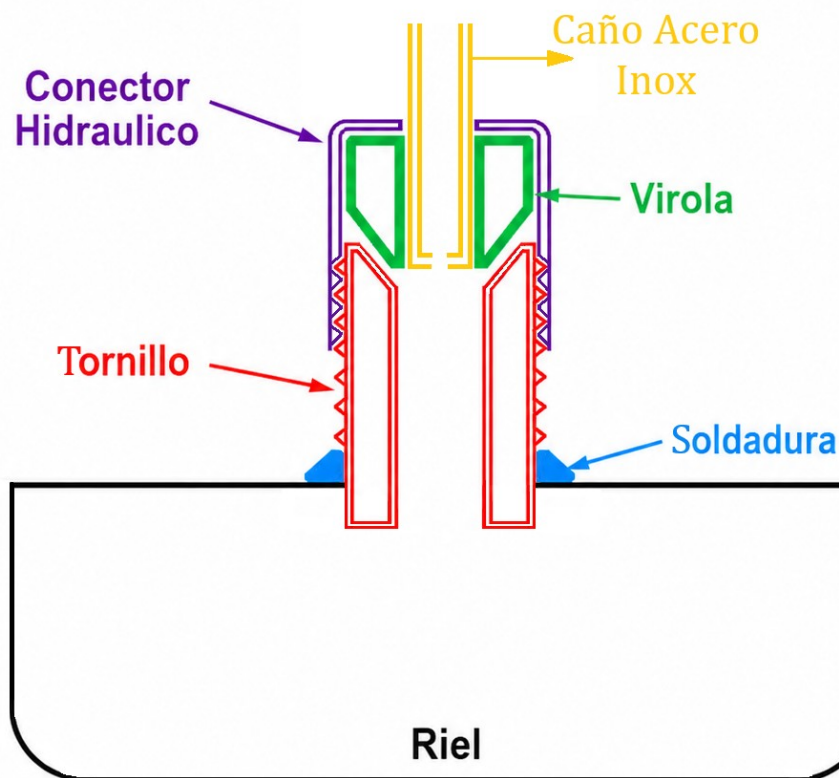
Durante los ensayos preliminares de inyección en el banco, se detectó un régimen altamente pulsante durante la apertura de los inyectores. Debido a que este fenómeno compromete la estabilidad del flujo y resulta incompatible con los requerimientos de una combustión continua en turbinas de gas, se determinó la necesidad de incorporar un riel acumulador de presión (del tipo common rail) en la línea de alta presión para amortiguar las pulsaciones hidráulicas generadas por el bombeo de combustible en los pistones de la bomba hidráulica.

El componente fue diseñado y fabricado a partir de un caño de diámetro exterior de 40 mm, una longitud total de 265 mm y un espesor de pared de 5 mm, sellado herméticamente en ambos extremos mediante la adición de dos tapas soldadas. Para las conexiones de entrada y salida de combustible, se soldaron sobre los extremos del cilindro dos tornillos, los cuales fueron

previamente perforados sobre su eje central para habilitar el pasaje del fluido. Asimismo, al extremo superior de cada tornillo se le realizó un biselado interno con la conicidad adecuada para que cumpla la función de asiento de la virola hidráulica. Este diseño permite que no haya fugas en el sistema, garantizando la estanqueidad total del mismo con acople rígido de las cañerías hidráulicas de alta presión.

Cabe destacar que las dimensiones geométricas seleccionadas para este componente crítico resultan significativamente mayores en comparación con los rieles comunes de Common Rail empleado en motores diésel. En un vehículo convencional, el riel posee un volumen interno acotado debido a restricciones de espacio. Sin embargo, si un volumen tan reducido es capaz de mitigar con éxito las pulsaciones para alimentar a múltiples inyectores, el incremento intencional del volumen en nuestro diseño asegura un margen de operación sobrado para cumplir dicha función.

Al confinar una masa volumétrica de fluido mayor, el riel actúa como un acumulador de energía hidráulica de gran inercia.



Croquis 4: Croquis tornillo-virola con asiento cónico

3.6.7 - Cálculos de presión admisible - Riel acumulador de presión

Datos del cilindro expresados en milímetros:

Diámetro Ext	Diámetro Interno	Espesor pared	Largo
40mm	30mm	5mm	265mm

Tabla 3: Dimensiones cilindro para construcción de riel acumulador

$$\text{Espesor} > \frac{\text{Radio Interno}}{10} \quad \text{Ec. (3)}$$

$$5\text{ mm} > \frac{15\text{ mm}}{10} \rightarrow 5\text{ mm} > 1.5\text{ mm}$$

Como el espesor del tubo es mayor al 10% del radio interno (como se corrobora en la Ec.(E), las tensiones no son uniformes a lo largo de la pared, son máximas en la superficie interna y disminuyen hacia el exterior. Por lo tanto, se utilizarán las ecuaciones de Lamé para cilindros de pared gruesa donde el espesor $> R_i/10$.

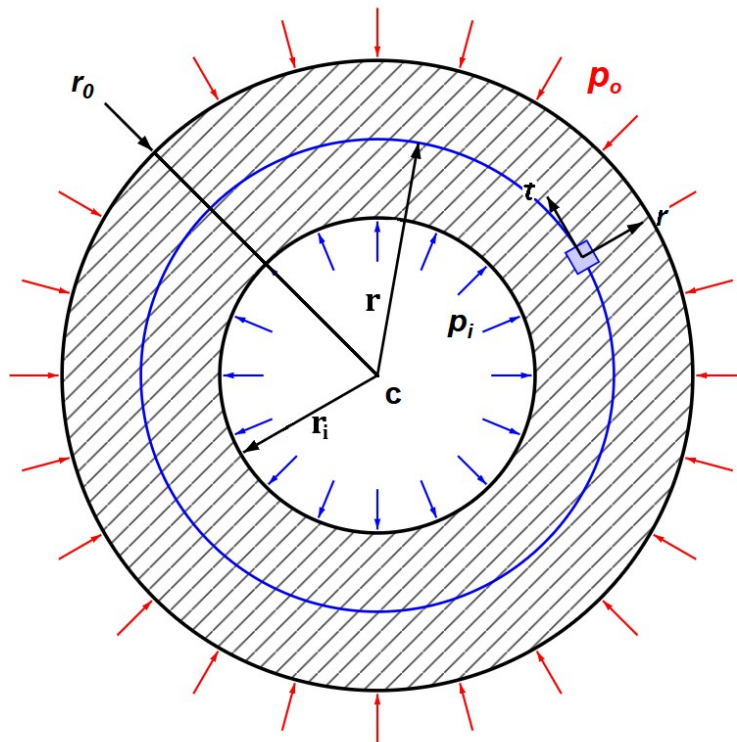


Imagen 33: Cilindro de pared gruesa sometido a Pext y Pint

Considerando que la presión externa es atmosférica, se desprecia. Y las tensiones principales que actúan en la pared interna del cilindro con extremos cerrados se calculan mediante las siguientes expresiones:

- Tensión Tangencial (σ_t): Actúa intentando abrir el caño a lo largo de su longitud (esfuerzo de tracción).

$$\sigma_t = p_i \cdot \frac{r_o^2 + r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{Ec. (4)}$$

- Tensión Axial (σ_a): Es el esfuerzo longitudinal que 'estira' el caño debido al empuje de la presión sobre las tapas soldadas (esfuerzo de tracción).

$$\sigma_a = p_i \cdot \frac{r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad \text{Ec. (5)}$$

- Tensión Radial (σ_r): Es la fuerza que ejerce el fluido empujando directamente contra la superficie del acero.

$$\sigma_r = -p_i \quad \text{Ec. (6)}$$

Donde:

- p_i es la presión interna de trabajo.
- r_i es el radio interno del caño.
- r_o es el radio externo del caño.

Criterio de falla Von Mises:

Como el material está sometido a esfuerzos en tres direcciones distintas al mismo tiempo, se utiliza el criterio de Von Mises para unificar estos valores en una única tensión equivalente (σ_{VM}).

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(\sigma_t - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_a)^2 + (\sigma_a - \sigma_t)^2]} \quad \text{Ec. (7)}$$

Para que el diseño sea seguro y no sufra deformación plástica permanente, esta tensión equivalente debe ser igual o menor a la tensión admisible del acero seleccionado (σ_{adm}), la cual se define en función de su límite elástico (S_y), y el factor de seguridad adoptado (FS):

$$\sigma_{VM} \leq \sigma_{adm} = \frac{S_y}{FS} \quad \text{Ec. (8)}$$

Procediendo a los cálculos con los datos de la tabla 3:

$$r_i^2 = (15)^2 = 225$$

$$r_o^2 = (20)^2 = 400$$

$$r_o^2 - r_i^2 = (400 - 225) = 175$$

$$r_o^2 + r_i^2 = (400 + 225) = 675$$

Reemplazando estos valores en las ecuaciones de Lamé en función de la presión interna p_i obtenemos:

$$\sigma_t = p_i \cdot \frac{625}{175} = 3,5714 p_i$$

$$\sigma_a = p_i \cdot \frac{225}{175} = 1,2857 p_i$$

$$\sigma_r = -p_i$$

Sustituyendo estos componentes individuales dentro del criterio de Von Mises:

$$1. (\sigma_t - \sigma_r)^2 = (3,5714 \cdot p_i - (-p_i))^2 = (4,5714 \cdot p_i)^2 = 20,8977 \cdot p_i^2$$

$$2. (\sigma_r - \sigma_a)^2 = (-p_i - 1,2857 \cdot p_i)^2 = (-2,2857 \cdot p_i)^2 = 5,2244 \cdot p_i^2$$

$$3. (\sigma_a - \sigma_t)^2 = (1,2857 \cdot p_i - 3,5714 \cdot p_i)^2 = (-2,2857 \cdot p_i)^2 = 5,2244 \cdot p_i^2$$

Sumamos los tres términos resultantes y resolvemos la raíz para hallar la tensión equivalente final:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [(20,8977)^2 + (5,2244)^2 + (5,2244)^2] \cdot p_i^2}$$

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\frac{1}{2} \cdot [31,3465] \cdot p_i^2} = \sqrt{15,6732 \cdot p_i^2} = 3,959 \cdot p_i$$

Para determinar la presión interna máxima absoluta (p_{max}) en el límite elástico del material, igualamos la tensión de Von Mises a la resistencia del acero ($S_y = 250 \text{ Mpa}$):

$$3,959 \cdot p_{max} = 250 \text{ Mpa}$$

$$p_{max} = \frac{250 \text{ Mpa}}{3,959} \rightarrow p_{max} = 63,15 \text{ Mpa} = 9159 \text{ PSI} = 631,5 \text{ } \overline{\text{t}}$$

Entonces, el límite físico de fluencia en el caño es de 63,15 Mpa antes de comenzar a sufrir deformaciones plásticas permanentes.

Adoptando un factor de seguridad de 1,6 (FS = 1,6) para garantizar la total integridad durante los ensayos:

$$p_{FS} = \frac{63,15 \text{ Mpa}}{1,6}$$

$$p_{FS} = 39,47 \text{ Mpa}$$

La presión máxima recomendada de trabajo para el riel acumulador es de:

$$P_{FS} = 39,47 \text{ Mpa} = 5724,64 \text{ PSI} = 394,7 \text{ } \overline{\text{t}}$$

La distribución de tensión radial σ_r sobre la pared es de la forma:

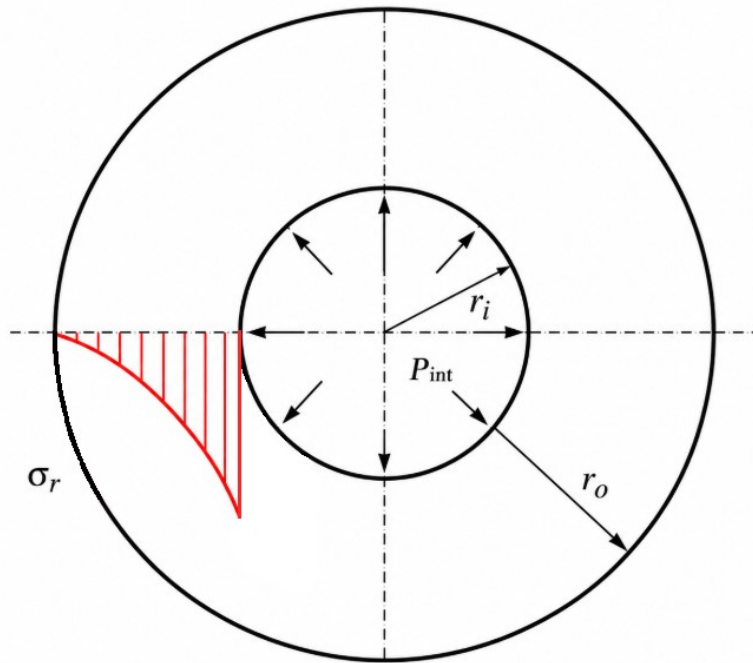


Imagen 34: Distribución de tensión sobre la pared del cilindro

Las pruebas de inyección se realizan con el inyector directo con una apertura de presión máxima de alrededor de 2000 PSI, por lo que el diseño del riel acumulador con un factor de seguridad de 1.6 queda sobredimensionado.

3.6.8 - Secuencia de construcción del riel acumulador

Habiéndose verificado analíticamente que las dimensiones adoptadas para el caño y sus tapas resisten la presión estática de diseño bajo un factor de seguridad óptimo, se procedió a la fabricación del componente en el taller mecánico.

A continuación, se describe de manera detallada el proceso constructivo del riel, detallando las operaciones empleadas para garantizar la estanqueidad del sistema de alta presión:



Imagen 35: Cilindro de construcción para riel acumulador

Paso 1: Fabricación y ajuste de las tapas del cilindro acumulador

Se mecanizaron dos discos de acero del mismo diámetro nominal que el caño del riel para actuar como tapas de cierre. A cada pieza se le realizó una perforación central para adicionar los tornillos por donde fluye el combustible. Luego, los discos fueron montados de forma individual en el torno donde se les realizó un cilindrado periférico, rebajando un escalón de 5 mm de longitud axial. Este diseño permite un calce exacto de las tapas dentro del diámetro interior del caño.



Imagen 36: Tapas para el cilindro

Paso 2: Soldadura y sellado del cilindro

Una vez colocadas las tapas en los extremos del caño, se procedió a la unión mediante soldadura con electrodo revestido, utilizando el tipo 7018 para hacer el cordón raíz y darle una alta resistencia mecánica. Para asegurar que no queden microporos y evitar cualquier tipo de fuga debido a la presión hidráulica, se realizó una segunda pasada de refuerzo con soldadura MIG, eliminando riesgos de pérdidas en las juntas.

Paso 3: Mecanizado y perforado de los conectores (tornillos)

Para fabricar los conectores para unir el sistema al acumulador, se utilizaron dos tornillos estructurales. Cada pieza se colocó en el plato del torno centrándose correctamente y, utilizando una mecha de 4.5mm de diámetro, se los perforó longitudinalmente para permitir el paso del combustible líquido por su interior.

En el extremo superior de cada tornillo se realizó un biselado interior cónico para que sirva como asiento de la virola. Esta forma garantiza que el sistema selle por deformación de la virola, sin necesidad de usar soldaduras entre el caño de acero inoxidable y el acero común.

Como paso final, se cortó la cabeza hexagonal del tornillo y se mecanizó uno de los extremos para que quede liso, transformándolo en un espárrago listo para soldar en los extremos del cilindro.



Imagen 37: Conectores para sistema de alta presión – Vista completa



Imagen 38: Conectores para sistema de alta presión – Vista lateral

Paso 4: Montaje de los conectores en el acumulador

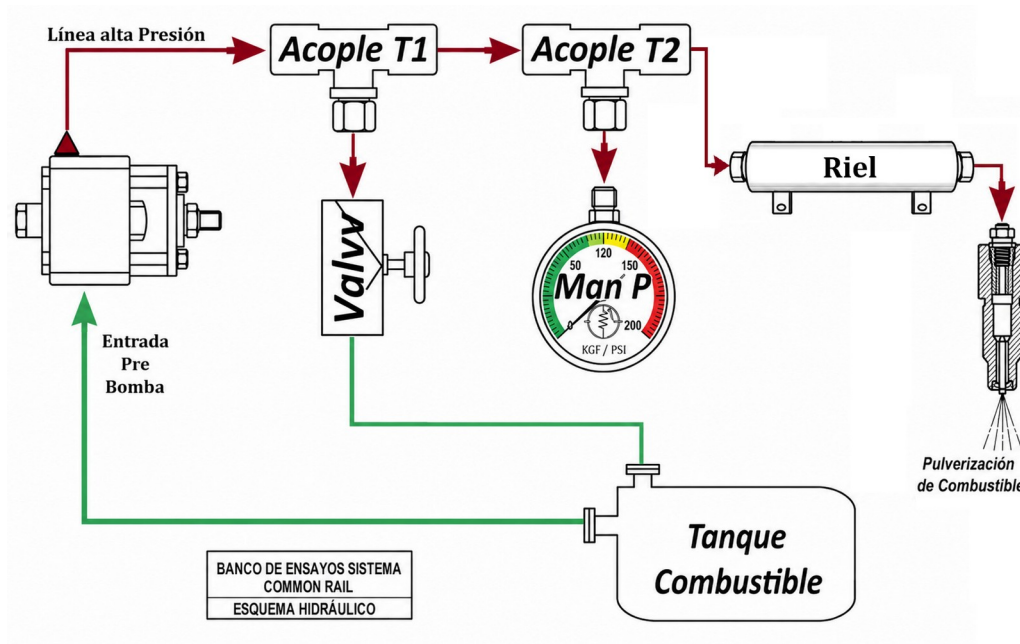
Ambos tornillos se posicionaron de forma concéntrica sobre los agujeros de las tapas del riel. Primero se realizó una soldadura raíz con electrodo revestido 7018, asegurando una buena penetración y resistencia al conjunto. Luego, al igual que con el cuerpo del caño, se aplicó un cordón de refuerzo exterior utilizando soldadura MIG para garantizar la resistencia estructural del conjunto ante la presión del sistema, y también para mitigar posibles fugas por poros.



Imagen 39: Conector de alta presión posicionado para ser soldado

Paso 5: Montaje del riel acumulador sobre el sistema de inyección

Por último, se instaló el riel acumulador en el circuito del banco de ensayos y se realizó una prueba hidráulica para verificar que no hubiera fugas. Para trabajar de manera segura y evitar sobrepresiones bruscas, el ensayo se hizo con el motor eléctrico girando a muy bajas revoluciones a través del variador de frecuencia. Los resultados fueron completamente satisfactorios y se corroboró la perfecta hermeticidad de todo el sistema de alta presión.



Croquis 5: Instalación final – Sistema de baja y alta presión



Imagen 40: Sistema de alta presión

4 – Resultados experimentales

4.1 – Cálculo del caudal equivalente gasoil-propano

En el proyecto previo realizado durante el desarrollo inicial del turbocompresor, se había obtenido la curva completa de consumo de propano para distintos regímenes de funcionamiento, con datos tabulados en el siguiente gráfico:

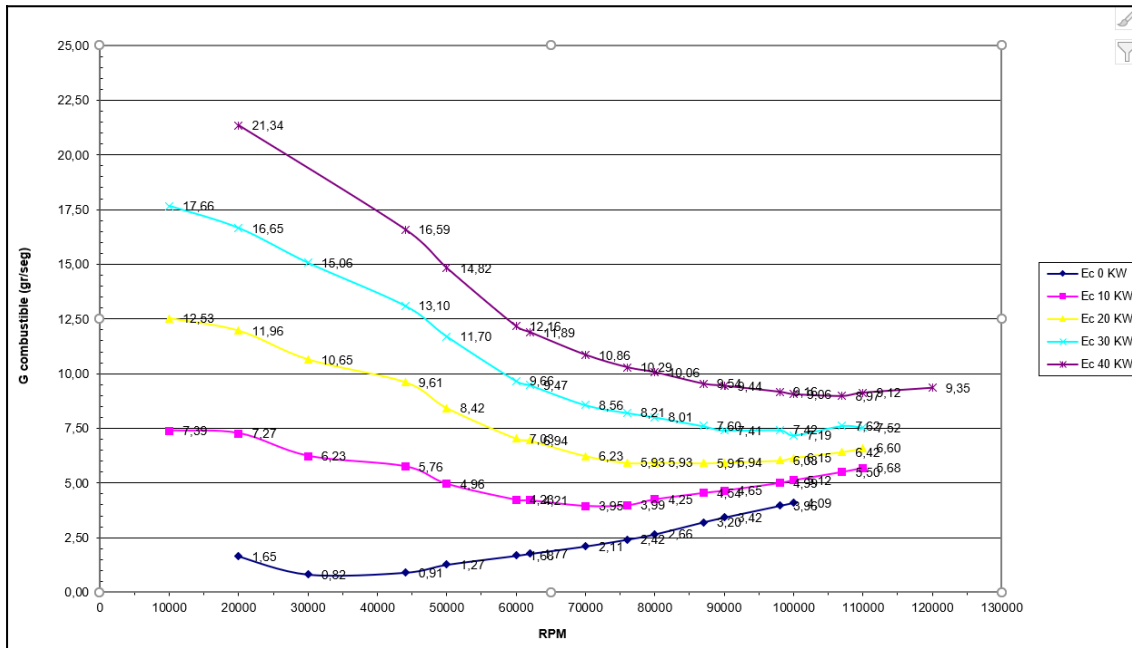


Gráfico 1: Consumo de combustible para distintas potencias (Propano)

Cabe recordar que, para nuestro caso de estudio la curva que nos interesa es la azul (inferior), donde la potencia entregada por la turbina es de 0 kW (sin carga).

Dado que el objetivo del presente proyecto es reconvertir la turbina para operar con combustible líquido, fue necesario determinar la cantidad de gasoil requerida para aportar la misma energía térmica que anteriormente entregaba el propano en cada punto de operación.

1. Se utilizaron los poderes caloríficos inferiores (PCI) de cada combustible:

- $PCI_{propano} = 46300 \frac{KJ}{Kg}$

- $PCI_{gasoil} = 42500 \frac{KJ}{Kg}$

- $PCI_{Kerosene} = 43100 \frac{KJ}{Kg}$

A partir del consumo másico de propano obtenido en el proyecto anterior, se calculó para cada régimen la potencia térmica real ($PCI_{propano}$) ingresada al sistema como:

$$Q_{propano} = m_{propano} \cdot PCI_{propano} \quad \text{Ec. (9)}$$

Esta potencia térmica representa la energía efectiva que el sistema recibe.

Luego, para obtener el caudal equivalente de gasoil, se igualó esa energía térmica y se despejó el consumo másico del gasoil:

$$Q_{propano} = m_{gasoil} \cdot PCI_{gasoil} \quad \text{Ec. (10)}$$

$$m_{gasoil} = \frac{Q_{propano}}{PCI_{gasoil}}$$

De esta manera, se obtiene cuánto gasoil debe suministrar la bomba para reemplazar al propano en cada régimen de giro.

2. Como la bomba y el inyector trabajan en términos de volumen, se convirtieron los caudales másicos a volumétricos utilizando las densidades a 25 grados centígrados.

- $\delta_{propano} = 0,51 \frac{Kg}{L}$

- $\delta_{gasoil} = 0,85 \frac{Kg}{L}$

- $\delta_{Kerosene} = 0,83 \frac{Kg}{L}$

Por lo que:

$$Q = \frac{m}{\delta} \quad \text{Ec. (11)}$$

Esto permitió obtener los consumos volumétricos en L/h para cada velocidad de giro desde 20.000 RPM a 100.000 RPM como se muestra en las siguientes tablas:

RPM	Energía térmica (kW)
20000	76395
30000	37966
40000	42133
50000	58801
60000	77784
70000	97693
80000	123158
90000	158346
100000	
0	189367

Tabla 4: RPM vs Energía térmica requerida

RPM	Consumo Propano (g/s)	Consumo Propano (kg/s)	Consumo Propano (L/h)
20000	1,65	0,00165	11,6471
30000	0,82	0,00082	5,7882
40000	0,91	0,00091	6,4235
50000	1,27	0,00127	8,9647
60000	1,68	0,00168	11,8588
70000	2,11	0,00211	14,8941
80000	2,66	0,00266	18,7765
90000	3,42	0,00342	24,1412
100000	4,09	0,00409	28,8706

Tabla 5: RPM vs Consumo Propano

RPM	Consumo Gasoil (g/s)	Consumo Gasoil (kg/s)	Consumo Gasoil (L/h)
2000	1,7975	0,00180	7,6131
3000	0,8933	0,00089	3,7835
4000	0,9914	0,00099	4,1987
5000	1,3836	0,00138	5,8598
6000	1,8302	0,00183	7,7515
7000	2,2987	0,00230	9,7355
8000	2,8978	0,00290	12,2732
9000	3,7258	0,00373	15,7798
10000	4,4557	0,00446	18,8712

Tabla 6: RPM vs Consumo Gasoil

RPM	Consumo Kerosene (g/s)	Consumo Kerosene (kg/s)	Consumo Kerosene (L/h)
20000	1.7725	0.0018	7.6880
30000	0.8809	0.0009	3.8207
40000	0.9776	0.0010	4.2400
50000	1.3643	0.0014	5.9174
60000	1.8047	0.0018	7.8278
70000	2.2667	0.0023	9.8313
80000	2.8575	0.0029	12.3940
90000	3.6739	0.0037	15.9351
100000	4.3937	0.0044	19.0569

Tabla 7: RPM vs Consumo Kerosene

Como se demuestra entre la tabla 3 y 4, la diferencia en el requerimiento de caudal en L/h entre el combustible gasoil y kerosene es técnicamente despreciable, con un error menor al 0.3%. Por lo tanto, el uso de kerosene en el banco de ensayos para realizar las distintas pruebas, no altera la ventana operativa de diseño, y los caudales registrados en las pruebas son aplicables para una futura operación con gasoil.

Estos valores son fundamentales para el diseño del sistema de alimentación, ya que permiten verificar que la bomba sea capaz de entregar tanto el caudal mínimo necesario a bajas RPM como el caudal máximo requerido en el régimen de máxima potencia.

4.2 – Prueba de funcionamiento de la bomba

Resultados de las pruebas en el banco externo del laboratorio de inyección:

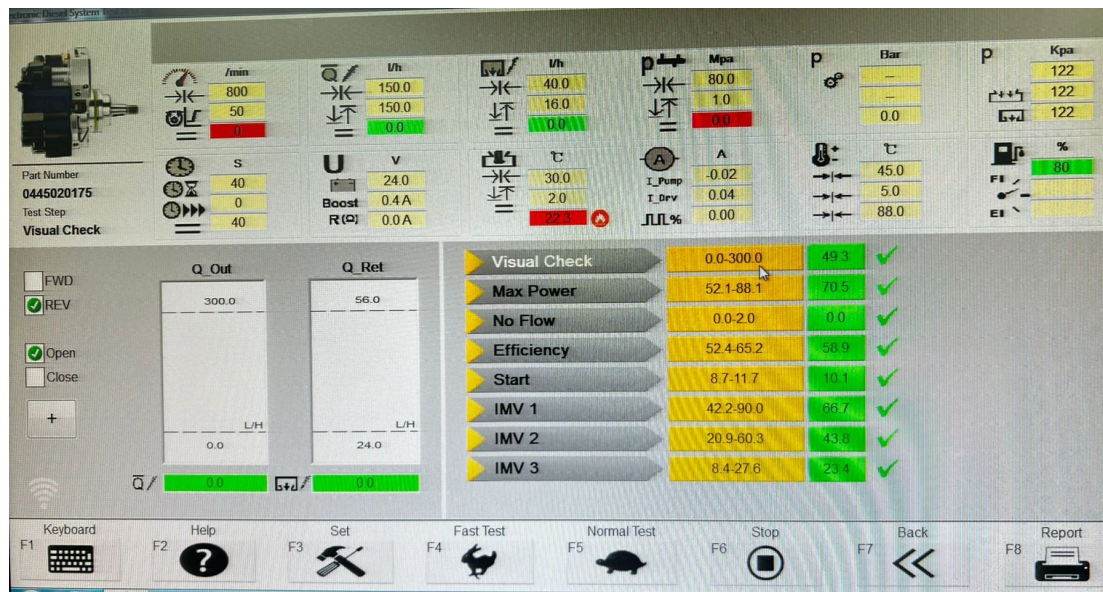


Imagen 41: Consola del banco de ensayos – Laboratorio de inyección

Una vez concluido el proceso de rearmado de la bomba, la misma se montó en un banco de ensayos en el laboratorio diésel para realizar una prueba de funcionamiento. El objetivo de este procedimiento fue verificar la estanqueidad de los sellos nuevos y corroborar que las curvas de entrega se encuentren dentro de las tolerancias nominales del fabricante antes de montar la bomba en el banco de ensayos del presente proyecto.

El software del banco ejecutó una serie de pruebas estandarizadas que evaluaron el comportamiento hidráulico de la bomba bajo diferentes regímenes de carga. Durante el paso principal de control, el equipo operó a una velocidad fija de 800 RPM y una presión de 80 Mpa (800 bar).

Como se observa en la imagen 41, la bomba superó con éxito cada uno de los ensayos automatizados, obteniendo la certificación del fabricante mediante tildes verde de aprobación en todos los parámetros de control. Los caudales característicos obtenidos en los distintos puntos críticos fueron los siguientes:

- Caudal de arranque: 10.1 L/h, es el caudal medido en la fase de simulación de arranque (pocas RPM).

- Caudal a plena carga: 70.5 L/h, valor medido en la condición de máxima exigencia de entrega de la bomba.
- Caudal de corte: 0 L/h, confirmando que la bomba interrumpe por completo el paso de fluido cuando la regulación del sistema lo requiere.
- Caudales de regulación: 66.7 L/h, 43.8 L/h y 23.4 L/h, validando la respuesta lineal del caudal antes los distintos requerimientos del ensayo.

El dato experimental de mayor relevancia para el desarrollo de la turbina es el caudal máximo obtenido de 70.5 L/h. Al contrastar este valor con los cálculos analíticos de consumo volumétrico de gasoil en la sección 4.1 (donde se determinó un requerimiento máximo de 18,87 L/h para operar el turbocompresor a 100.000 RPM), se confirma que la bomba posee una capacidad de entrega sobrada para abastecer el ciclo continuo de combustión en cualquier régimen de trabajo requerido.

También, la ausencia total de caídas de presión en el riel del banco, confirmaron que el reacondicionamiento y la limpieza por ultrasonido contribuyeron positivamente en la estanqueidad del sistema, asegurando el funcionamiento libre de pérdidas.

4.3 – Presión de apertura del inyector indirecto

El objetivo de este ensayo es evaluar el comportamiento de apertura del inyector modificando la precarga de su resorte interno mediante tres espesores de arandelas que actúan como suplemento. las pruebas se realizaron a válvula cerrada, incrementando las revoluciones de la bomba mediante el variador de frecuencia a partir de los 5 Hz hasta registrar el momento en que la aguja vencía la resistencia mecánica y habilitaba el paso del fluido:

A continuación, se detallan los valores de presión obtenidos para cada configuración ensayada:

Configuración del inyector	Espesor del suplemento	Presión de apertura registrada	Comportamiento del flujo
Estado de fábrica	Sin arandela	5 kg/cm ²	Continuo (Chorro directo)
Suplemento intermedio	0.7 mm	18 kg/cm ²	Continuo y estable
Suplemento máximo	1 mm	80-90 kg/cm ²	Altamente pulsante

Tabla 8: Ensayo de comienzo de inyección – Inyector indirecto

Análisis de los comportamientos registrados:

- **Inyector de fábrica (sin suplemento):** Al mantener la configuración original, la fuerza ejercida por el resorte sobre la aguja resultó mínima. La apertura ocurrió a una presión de apenas 5 kg/cm², lo que impidió que el combustible acumulara la energía necesaria para atomizar.
- **Suplemento de 0,7 mm:** Al incorporar esta arandela para precargar el resorte interno del inyector, aumentó la presión en el mismo de manera equilibrada. El inyector fijó su punto de apertura en los 18 kg/cm² operando con un flujo continuo, constante y sin variaciones de presión en el manómetro, facilitando la toma de datos.
- **Suplemento de 1 mm:** Con el espesor máximo ensayado, el resorte quedó sobre comprimido, elevando el umbral de apertura a un rango entre 80 y 90 kg/cm². Debido a esta rigidez, el sistema no pudo sostener una descarga continua. El circuito acumulaba presión hasta vencer la resistencia del inyector, la aguja abría liberando un pulso violento de caudal, la presión caía instantáneamente provocando el cierre de la aguja, y la bomba volvía a elevar la presión para repetir el ciclo de forma constante. Esta oscilación rápida hizo imposible determinar un punto estático de apertura.

4.4 – Caudal entregado por el sistema

El propósito de este ensayo es determinar la relación exacta entre la frecuencia configurada en el variador de velocidad y el caudal de combustible real entregado por el inyector indirecto con distintos suplementos para tensionar el resorte interno, con el fin de variar la presión de apertura del mismo y evaluar la eficiencia de pulverización. El objetivo es verificar de forma experimental si el banco de ensayos es capaz de cubrir la ventana de alimentación que el turbocompresor requerirá en sus distintos regímenes de trabajo: desde un mínimo de 3,78 L/h (para regular a 30.000 RPM) hasta un máximo de 18,87 L/h (para la operación plena a 100.000RPM).

4.4.1 Procedimiento experimental para los ensayos:

1. Se montó el inyector indirecto en el soporte del banco, en cada caso con un suplemento de resorte distinto o sin él, y se dirigió la tobera hacia un recipiente graduado limpio para recolectar el combustible.
2. Se encendió el sistema y se reguló la velocidad del motor eléctrico modificando la frecuencia en el variador en intervalos de 1 Hz, abarcando desde los 5 Hz hasta los necesarios para alcanzar el límite de caudal de la turbina de 18,87 L/h.
3. En cada escalón de frecuencia, se dejó estabilizar el circuito durante un tiempo y se midió con un cronómetro el volumen de combustible desalojado durante un tiempo fijo de 60 segundos.
4. En simultáneo, se constató si la inyección era pulsante o estable, siendo este primero causa de finalización del ensayo. Se registró la presión promedio del sistema indicada en el manómetro entre el riel acumulador y el inyector, se midió el volumen de combustible inyectado, y se tomó una fotografía de la pulverización.
5. Finalmente, utilizando los volúmenes obtenidos en 60 segundos, se calculó el caudal equivalente en litros por hora (L/h) para cada punto de operación.

4.4.2 Procedimiento experimental número 1:

El primer ensayo se realizó utilizando el inyector indirecto en su estado de fábrica, es decir, sin añadir arandelas de suplemento en el resorte de presión. Una vez montado el componente en el banco y puesto en marcha el sistema, se constató de inmediato que, independientemente del régimen de rotación de la bomba (frecuencia del variador), la precarga del resorte era insuficiente para generar resistencia.

Como consecuencia de la falta de resistencia mecánica, la aguja de la tobera se abrió de forma prematura a una presión prácticamente nula, desalojando el combustible en forma de chorro y continuo, sin lograr ningún tipo de atomización o pulverización (ver imagen 43)

Debido a que el correcto funcionamiento de la cámara de combustión del turbocompresor exige una niebla de combustible fina y homogénea para garantizar la estabilidad de la llama, esta primera configuración fue declarada como fallida y se descartó por completo, concluyendo que el inyector requiere obligatoriamente una precarga mayor para ser útil en el proyecto.



Imagen 42: Presión apertura del inyector



Imagen 43: Inyección sin precarga en el resorte

4.4.3 Procedimiento experimental número 2:

Para el segundo ensayo, se incrementó la precarga del resorte colocando una arandela de suplemento de 1mm de espesor, siendo este el valor máximo de arandela unitaria disponible. El conjunto se montó en el banco y se realizaron pruebas barriendo un rango de frecuencias en el variador desde los 10 Hz hasta los 35 Hz a válvula cerrada.

Al poner en marcha el sistema, se constató que la presión de apertura se elevó de manera excesiva debido a la alta rigidez impuesta al resorte. En lugar de lograr un flujo continuo, el inyector comenzó a trabajar en un régimen pulsante extremadamente violento, registrando oscilaciones cíclicas de presión entre los 80 y 95 kg/cm² con una frecuencia de apertura y cierre

de la aguja del inyector de aproximadamente 10 veces por segundo. Este fenómeno persistió inalterable a lo largo de todo el rango de velocidades ensayadas.

Como consecuencia de este comportamiento, el ensayo fue suspendido y la configuración quedó totalmente descartada. Un suministro de combustible de características pulsando es mecánicamente incompatible con el ciclo de operación de la turbina de gas. La cámara de combustión requiere un aporte constante y bien atomizado para sostener la llama de forma continua. Un flujo intermitente como el obtenido provocaría la extinción inmediata de la llama, y vibraciones térmicas incompatibles con el funcionamiento estable del turbocompresor.

A continuación, se muestra una secuencia de fotografías tomadas de las pulsaciones del ensayo:



Imagen 44: Variación de presión en una décima de segundo - suplemento 1 mm



Imagen 45: Pulsación de inyección en una décima de segundo - suplemento 1 mm

4.4.4 Procedimiento experimental número 3:

Ante los resultados de los ensayos anteriores, se redujo el espesor del suplemento instalando una arandela de 0.7mm de espesor para lograr una precarga equilibrada en el resorte del inyector. Con esta configuración, se inició el ensayo barriendo las velocidades desde una frecuencia mínima de 5 Hz.

El ensayo se dio por finalizado al alcanzar los 20 Hz debido a que en ese punto el volumen inyectado superó el límite de caudal máximo requerido por el turbocompresor para operar a 100.000 RPM (18,87 L/h), haciendo que sea innecesario continuar elevando las revoluciones de la bomba.

A diferencia de los casos previos, el sistema operó de forma continua y estable, sin pulsaciones violentas, permitiendo realizar la toma de datos experimentales de presión y volumen desalojado en un tiempo de 60 segundos sin variaciones considerables en el sistema (ver tabla 9)

t [Seg]	Frecuencia [Hz]	P [kg/cm ²]	V inyectado[ml]	Q [L/h]
60	5	21.5	44	2.64
60	6	24	73	4.38
60	7	26	102	6.12
60	8	30.5	116	6.96
60	9	34.5	130	7.8
60	10	35	150	9
60	11	37	170	10.2
60	12	47.5	192	11.52
60	13	60	215	12.9
60	14	65	242	14.52
60	15	66	270	16.2
60	16	68	290	17.4
60	17	70	310	18.6
60	18	75	330	19.8
60	19	76	340	20.4
60	20	79	370	22.2

Tabla 9: Ensayo con suplemento de 0,7 mm

A continuación, se adjuntan fotos en un intervalo de 5 a 17 Hz para visualizar la pulverización y presión de cada toma de datos:

5 Hz:



Imagen 46: Pulverización y Presión a 5 Hz

7 Hz:



Imagen 47: Pulverización y Presión a 7 Hz

9 Hz:



Imagen 48: Pulverización y Presión a 9 Hz

11 Hz:



Imagen 49: Pulverización y Presión a 11 Hz

13 Hz:



Imagen 50: Pulverización y Presión a 13 Hz

15 Hz:



Imagen 51: Pulverización y Presión a 15 Hz

17 Hz:



Imagen 52: Pulverización y Presión a 17 Hz

Al analizar las imágenes del ensayo, se observa que, si bien el inyector indirecto cumple con la entrega de los caudales requeridos de forma continua, el patrón de pulverización es de una calidad intermedia-baja. Se evidencia un núcleo de líquido central excesivamente denso y compacto saliendo de la tobera, con una atomización periférica deficiente. El combustible no logra disgregarse por completo en una nube de microgotas homogéneas por lo que traería problemas en su combustión para el turbocompresor.

4.5 – Ensayo horizontal y penetración del chorro/pulverización

El objetivo de este ensayo fue medir la distancia máxima de penetración y evaluar la calidad de la pulverización del inyector indirecto con el suplemento de 0,7 mm (el de mejores resultados en la sección 4.4) colocado en posición horizontal. Esta prueba es necesaria para verificar si el alcance del chorro es compatible con las dimensiones reales de la cámara de combustión del turbocompresor.

Es necesario aclarar que estos ensayos se realizaron a presión y temperatura ambiente. En la operación real dentro de la cámara de combustión, estas variables cambian debido al aire proveniente del compresor y al calor del propio ciclo de trabajo. La mayor densidad del aire comprimido aumentará la resistencia aerodinámica sobre el chorro (tendiendo a reducir su alcance) y las altas temperaturas aceleran la evaporación del combustible.

Procedimiento experimental

Para realizar este ensayo, se modificó la sujeción del inyector en el banco para posicionarlo de manera horizontal, en el mismo plano de la mesa de trabajo. Se colocó una escala de medición graduada en centímetros sobre el chorro para registrar el alcance del fluido (ver imagen 53). Con el fin de mejorar el contraste de la nube de combustible, se dispuso un fondo oscuro por detrás. La prueba se ejecutó a válvula cerrada, llevando la bomba a un régimen de frecuencia medio para que brinde una presión de 60 kg/cm².

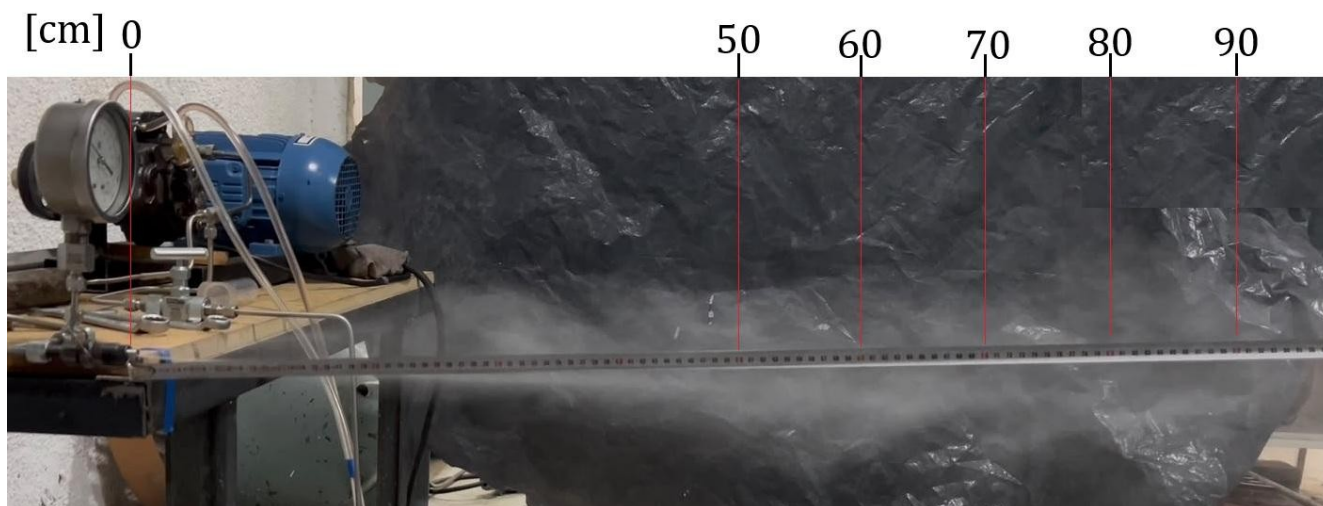


Imagen 53: Ensayo de pulverización horizontal

Resultados y observaciones:

Al observar el comportamiento del fluido con la escala de medición de fondo, se constató que el inyector no logra dispersar el combustible en una niebla fina de forma inmediata a la salida de la tobera. Las principales observaciones fueron:

- **Concentración del núcleo:** El combustible se desplaza manteniendo un núcleo central denso hasta alrededor de 50 cm de distancia desde la tobera.
- **Distancia de alcance:** El chorro mantiene su trayectoria lineal hasta alcanzar una distancia de 95 cm antes de perder velocidad y empezar a abrirse en el aire.
- **Deficiencia en la periferia:** La formación de microgotas se reduce únicamente a una delgada capa periférica que rodea al núcleo principal, confirmando que la mayor parte del volumen de gasoil viaja concentrado sin disgregarse de manera homogénea.

Un alcance de 95 cm excede por completo el espacio interno disponible en la cámara de combustión del turbocompresor. Si el sistema se montara bajo estas condiciones, el combustible impactaría directamente en estado líquido contra el fondo de la instalación llegando prácticamente hasta la zona de ingreso de la turbina.

4.6 – Ensayo piloto de dispersión por impacto

Como alternativa experimental para solucionar la presencia del núcleo denso y mejorar la calidad de la pulverización sin depender de un incremento en la presión hidráulica del sistema, se realizó una prueba piloto de atomización por impacto sobre una superficie curva.

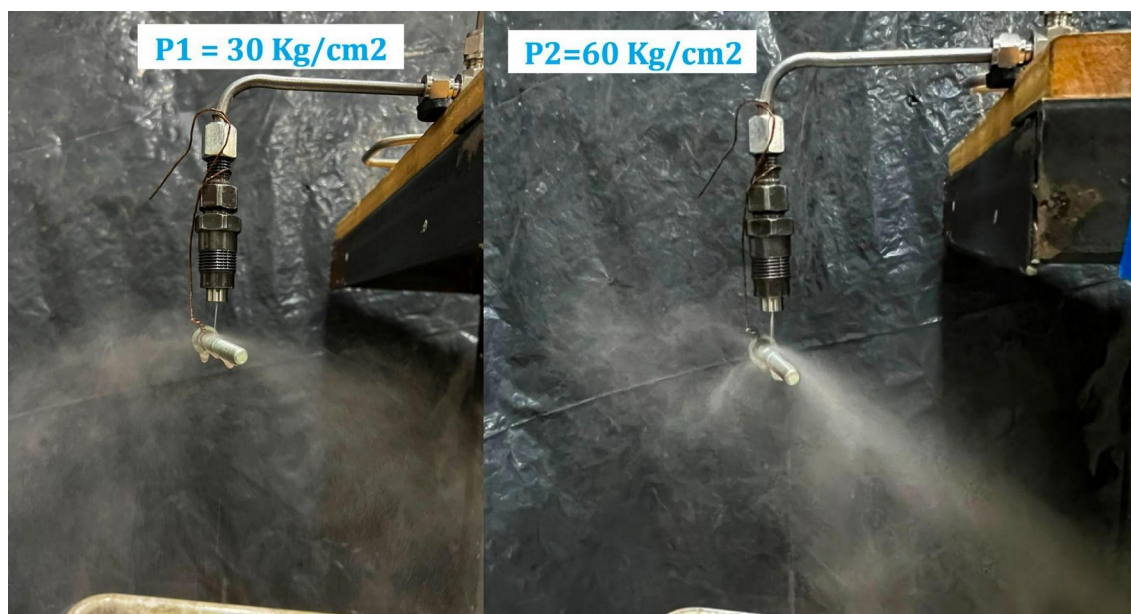


Imagen 54: Ensayo de incidencia sobre superficie

El ensayo consistió en interponer un obstáculo directamente en la trayectoria de salida del fluido. Para ello, se fijó la superficie lisa y curva de un tornillo suspendido a unos centímetros por debajo de la tobera del inyector (ver imagen 54). La prueba se efectuó bajo dos condiciones distintas, con una presión de 30 kg/cm² y otra con presión de 60 kg/cm², a 8 y 13 Hz respectivamente (configuración del inyector con arandela de 0.7 mm).

Resultados y análisis visual:

Al observar el comportamiento del flujo en las imágenes, se constataron los siguientes fenómenos:

- **Disgregación por impacto:** El combustible recorre una distancia mínima inicial en forma de chorro concentrado, pero al incidir directamente sobre la superficie curva del tornillo, la energía del impacto lo dispersa de manera inmediata.

- **Dispersión de la niebla:** El choque redirige el flujo y lo expande, transformando el chorro concentrado en una nube de gotas suspendidas con un grado de atomización que es visualmente mayor al obtenido en las pruebas anteriores.
- **Formación de gotas debajo de la curva del tornillo:** Se puede visualizar la formación de gotas debajo de la superficie sólida. Al trasladar esta situación a la cámara de combustión, el metal operará a temperaturas muy elevadas, superando holgadamente el punto de ebullición del gasoil. Bajo estas condiciones reales, el combustible acumulado en la superficie del deflector no llegaría a formar gotas. El calor acumulado en la placa vaporizaría cualquier remanente líquido.

A pesar de tratarse de una prueba piloto sencilla, el resultado demuestra que el impacto sobre una superficie es técnicamente viable para desarmar el núcleo denso del chorro.

Esta solución de diseño puede trasladarse al interior de la cámara de combustión del turbocompresor mediante la incorporación de una placa de impacto o, en su defecto, caliente. Al posicionar un deflector metálico frente al inyector, se aprovecha el calor propio de la combustión continua, por lo que la placa actuará como vaporizador térmico, acelerando el cambio de fase del gasoil y optimizando la eficiencia del ciclo.

5.– CONCLUSIONES

5.1– Conclusiones generales y reorientación del proyecto

El desarrollo inicial de este proyecto era instalar un inyector diésel dentro de la cámara de combustión y hacer funcionar el conjunto con combustible líquido. Sin embargo, a medida que empezamos a trabajar en el mismo, surgió el problema de que intentar una instalación directa sin conocer los parámetros reales de presión, caudal y patrón de pulverización no era viable. Por este motivo, se convirtió el objetivo principal del proyecto, y se migró hacia un diseño y fabricación de un banco de ensayos para inyectores diésel.

Este cambio de enfoque fue fundamental, ya que nos permitió analizar las variables de presión, caudal y pulverización en un entorno controlado y visible para su estudio. Gracias al banco de ensayos de inyectores, se pudo probar diferentes configuraciones e identificar los principales problemas técnicos del sistema de inyección antes de arriesgarnos a realizar el montaje definitivo en la cámara de combustión del turbocompresor.

5.2– Análisis del comportamiento del inyector

Para llegar a la calibración con el suplemento intermedio de 0,7 mm, primero se evaluaron y descartaron dos instancias previas en el banco de ensayos. La primera prueba se realizó utilizando el inyector indirecto en su configuración de fábrica, es decir, sin añadir arandelas de suplemento en el resorte de presión. En este caso, la falta de precarga provocó que la aguja de la tobera se abriera de forma prematura a una presión muy baja, desalojando el combustible en forma de chorro concentrado y continuo sin ningún tipo de atomización (Ver apartado 4.4.2). La segunda opción consistió en colocar una arandela de suplemento de 1 mm de espesor. Sin embargo, la rigidez excesiva impuesta al resorte elevó la presión de apertura de manera desproporcionada, haciendo que el inyector trabajara en un régimen pulsante extremadamente violento, con oscilaciones cíclicas de presión entre los 80 y 95 Kg/cm² (Ver apartado 4.4.3), lo que obligó a suspender el ensayo.

A partir de estos problemas, el análisis de los resultados experimentales se concentró en la calibración del inyector indirecto con la arandela de regulación de precarga del resorte de 0,7 mm. Cabe recordar que para lograr un flujo continuo sin pulsaciones se fabricó un riel acumulador que

apacigua las mismas. Desde el punto de vista hidráulico, esta configuración fue la única estable operando a válvula cerrada, lo que permitió registrar datos de presión y volumen en intervalos de 60 segundos, demostrando la capacidad de cubrir la ventana operativa de consumo volumétrico calculada para la turbina: desde el caudal mínimo de ralentí (3,78 L/h) hasta superar el caudal máximo de diseño (18,87 L/h).

A pesar de este rendimiento hidráulico aceptable, la inspección visual del patrón de pulverización deja expuestas evidencias críticas para su aplicación real. El inyector genera un cono de inyección con un núcleo denso y compacto, acompañado por una atomización periférica deficiente. El combustible se desplaza concentrado y no logra disgregarse en una niebla homogénea de microgotas.

Esta problemática se confirmó al realizar una prueba con el inyector posicionado de forma horizontal, donde se constató que el mismo largaba un chorro concentrado internamente que alcanzaba una distancia de penetración de 95 cm. Una longitud de este alcance provocaría que el combustible choque directamente contra la curva del fondo de la instalación, casi en la zona de ingreso a la turbina. Esto generaría acumulación de combustible líquido si el sistema no logra encenderlo en la cámara de combustión, representando un riesgo severo de sobre temperatura al momento de iniciar una combustión tardía, además de provocar inestabilidades en el sistema.

Por lo tanto, aunque el uso del suplemento de 0,7 mm eliminó las pulsaciones y permitió registrar los caudales de ensayo, el inyector con esta calibración todavía no puede montarse en la cámara de combustión del turbocompresor. Se requiere una optimización en el sistema de pulverización antes de la instalación definitiva.

5.3– Logros alcanzados

A pesar de las restricciones observadas en la calidad de atomización, el proyecto concretó en desarrollos mecánicos y mejoras estructurales sobre el equipo:

- **Reemplazo y eliminación de fugas en el sistema de lubricación:** Se reemplazó el sistema original de mangueras plásticas y abrazaderas, que fallaban debido a las presiones y temperaturas del fluido. En su lugar, se fabricó un circuito de tuberías de cobre de $\frac{3}{8}$ pulgadas con conexiones de tuerca y virola, logrando un sistema estanco adecuado para las exigencias del banco del turbocompresor.
- **Reacondicionamiento de la bomba Bosch CP3:** Se desarmó y limpió por ultrasonido la bomba de alta presión de tres pistones radiales afectada por inactividad. Tras evaluar sus componentes y sustituir los sellos internos endurecidos, se verificó su capacidad para mantener la presión y el caudal requeridos sin registrar pérdidas o fallas.
- **Diseño y cálculo del riel acumulador:** Para mitigar las pulsaciones del bombeo, se construyó un cilindro de acero de pared gruesa (5 mm de espesor, 40 mm de diámetro y 265 mm de largo). El dimensionamiento se validó analíticamente mediante las ecuaciones de Lamé y el criterio de Von Mises bajo un factor de seguridad de 1.6, demostrando la eficacia para la estabilización de las ondas de presión.
- **Acople de la polea al eje de la bomba:** Para solucionar el problema de cómo montar la polea disponible (que tenía el centro liso y no contaba con chavetero) en el eje roscado de la bomba, se fabricó un bulón estructural adaptado a la medida. Este tornillo se pasó por el centro de la polea y se enroscó directamente en el eje de la bomba, generando una fuerza de compresión que prensa la pieza firmemente por fricción superficial, lo que aseguró una alineación paralela y permitió acoplar con una correa la polea de la bomba y el motor de accionamiento.
- **Instrumentación y preparación del turbocompresor:** Se desarmó el conjunto y se mecanizó la voluta de aluminio del compresor en la fresadora a 41 grados para alojar una

toma estática de presión a la periferia del rodete. También se agregó otra toma en la succión del mismo con un vacuómetro. En cuanto al compresor, se utilizó el sistema de inyección de aire para introducir un manómetro de presión, protegido por doble válvula de bola debido al arranque neumático. El conjunto de manómetros se posicionó en un soporte modelado en SolidWorks y posteriormente impreso por impresión 3D en PLA de alta densidad.

- **Banco de pruebas para inyectores:** Se logró diseñar y construir un banco de inyectores que esté disponible para la universidad, que tiene la flexibilidad para ensayar cualquier tipo de inyector que utilice combustible líquido. En el mismo se podrán realizar distintas pruebas para elegir un inyector adecuado para el banco del turbo compresor.

6.– Consideraciones

A partir de la experiencia obtenida en el diseño, construcción y ensayos realizados en el banco de pruebas, se mencionan las siguientes recomendaciones para la futura instalación del sistema de inyección de combustible líquido en el turbocompresor:

6.1– Optimización del sistema hidráulico y de inyección

- **Selección de tobera y presión de trabajo:** En lugar de intentar elevar la presión hidráulica de la línea a valores excesivamente altos para forzar la atomización, la prioridad debe ser la selección de un inyector o una tobera con mejor diseño geométrico para priorizar la correcta pulverización. Si la tobera cuenta con una configuración de orificios para generar la dispersión correcta del combustible (sin tocar las paredes de la cámara de combustión), se lograría una niebla fina sin la necesidad de presiones excesivamente altas.
- **Regulación del caudal mediante el variador de frecuencia:** Durante los ensayos se determinó que la válvula de aguja instalada en la línea de retorno es útil únicamente para fijar una contrapresión en el circuito, pero no es un método preciso para regular el caudal inyectado hacia la cámara debido a que actúa de la forma “todo o nada”. El ajuste del volumen de combustible debe realizarse modificando la frecuencia del variador, aprovechando la estabilidad que tiene para controlar el caudal de forma constante sin variaciones.

6.2– Modificaciones en la cámara de combustión

- **Implementación de una placa de impacto a alta temperatura:** Se recomienda utilizar el diseño de un deflector metálico ubicado frente a la salida del inyector dentro de la cámara de combustión. Al incidir el chorro concentrado contra una superficie, la misma romperá el núcleo líquido. Respecto a las gotas residuales que tienden a formarse (observadas en el ensayo a temperatura ambiente), las condiciones reales de la instalación anularán este problema debido a dos factores:
 - **Arrastre aerodinámico:** El flujo de aire a alta velocidad impulsado continuamente por el compresor barrerá y arrastrará las microgotas que se dispersan hacia los laterales antes de que toquen las paredes de la cámara (siempre y cuando se formen microgotas).

- **Evaporación por contacto:** La placa operaría expuesta directamente al calor de combustión, actuando como una superficie caliente que evaporaría de forma inmediata cualquier combustible incidido sobre ella.

7.- REFERENCIAS

[1] Scribd. "Bombas de alta presión Diésel y componentes" Disponible en:

<https://es.scribd.com/document/493030429/Bombas-de-alta-presion>

[2] Lefebvre, A., and McDonell, V. (2017). Atomization and Sprays (2da ed.).

[3] Cursos técnicos. "Conversión a Gas en Turbina de Combustión" [Artículo técnico]. Disponible en:

<https://cursostecnicos.com.ar/wp-content/uploads/2023/02/NT-Articulo-Conversion-a-Gas-.pdf>

[4] " Diseño y construcción de una turbina de gas usando un turbocompresor " [Tesis de grado.] Disponible en:

<https://www.dspace.espol.edu.ec/bitstream/123456789/1865/1/3680.pdf>

[5] Youtube. " Prueba de inyectores Diésel con banco de pruebas " [Video]. Disponible en:

https://www.youtube.com/watch?v=Ds_An1Vw_w