

**PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ**  
**FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA**



**PONTIFICIA**  
**UNIVERSIDAD**  
**CATÓLICA**  
DEL PERÚ

**“DISEÑO DE UN EQUIPO DE VOLUMEN CONSTANTE PARA  
CARACTERIZAR PROCESOS FÍSICOS DE LA INYECCIÓN  
DE COMBUSTIBLES LÍQUIDOS EN UN MEDIO INERTE”**

Tesis para optar el Título de **Ingeniero Mecánico**, que presenta el bachiller:

**Julio César Bautista Salas**

**ASESOR: Dr. Julio César Cuisano Egúsqiza**

**CO-ASESOR: Mg. Walter Mariano Tupia Anticona**

Lima, agosto de 2016



© 2016, Julio César Bautista Salas

Se autoriza la reproducción total o parcial solamente con fines académicos a través de cualquier medio o procedimiento, incluyendo la cita bibliográfica del documento.

## RESUMEN

La presente tesis tuvo como objetivo diseñar un equipo de volumen constante para caracterizar los parámetros físicos en la inyección de combustibles líquidos en medios inertes (sin combustión). Para lograr este objetivo, primero se realizó una revisión de un consolidado de artículos relacionados con el trabajo de tesis desarrollado. Además, se relacionaron los conceptos de termo-fluidos y resistencia de los materiales para construcción del equipo de volumen constante. Mediante la norma VDI 2221 se evaluaron distintos diseños preliminares con el objetivo de encontrar el diseño óptimo de este equipo. Luego, se definieron los parámetros para el diseño del equipo: presión interna de 10 MPa y volumen interno de 4L. Con estos parámetros se procedió a dimensionar el equipo de volumen constante usando el código ASME para recipientes a presión. Debido a que el código ASME no está enfocado directamente al diseño de este tipo de equipos, se validó dicho diseño mediante un análisis por el método de elementos finitos, con el cual se verificó que el equipo cumplía con las exigencias mecánicas. Luego, se procedió a realizar los planos de ingeniería y de detalle del equipo. Finalmente, se realizó un metrado de los materiales y posterior proceso de fabricación con la finalidad de realizar un análisis de costos de fabricación del equipo, en el cual se obtuvo un valor de S/. 59 437.70 nuevos soles.



# PONTIFICIA UNIVERSIDAD CATÓLICA DEL PERÚ

## FACULTAD DE CIENCIAS E INGENIERÍA

11

### TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

TÍTULO : **DISEÑO DE UN EQUIPO DE VOLUMEN CONSTANTE PARA CARACTERIZAR PROCESOS FÍSICOS DE LA INYECCIÓN DE COMBUSTIBLES LÍQUIDOS EN UN MEDIO INERTE**

ÁREA : Energía y diseño # 398

PROPUESTO POR : Dr. Julio César Cuisano Egúsqiza

ASESORES : Dr. Julio César Cuisano Egúsqiza  
Mg. Walter Mariano Tupia Anticona

TESISTA : Julio César Bautista Salas

CÓDIGO : 20102565

FECHA : 24 de Mayo del 2016



#### **DESCRIPCIÓN Y OBJETIVOS:**

Con la necesidad de mejorar la economía en el consumo de combustible y generar las menores emisiones contaminantes de motores de combustión interna, la comunidad académica internacional continua desarrollando nuevas formulaciones de combustibles para estudiar sus efectos sobre nuevas tecnologías de inyección y nuevos procesos de combustión. Entre los estudios experimentales desarrollados en este campo sobresale el uso de equipos de volumen constante, en los cuales es posible replicar, bajo condiciones termodinámicas controladas, los fenómenos físico-químicos que ocurren en el interior de la cámara de combustión de un motor. Sin embargo, en la revisión de la literatura no ha sido posible encontrar la información necesaria para el diseño y construcción de un equipo de volumen constante.

Por lo expuesto, en el presente trabajo de tesis será diseñado un equipo de volumen constante para caracterización de parámetros físicos del *spray* de diferentes combustibles líquidos, inyectado en un medio inerte. El diseño contemplará los cálculos analíticos, selección de componentes y simulaciones de cargas mecánicas para validar el diseño. De este modo, el trabajo propuesto, basado en fundamentos de termo-fluidos y resistencia de materiales, aportará la información necesaria para una posterior fabricación del equipo.



TEMA DE TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO DE INGENIERO MECÁNICO

**DISEÑO DE UN EQUIPO DE VOLUMEN CONSTANTE PARA  
CARACTERIZAR PROCESOS FÍSICOS DE LA INYECCIÓN DE  
COMBUSTIBLES LÍQUIDOS EN UN MEDIO INERTE**

Introducción

1. Estado del arte y fundamentos teóricos
2. Cálculos de termo-fluidos para el diseño del equipo
3. Diseño preliminar
4. Diseño mecánico y cálculos
5. Costos del proyecto

Conclusiones y recomendaciones

Bibliografía

Planos

Anexos

Dr. Julio César Cuisano Egúsquiza

Asesor

Mg. Walter Mariano Tupia Anticona

Asesor



## **DEDICATORIA**

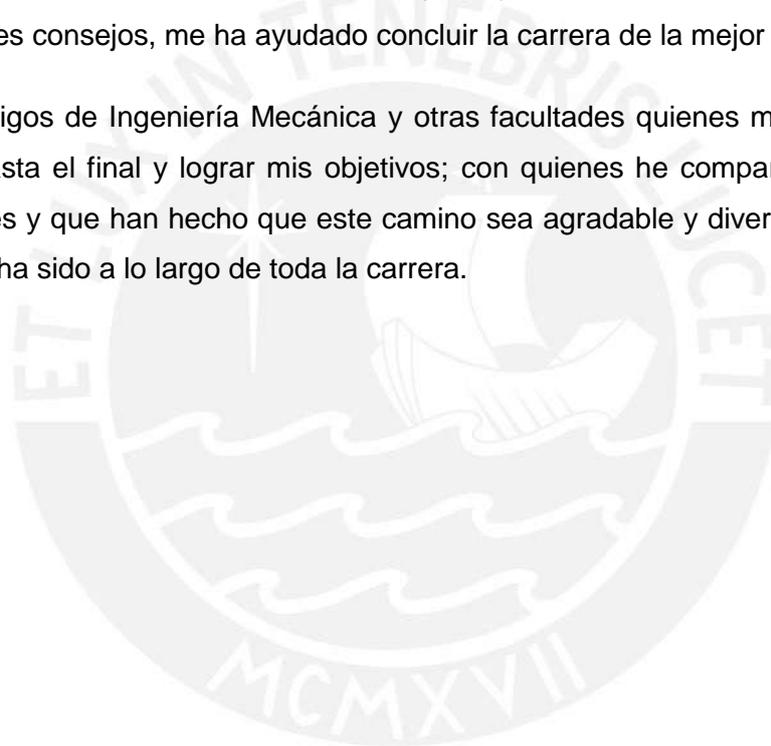
*Este trabajo lo dedico a mis padres, Neli y César,  
por todo el apoyo incondicional que me brindaron  
a lo largo de toda mi carrera universitaria.  
A mi familia y amigos quienes me ayudaron  
a seguir adelante pese a las adversidades.*

## AGRADECIMIENTOS

En primer lugar, a Dios por permitir que haya terminado una etapa muy importante en mi vida. A mis padres que, gracias a su gran esfuerzo, permitieron que pueda concluir esta gran etapa; nunca dejaron de motivarme para salir adelante. A toda mi familia quienes me brindaron de su apoyo cuando lo necesité.

A la plana docente de la universidad que aportaron en mi formación académica y profesional, en especial a mi asesor Julio Cuisano E., por todo el apoyo brindado hacia mi persona en la elaboración de este trabajo. Al profesor Quino Valverde G. quien, con sus grandes consejos, me ha ayudado concluir la carrera de la mejor manera.

A mis amigos de Ingeniería Mecánica y otras facultades quienes me motivaron a no desistir hasta el final y lograr mis objetivos; con quienes he compartido experiencias inolvidables y que han hecho que este camino sea agradable y divertido a pesar de lo difícil que ha sido a lo largo de toda la carrera.



## ÍNDICE DE CONTENIDOS

RESUMEN .....	I
DEDICATORIA.....	IV
AGRADECIMIENTOS .....	V
ÍNDICE DE CONTENIDOS .....	VI
LISTA DE FIGURAS .....	IX
LISTA DE TABLAS.....	XIII
INTRODUCCIÓN .....	1
Problema.....	2
Propuesta solución.....	2
Justificación.....	2
Objetivo General .....	3
Objetivos Específicos .....	3
CAPÍTULO 1 .....	4
Estado del arte y fundamentos teóricos.....	4
1.1. Estado del arte.....	4
1.1.1. Investigaciones con equipos de volumen constante en medios inertes ...	5
1.1.2. Investigaciones con equipos con pre-combustión .....	12
1.2. Fundamentos teóricos.....	23
1.2.1. Espesor de pared de recipientes por presión interna. ....	24
CAPÍTULO 2 .....	27
Cálculo de termo-fluidos para el diseño del equipo .....	27
2.1. Cálculo de la presión de trabajo .....	27
2.1.1. Condición 1: Reproducción del flujo másico de combustible de un motor para el equipo de volumen constante.....	28

2.1.2. Condición 2: Reproducción de la densidad ambiente en el PMS de un motor para el equipo de volumen constante.....	31
2.2. Definición del volumen del equipo.....	32
CAPÍTULO 3.....	37
Diseño preliminar.....	37
3.1. Metodología del diseño.....	37
3.2. Lista de exigencias.....	38
3.3. Caja negra (black - box).....	39
3.4. Estructura de funciones.....	40
3.5. Matriz morfológica.....	43
3.6. Conceptos solución.....	43
3.7. Análisis técnico económico de los conceptos.....	47
CAPÍTULO 4.....	50
Diseño mecánico y cálculos.....	50
4.1. Definiciones.....	50
4.2. Consideraciones del diseño.....	51
4.2.1. Parámetros de Diseño.....	53
4.2.2. Selección del material.....	53
4.2.3. Margen de corrosión.....	55
4.2.4. Eficiencia de la soldadura o junta.....	55
4.3. Condiciones de operación del equipo.....	56
4.4. Cálculo del tamaño interno del equipo.....	58
4.4.1. Cuerpo cúbico.....	58
4.4.2. Cuerpo cilíndrico.....	58
4.5. Cálculo del espesor de las paredes del equipo.....	59
4.5.1. Cálculo del espesor del equipo considerando la presión interna.....	59
4.5.1.1. Cálculo de espesor para cavidad cilíndrica en el cuerpo cúbico.....	60

4.5.1.2.	Cálculo del espesor del tubo cilíndrico (extensión de volumen).....	62
4.5.2.	Cálculo del espesor del equipo considerando presión externa.....	64
4.5.3.	Cálculo del espesor de las tapas planas de zafiro para visualización.....	67
4.5.4.	Cálculo de espesor de las bridas .....	69
4.6.	Cálculo analítico de esfuerzos en la estructura del equipo .....	75
4.7.	Simulación numérica.....	78
4.7.1.	Simulación del equipo de volumen constante.....	79
4.7.2.	Etapa de pre-procesamiento .....	79
4.7.2.1.	Definición de geometría .....	79
4.7.2.2.	Discretización.....	82
4.7.2.3.	Condiciones de borde .....	85
4.7.3.	Etapa de procesamiento .....	86
4.7.4.	Etapa de post-procesamiento.....	86
CAPITULO 5	.....	88
Análisis de costos para fabricación del equipo	.....	88
5.1.	Costo directo de materiales y elementos.....	89
5.2.	Costo de fabricación y montaje .....	90
5.3.	Costo de ingeniería y diseño .....	92
5.4.	Costo total.....	93
CONCLUSIONES	.....	94
RECOMENDACIONES	.....	97
BIBLIOGRAFIA	.....	98

## LISTA DE FIGURAS

### CAPÍTULO 1

- Figura 1.1:** Características macroscópicas de los parámetros de un spray [1].
- Figura 1.2:** Fotografía de cámara de inyección del banco de pruebas de N2 [1].
- Figura 1.3:** Muestra de una imagen (escalada) de un spray de Diesel a través de una de las boquillas axi-simétricos probadas por Desantes et al. [1].
- Figura 1.4:** Banco de prueba de nitrógeno [2].
- Figura 1.5:** Ángulo de elevación de spray [2].
- Figura 1.6:** Spray de diesel inyectado a distintas presiones [2].
- Figura 1.7:** Tasa de inyección y penetración del spray para una presión de inyección de 50 MPa y contrapresión de 2 MPa [2].
- Figura 1.8:** Banco de prueba de nitrógeno para caracterización de spray de combustibles [4].
- Figura 1.9:** Instalación completa de banco de prueba de nitrógeno utilizada por Pastor et al. [5].
- Figura 1.10:** Equipo de volumen constante con pre-combustión utilizado por Rik et al. [6]: a. celda de alta presión; b. tapa de metal; c. calentadores con aislamiento y placa de cubierta de aluminio; d. ventana de zafiro; e. inyector de combustible; f. tapa de orificios de inyector multiorificios; g. válvula de entrada; h. válvula de salida; i. cámara de combustión; j. soporte de bujías, ventilador, sensor de presión, sensor de temperatura.
- Figura 1.11:** Motor de investigación óptica ORE [7].
- Figura 1.12:** Evolución de la presión dentro del cilindro en el proceso de combustión de un motor Diesel [9].
- Figura 1.13:** Recipiente de volumen constante con pre-combustión utilizado por Rik et al. [6].
- Figura 1.14:** Sección transversal mostrando la configuración de las técnicas de visualización Schlieren y Mie: a. fuente de luz; b. lente esférico; c. parada Schlieren; d. sensor de la cámara; e. láser CW; f. lente; g. espejo; h. lente [6].

**Figura 1.15:** Esquema de la instalación del equipo de volumen constante y componentes empleados por Bougie et al. [11] - SW: ventana de zafiro, TI: aislamiento térmico, IV: válvula de entrada, OV: válvula de escape, TC: termocupla, PS: sensor de presión, psi: interruptor de presión, MV: válvula magnética, RD: disco de ruptura, PR: válvula de alivio de presión.

**Figura 1.16:** Recipiente de volumen constante utilizado por Martínez-Martínez et al. [12].

**Figura 1.17:** Celda de prueba de combustión utilizada por Moerman [13].

**Figura 1.18:** Sala de combustión de la Universidad de Gante [14] - 1. Bomba de inyección 2. Actuador 3. Inyector 4. Árbol de levas 5. Ángulo del codificador 6. Cámara de combustión.

**Figura 1.19:** Inyector del banco de prueba [14].

**Figura 1.20:** Esfuerzos de membrana en recipientes a presión cilíndricos [15].

**Figura 1.21:** Diagrama de cuerpo libre para realizar el cálculo del esfuerzo longitudinal en recipientes a presión cilíndricos [15].

## CAPÍTULO 2

**Figura 2.1:** Esquema del ciclo teórico Diesel.

**Figura 2.2:** Gráfico de presión vs relación de compresión.

**Figura 2.3:** Tasa de inyección de combustible [20].

**Figura 2.4:** Variaciones temporales de la presión en el interior del equipo para distintos volúmenes.

**Figura 2.5:** Variación de la presión con respecto al Volumen.

## CAPÍTULO 3

**Figura 3.1:** Esquema de la caja negra (black-box) para el equipo propuesto.

**Figura 3.2:** Esquema de estructura de funciones 3 (óptima).

**Figura 3.3:** Esquema del concepto solución 1.

**Figura 3.4:** Esquema del concepto solución 2.

**Figura 3.5:** Esquema del concepto solución 3.

**Figura 3.6:** Evaluación técnico económico.

**Figura 3.7:** Equipo de volumen constante a diseñar.

#### **CAPÍTULO 4**

**Figura 4.1:** Equipo de volumen constante a dimensionar.

**Figura 4.2:** Diagrama para obtener el factor A [27].

**Figura 4.3:** Diagrama para determinar espesores de los componentes de un recipiente por presión externa; factor B. [27].

**Figura 4.4:** Métodos de unión mediante tapas planas [16].

**Figura 4.5:** Junta de materiales y contacto de caras para determinar el factor de empaquetadura  $m$  [16]. El recuadro en rojo destaca el factor de la empaquetadura a utilizar.

**Figura 4.6:** Referencia utilizada (cuadro de color rojo) para obtener el ancho efectivo de la empaquetadura o junta [16].

**Figura 4.7:** Brazos de momento para cargas aplicadas en las bridas bajo condiciones de operación  $hg$  [16].

**Figura 4.8:** Tipos de bridas planas, destacando la selección de brida en el lado izquierdo [16].

**Figura 4.9:** Esquema de la sección transversal simplificada del equipo de volumen constante.

**Figura 4.10:** Esquema simplificado del recipiente cúbico.

**Figura 4.11:** Esquema de la extensión del volumen.

**Figura 4.12:** Modelo geométrico del recipiente cúbico.

**Figura 4.13:** Modelos geométricos de: A) ventana se zafiro; B) brida de ventanas.

**Figura 4.14:** Modelos geométricos de: A) soporte de inyector; B) inyector de combustible.

**Figura 4.15:** A) Modelo geométrico de extensión del volumen; B) sección del equipo.

**Figura 4.16:** Modelo geométrico del ensamble del equipo de volumen constante.

**Figura 4.17:** Mallado del recipiente cúbico.

**Figura 4.18:** Mallado de A) ventana de zafiro; B) brida.

**Figura 4.19:** Mallado de A) soporte de inyector; B) inyector de combustible.

**Figura 4.20:** Mallado de A) la extensión del volumen; B) equipo de volumen constante.

**Figura 4.21:** Definición del sentido de fuerza de gravedad (eje -Y), en amarillo.

**Figura 4.22:** Definición del soporte fijo en la cara inferior del recipiente cúbico.

**Figura 4.23:** Definición de la zonas sometido a la presión de prueba en el interior del equipo.

**Figura 4.24:** Máximo esfuerzo que presenta el equipo en su estructura.

**Figura 4.25:** Máxima deformación que presenta el equipo en su estructura.

## **CAPÍTULO 5**

## LISTA DE TABLAS

### CAPÍTULO 1

### CAPÍTULO 2

**Tabla 2.1:** Temperatura y presión del aire comprimido en el PMS de un motor Diesel [6].

### CAPÍTULO 3

**Tabla 3.1:** Lista de exigencias: Equipo para estudios de la inyección de combustibles.

**Tabla 3.2:** Evaluación técnica.

**Tabla 3.3:** Evaluación económica.

### CAPÍTULO 4

**Tabla 4.1:** Propiedades mecánicas de los aceros inoxidables AISI 304 y AISI 660 [27].

**Tabla 4.2:** Valor de operación y valor de diseño.

**Tabla 4.3:** Valores de los parámetros de diseño para calcular el espesor de pared.

**Tabla 4.4:** Propiedades mecánicas de los materiales de construcción [27].

**Tabla 4.5:** Propiedades de la malla utilizada en el análisis del ensamble del equipo de volumen constante y parámetros de malla recomendado por ANSYS [29].

### CAPÍTULO 5

**Tabla 5.1:** Lista y precios de materiales y elementos.

**Tabla 5.2:** Lista y precios de fabricación y montaje de los elementos del equipo.

**Tabla 5.3:** Precio de ingeniería y diseño del equipo.

**Tabla 5.4:** Costo total del proyecto.

## INTRODUCCIÓN

A lo largo de los años, la propia necesidad de reducir la dependencia de los derivados del petróleo y mitigar las emisiones contaminantes, ha propiciado las continuas mejoras del sistema de suministro de combustible de motores de combustión interna. Dicho sistema ha evolucionado notoriamente a lo largo del tiempo, desde sus inicios a través de la carburación, hasta la inyección indirecta y directa.

El modo de suministro de combustible en el motor define las características de la geometría interna de la cámara de combustión, además de controlar el proceso de la mezcla aire-combustible y el consecuente proceso de combustión. Respecto a las tecnologías actuales (sistema de inyección indirecta y directa) es importante determinar el comportamiento de los principales parámetros físicos del chorro de combustible en el cilindro, tales como la penetración en fase líquida, la penetración en fase vapor, el ángulo del spray, la concentración aire-combustible, la longitud de estabilización de la llama, el borde del frente de llama, las regiones de concentración del material particulado, entre otros parámetros.

La caracterización de estos parámetros requiere el uso de sofisticados equipos e instrumentos ópticos. Los primeros trabajos de visualización se llegaron a realizar en motores mono-cilíndricos de gran cilindrada (usados en el transporte pesado) accediendo a la cámara de combustión a través de la culata, mediante endoscopios de diámetro reducido. Actualmente, centros internacionales de investigación avanzada en motores disponen de diversos equipos con acceso óptico (equipo de volumen constante, máquina de compresión rápida, tubo de choque, motor transparente) para realizar los estudios de caracterización de la inyección y combustión de los spray de combustible. En nuestro país, hasta donde es conocido, no existe este nivel de implementación en los centros académicos. De los diversos equipos, el equipo de volumen constante representa uno de los equipos menos complejo; sin embargo, la información técnica sobre la construcción de estos equipos es inexistente.

### **Problema**

No es posible ampliar el conocimiento sobre los efectos de las propiedades de nuevos combustibles líquidos nacionales y nuevos prototipos de inyección sobre los procesos de penetración y mezcla aire-combustible, en los motores de combustión interna utilizados en diversos sectores de la economía del país. Los equipos comerciales, fabricados en el exterior, y diseñados para este tipo de estudios, son excesivamente caros y difíciles de adquirir. Además, en la literatura técnica y académica no existe información para su diseño y construcción.

### **Propuesta solución**

Diseñar un equipo de volumen constante para estudios de caracterización de parámetros físicos de sprays de combustibles líquidos. El diseño contemplará, además de los cálculos analíticos (fundamentos de termo-fluidos y resistencia de los materiales) y selección de componentes, simulaciones de cargas mecánicas, utilizando un software comercial, para validación del diseño.

### **Justificación**

El país dispone de combustibles líquidos que poseen características propias de la materia prima disponible y del estado actual de las refinerías para su elaboración. Estas particularidades, sumadas a su uso en motores que trabajan bajo diversas condiciones climáticas, justifican la necesidad de ampliar el entendimiento sobre las relaciones que existen entre las propiedades de dichos combustibles y los diferentes procesos que se desarrollan en el interior de la cámara de combustión.

El equipo de volumen constante para caracterización del spray representa uno de los equipamientos básicos para mejorar la comprensión de estos fenómenos (resultado de la interacción spray-ambiente). Por tanto, la propuesta del tema de tesis pretende aportar información técnica fundamental para el diseño y construcción de un equipo de volumen constante con acceso óptico, mediante el cual los centros de investigación nacional podrían utilizarlo para construcción y el desarrollo de nuevas líneas de investigación en el campo de combustibles, motores y contaminación.

### **Objetivo General**

Diseñar un equipo de volumen constante para caracterizar procesos físicos de la inyección de combustibles líquidos en medios inertes (sin combustión).

### **Objetivos Específicos**

- Relacionar los conceptos de termofluidos y resistencia de los materiales para construcción de un equipo de volumen constante expuesto a presiones típicas de cámaras de combustión de motores.
- Encontrar los parámetros de diseños adecuados para que el equipo de volumen constante pueda operar sin inconvenientes.
- Realizar los cálculos analíticos sobre el diseño de recipientes a presión siguiendo normas internacionales.
- Seleccionar los materiales adecuados para el diseño y construcción del equipo de volumen constante.
- Realizar simulaciones de la resistencia mecánica empleando un software comercial.
- Contribuir con la información no disponible sobre construcción de equipos de volumen constante para caracterización de spray de combustibles líquidos.
- Desarrollar un estudio que permita la construcción de un equipo para evaluación de combustibles nacionales y nuevas tecnologías de inyección.
- Desarrollar un estudio que permita mejorar el conocimiento de los efectos que tienen la calidad del combustible y las condiciones de altitud sobre las prestaciones de motores de combustión interna.



## **CAPÍTULO 1**

### **Estado del arte y fundamentos teóricos**

#### **1.1. Estado del arte**

Uno de los enfoques principales en el desarrollo de modernos motores Diesel es la necesidad de generar un proceso de combustión menos contaminante, manteniendo en alto la eficiencia en el aprovechamiento energético del combustible. Para alcanzar este objetivo, una variedad de vías tecnológicas están siendo investigados, tales como aumentos de la presión de inyección, mayor ajuste en la geometría de la boquilla del inyector e introducción de cantidades crecientes de recirculación de gases de escape (EGR).

En el presente capítulo se presentará un consolidado de artículos relacionados con el trabajo de tesis desarrollado. Inicialmente se presentará las investigaciones utilizando equipos de volumen constante sin combustión (medios inertes); luego se presentará otros equipos, ya sea de volumen constante o variable, con combustión que también son utilizados por la comunidad académica.

### 1.1.1. Investigaciones con equipos de volumen constante en medios inertes

Desantes *et al.* [1] realizaron estudios sobre la influencia de los parámetros geométricos del spray Diesel sobre condiciones isotérmicas del ambiente (ver Figura 1.1). El objetivo general de este estudio fue obtener un proceso de combustión eficiente con la formación baja de contaminantes. Para poder obtener dichos requerimientos, se determinó que el comportamiento de la pulverización del combustible fue un factor muy importante y que a la vez dependía de varios parámetros relacionados directamente con el sistema de inyección (presión de inyección, ángulo de cono del spray, longitud de penetración, etc.) y parámetros relacionados con el ambiente donde se inyecta el spray (temperatura de la cámara, contrapresión, concentración de oxígeno y concentración de residuales)

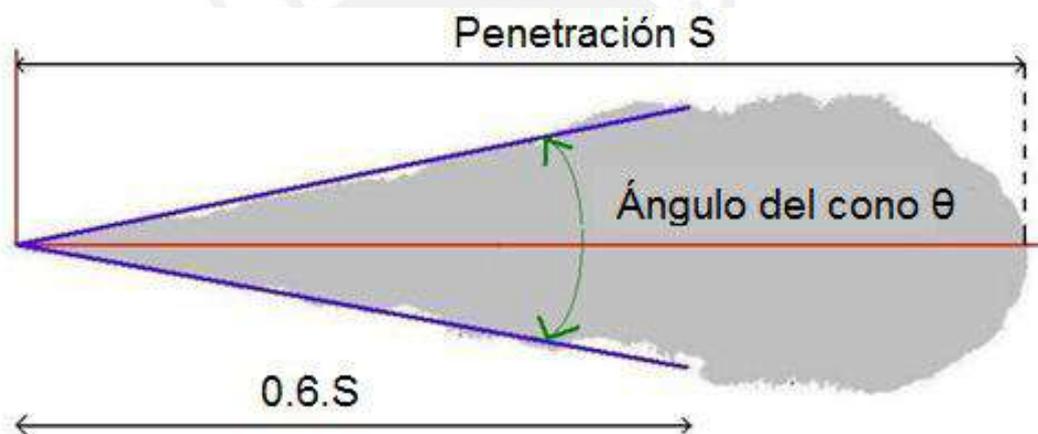


Figura 1.1: Características macroscópicas de los parámetros de un spray [1].

En este estudio, el proceso de inyección del spray se realizó en dos bancos de pruebas diferentes (banco de prueba de haflexuoruro de azufre,  $\text{SH}_6$ , y banco de prueba de Nitrógeno,  $\text{N}_2$ ). Ambos equipamientos tienen el mismo principio de funcionamiento y pueden reproducir una gama de densidades del gas ambiente; factor muy importante que influye en el comportamiento de la pulverización y que se puedan encontrar en el interior de la cámara de combustión de los motores.

El banco de pruebas de  $\text{N}_2$ , empleado por Desantes *et al.* [1], reproduce tanto la alta presión y densidad del gas ambiente similar a las condiciones de un motor Diesel. Básicamente el diseño consiste en un cubo de acero con una cavidad y varias bridas de conexión (ver Figura 1.2). Este equipo está diseñado para soportar una presión interna de 60 bar (6 MPa). La temperatura del nitrógeno se puede ajustar a valores entre 15 °C y 50 °C. El equipo opera en condiciones frías con el fin de obtener la densidad deseada

del gas inerte. El nitrógeno presurizado es constantemente renovado del interior del equipo, con la finalidad de evacuar el combustible inyectado y mantener limpio las ventanas de visualización.

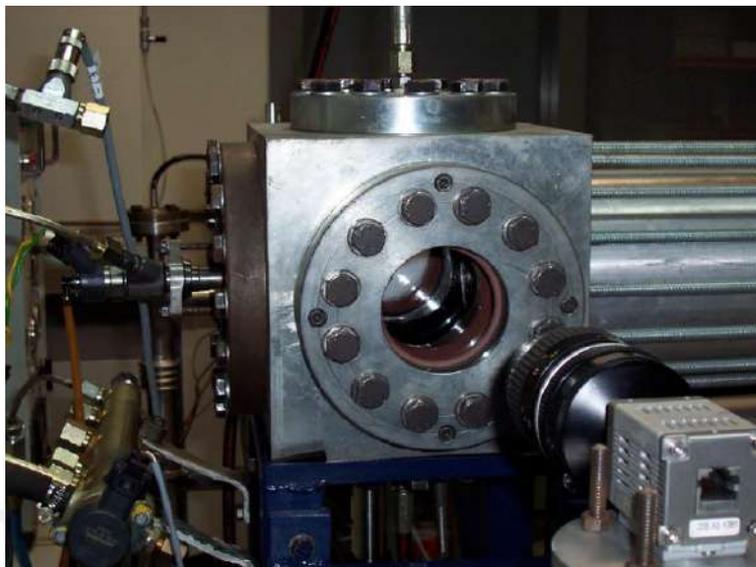
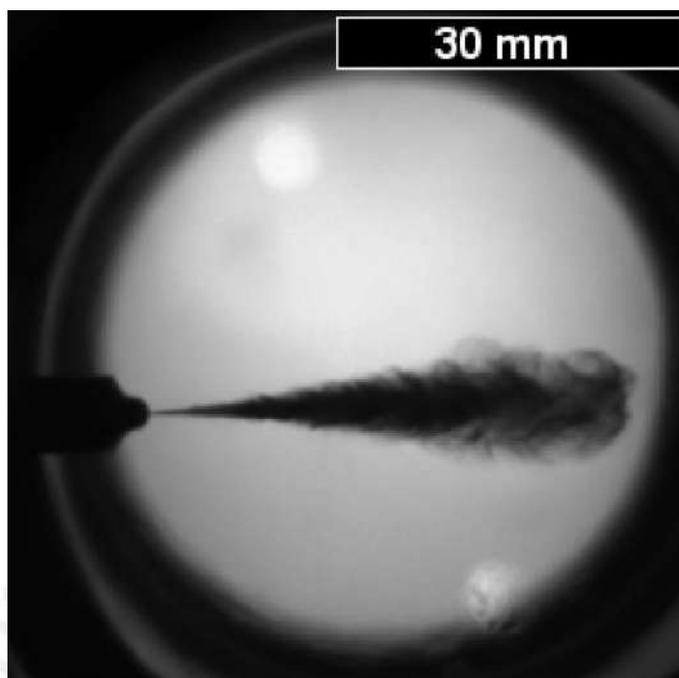


Figura 1.2: Fotografía de cámara de inyección del banco de pruebas de N2 [1].

Para el sistema de adquisición de imagen del spray, Desantes *et al.* [1] utilizaron una cámara CCD (dispositivo de carga acoplada) de colores, 12 bits, con resolución espacial de 1280 x 1024 píxeles y con un tiempo de exposición mínimo de 10 microsegundos. La iluminación del interior del equipo, por medio de un flash de xenón de alta potencia, garantizó la visualización del spray del combustible (ver Figura 1.3).



*Figura 1.3: Muestra de una imagen (escalada) de un spray de Diesel a través de una de las boquillas axi-simétricos probadas por Desantes et al. [1].*

Payri et al. [2], empleando el mismo equipo de volumen constante de Desantes et al. [1] (ver Figura 1.4) realizó estudios sobre el comportamiento macroscópico del spray diesel cerca a la boquilla. El estudio se centró en los primeros instantes del proceso de inyección en el que el spray es afectado por la dinámica de la aguja del inyector. El objetivo fue conocer sobre los parámetros más importantes que intervienen en el proceso de inyección, tales como: presión de inyección, densidad del gas, diámetro de agujero y tiempo transcurrido desde el inicio de la inyección.

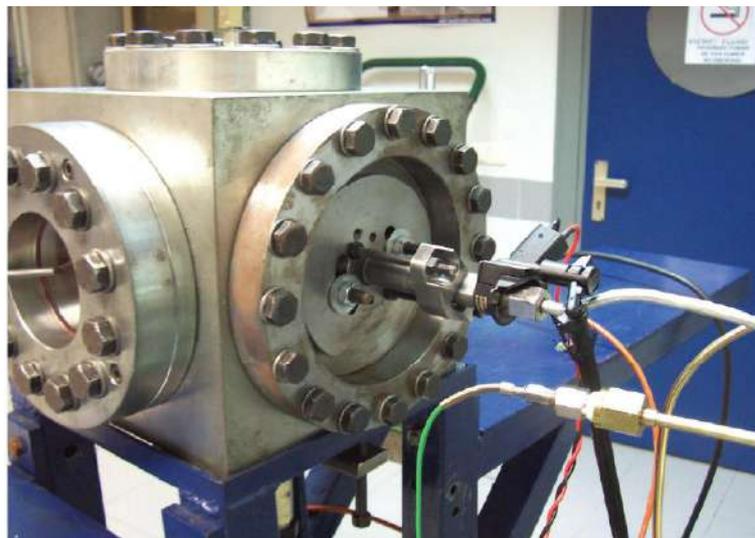


Figura 1.4: Banco de prueba de nitrógeno [2].

Para Naber y Sieber [3] el tiempo de transición  $t_t$  es el instante en que los cambios de la pulverización de ser dominados por líquido inyectado pasan a ser dominado por gas arrastrado. Finalmente, para Desantes *et al.* [1] el tiempo transcurrido desde el inicio de la inyección hasta el tiempo de la transición se identifica como el intervalo de tiempo durante el cual la tasa de flujo de masa sigue aumentando debido a la elevación de la aguja. En este intervalo de tiempo, Desantes *et al.* [1] verificaron una dependencia lineal del tiempo en la penetración punta de pulverización, sin embargo, los datos disponibles no fueron suficiente para obtener una correlación de los primeros milímetros de la pulverización. Por esta razón, el foco fue obtener una ley experimental con el fin de predecir la penetración de pulverización en función de las variables representativas en los primeros instantes de la inyección.

Payri *et al.* [2], como se muestra en la Figura 1.4, utilizó un sistema de inyección del tipo common rail instalada en una de las tapas del equipo de nitrógeno. El inyector comercial utilizado para estos experimentos fue del tipo solenoide con 6 orificios cilíndricos. El diámetro de salida de los orificios fue de 150 micras. El ángulo entre el spray de estudio (1 orificio) y el plano del equipo fue de  $15^\circ$ , como se aprecia en la Figura 1.5.

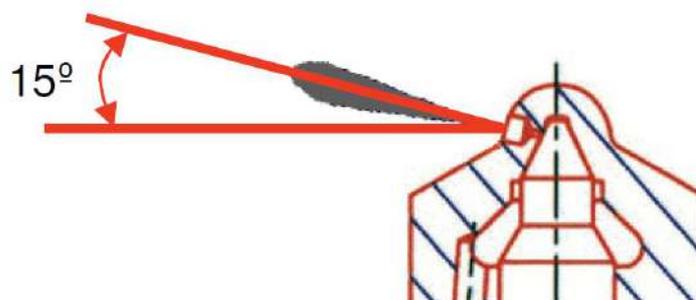


Figura 1.5: Ángulo de elevación de spray [2].

En la Figura 1.6, se muestra cuatro fotos de los sprays a diferentes condiciones de inyección, manteniendo el mismo pulso eléctrico del inyector. En la parte superior de los spray pertenecen a una presión de inyección de 80 MPa y una densidad del nitrógeno de  $45,2 \text{ kg/m}^3$ . En la parte inferior, los spray corresponden a una presión de inyección de 180 MPa y una densidad del nitrógeno de  $67,8 \text{ kg/m}^3$ .

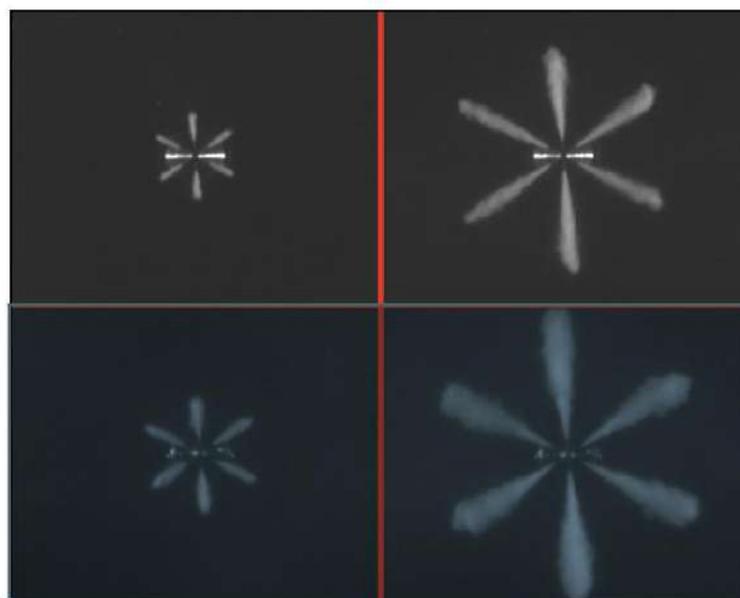


Figura 1.6: Spray de diesel inyectado a distintas presiones [2].

Los resultados de penetración fueron filtrados para asegurar que la pulverización se caracterizará en condiciones no estacionarias. Como ejemplo, en la Figura 1.7, este tipo de comparación se muestra para una presión de inyección de 50 MPa y una contrapresión de 2 MPa. El estudio desarrollado por Payri *et al.* [2], empleando el equipo de  $\text{N}_2$ , permitió verificar que la penetración y el ángulo de cono del spray siempre se caracterizan por instantes más bajos que el tiempo de transición,  $t_t$ . En esta zona, la

penetración se ve influida por la tasa de flujo de masa creciente debido a la elevación de aguja del inyector. Además, el tiempo de transición depende de la presión de inyección.

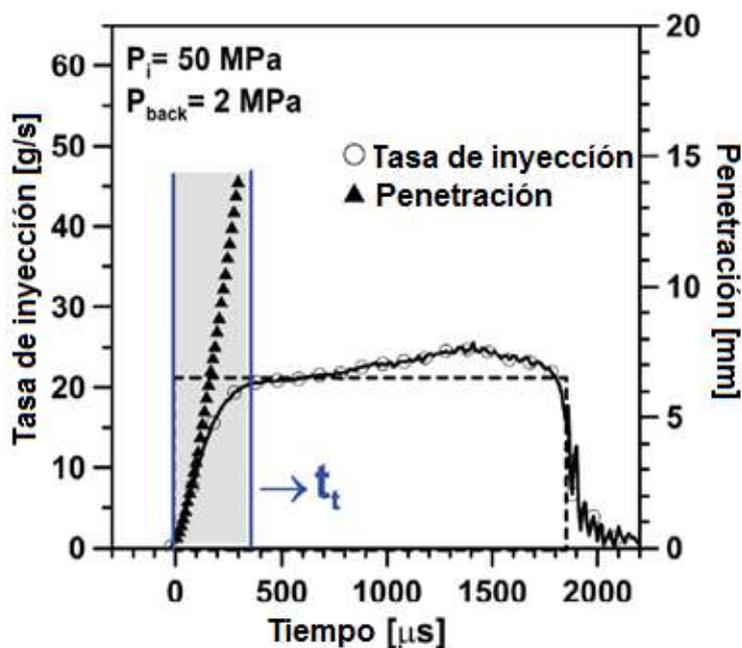


Figura 1.7: Tasa de inyección y penetración del spray para una presión de inyección de 50 MPa y contrapresión de 2 MPa [2].

Zapata [4] también realizó investigaciones sobre el comportamiento de los combustibles al ser inyectados en la cámara de combustión, para ello realizó investigaciones sobre instalaciones de equipos experimentales, en las que destaca el banco de pruebas de  $N_2$  del investigador Desantes *et al.* [1]. Esta instalación (ver Figura 1.8) consta de un recipiente cúbico de acero al cual se le han realizado varias perforaciones pasantes de 80 mm de diámetro en el centro de las caras. Una de las perforaciones laterales está destinada al soporte del inyector mientras que las caras superior e inferior se destinaron a la admisión de  $N_2$  y la evacuación de gas y combustible remanente. Para la visualización y la iluminación se adaptaron tres ventanas de polimetacrilato de metilo (placa de acrílico) a las tres perforaciones restantes [4]. Dos de ellas opuestas, para la visualización con la técnica de iluminación trasera difusa o para la iluminación en la configuración de visualización directa de toberas de múltiples spray. Además, esta configuración, el acceso frente al soporte del inyector es utilizado para la adquisición de las imágenes.

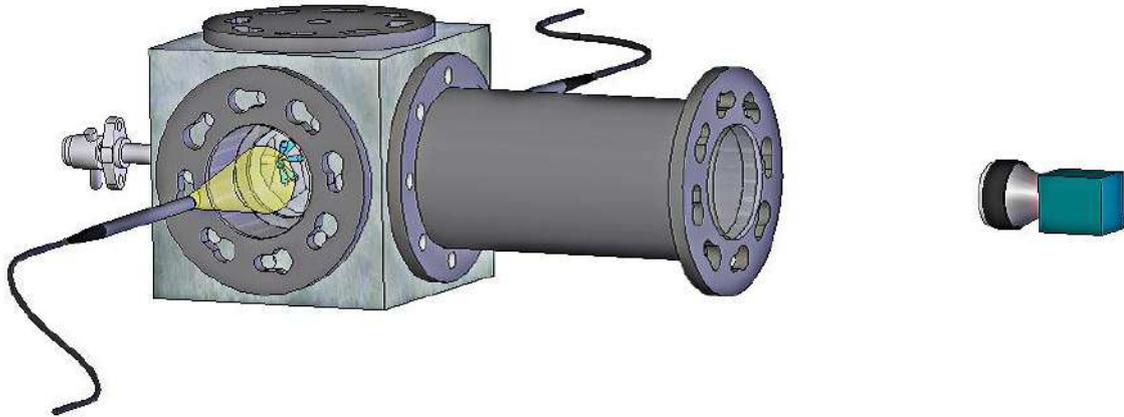


Figura 1.8: Banco de prueba de nitrógeno para caracterización de spray de combustibles [4].

Pastor *et al.* [5] determinaron que el sistema de inyección, específicamente la boquilla del inyector de combustible, es uno de las partes más importante de un motor Diesel. La geometría de la boquilla afecta las características de pulverización, que son decisivos para el rendimiento del motor y la formación de contaminantes.

El banco de pruebas donde se realizó el experimento fue un banco de pruebas de Nitrógeno. El dispositivo de prueba consiste básicamente en un cubo de acero con una cámara y varias bridas de conexión. El equipo está diseñado para una presión máxima de 100 bar, con un factor de seguridad de 4 y tiene un volumen interno de 1 a 4,5 litros, dependiendo de equipos auxiliares instalados. Para los experimentos realizados en la referencia [5], el volumen interno fue de 4,5 litros. A continuación se muestra un esquema completo de la instalación para el banco de pruebas de nitrógeno utilizado por Pastor *et al.* [5].

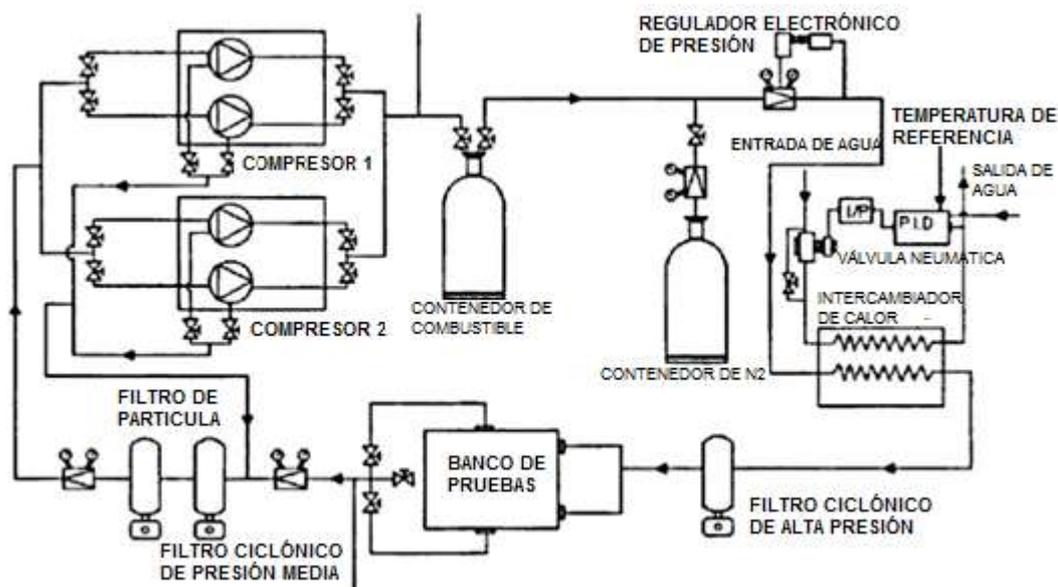


Figura 1.9: Instalación completa de banco de prueba de nitrógeno utilizada por Pastor et al. [5].

Como puede observarse en la Figura 1.9, el nitrógeno fue presurizado y calentado antes de ingresar al banco de pruebas. También utilizaron filtros para retener el combustible remanente de las inyecciones y, de este modo, fue posible reutilizar el nitrógeno en circuito cerrado.

Los principales parámetros extraídos de los experimentos fueron la penetración y el ángulo de cono del spray. Estos dos parámetros están relacionados entre sí, y ambos pueden estar relacionados con el proceso de pulverización y mezcla, influenciando directamente en la combustión diesel.

### 1.1.2. Investigaciones con equipos con pre-combustión

Rik et al. [6] realizaron estudios sobre sistemas de inyección de combustible common rail empleando en un banco de pruebas con pre-combustión. Una mezcla de gas pobre (combustible gaseoso y oxígeno) fue utilizada para generar, luego de un proceso de combustión con encendido por chispa, condiciones ambientales reales antes de la inyección del combustible Diesel. El crecimiento del spray y la vaporización fueron estudiadas usando las técnicas de Schlieren y la dispersión de Mie. Una vista general del equipo con pre-combustión es presentada en la Figura 1.10.

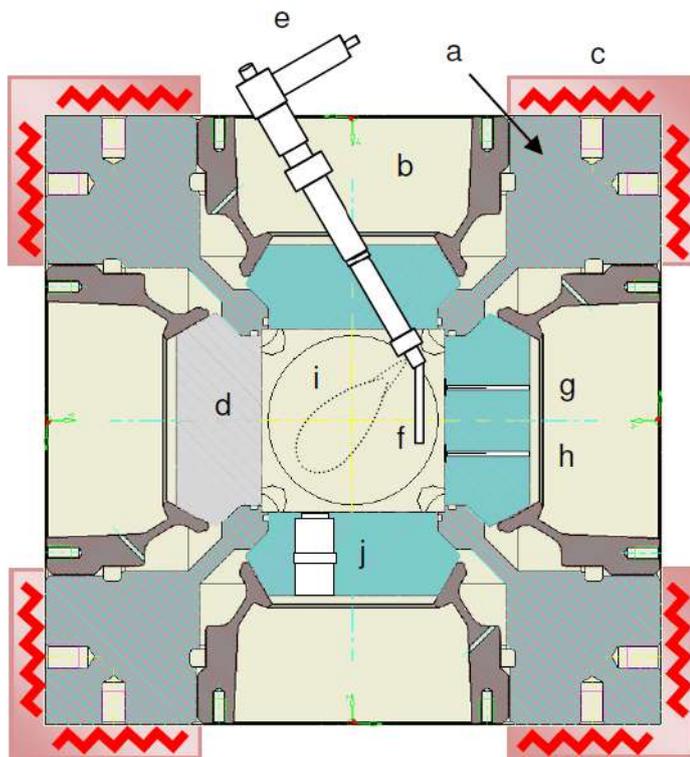


Figura 1.10: Equipo de volumen constante con pre-combustión utilizado por Rik et al. [6]:

a. celda de alta presión; b. tapa de metal; c. calentadores con aislamiento y placa de cubierta de aluminio; d. ventana de zafiro; e. inyector de combustible; f. tapa de orificios de inyector multiorificios; g. válvula de entrada; h. válvula de salida; i. cámara de combustión; j. soporte de bujías, ventilador, sensor de presión, sensor de temperatura.

De acuerdo con Rik *et al.* [6], el equipo de prueba que más se parece al motor real es el motor de investigación óptica (ORE, por sus siglas en inglés de Optical Research Engine, ver Figura 1.11). En estos bancos de pruebas la combustión es examinada en niveles de hasta 1,8 MPa (reduciendo las relaciones de compresión); sin embargo, por diferentes interacciones entre los complejos fenómenos del flujo y/o el impacto del combustible sobre las paredes del pistón, ocurren fenómenos no deseados para la visualización y caracterización del spray y la combustión.

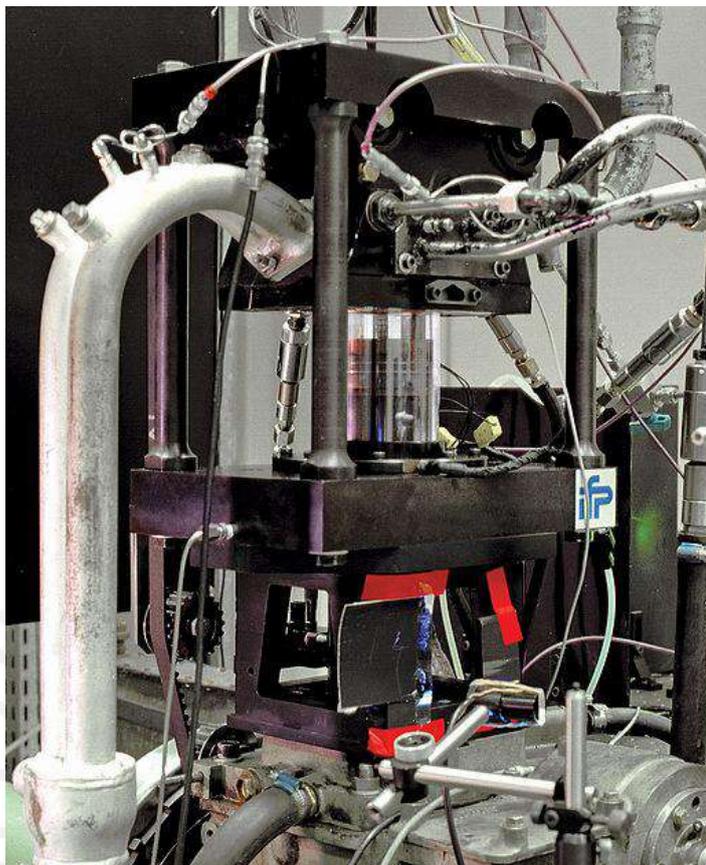


Figura 1.11: Motor de investigación óptica ORE [7].

Por estas razones, Rik *et al.* [6] afirman que una alternativa radica en el banco de prueba de volumen constante para realizar los ensayos, donde es atrapada una cantidad fija de oxidante en un recipiente de acero a alta presión, como se muestra en la Figura 1.10. Mediante la implementación de un diseño de pared doble es posible experimentar con presiones de hasta 80 bar (antes de la inyección del combustible). Sin embargo, hay también algunos inconvenientes: el acceso óptico se limita a pequeñas ventanas; debido a su inercia térmica, el enfriamiento del inyector establece fuertes gradientes de temperatura dentro del equipo; el impacto de la inyección con las paredes calientes afecta el proceso de combustión y de manera similar, la radiación de estas paredes puede afectar el proceso de combustión.

La técnica de pre-combustión en un equipo de volumen constante fue inicialmente propuesto por Oren *et al.* [8]. Este equipo permite un control más amplio de la presión, temperatura y composición de la pre-carga antes de la inyección del combustible líquido. Debido a una pre-combustión de una mezcla de combustible gaseoso y oxígeno en el equipo de volumen constante, es posible, por ejemplo, conmutar rápidamente el instante

de inyección a distintos niveles de temperatura y densidad ambiente, luego de esta pre-combustión (ver Figura 1.12). Sin embargo, existen también algunos inconvenientes como: el mayor tiempo entre las mediciones debido a factores como: la necesidad de una pre-combustión, la falta de homogeneidad de la temperatura ambiente, la cual puede ser mayor a la de un motor.

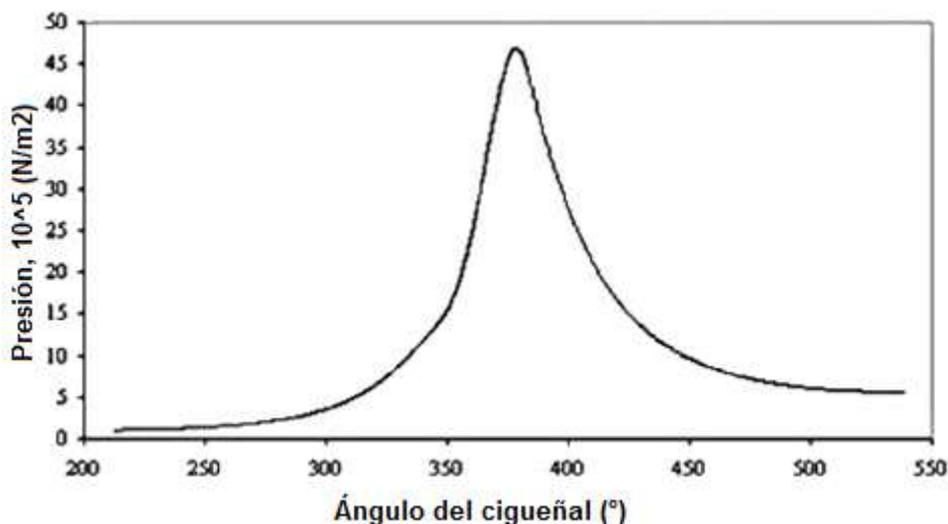
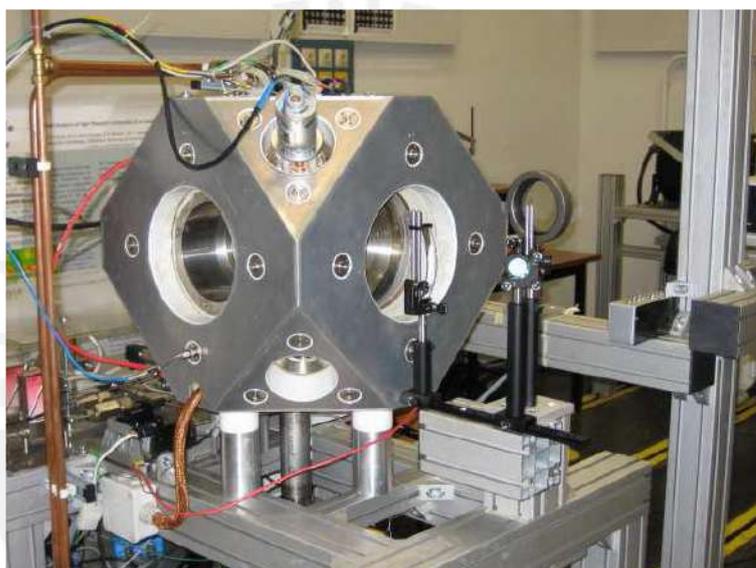


Figura 1.12: Evolución de la presión dentro del cilindro en el proceso de combustión de un motor Diesel [9].

En cuanto al diseño y la implementación del banco de prueba con pre-combustión utilizado por Rik *et al.* [6], los autores mencionan que el requisito principal fue que permitiría el estudio de la combustión de spray Diesel inyectados a alta presión y sin obstrucciones durante un intervalo de tiempo representativo. Eso implicaba una penetración del spray mínimo de 100 mm. Un requisito adicional fue que el diseño permitiría el estudio de la interacción del spray y la pared; y finalmente tendría que permitir el estudio de la llama de propagación laminar en altas presiones y temperaturas luego del encendido por chispa.

El diseño del equipo de prueba con pre-combustión utilizada por Rik *et al.* [6] muestra una gran similitud con los bancos de pruebas desarrolladas en diversos laboratorios renombrados de investigación (Sandia, instituto francés de petróleo, etc.). El núcleo de este tipo de equipo es una cámara de combustión con forma cúbica producido dentro de un cubo de acero inoxidable a través de electroerosión. La cámara de combustión es accesible en cada uno de sus lados a través de un agujero grande roscado. Cada uno de estos agujeros es equipado ya sea con una ventana de zafiro o con una forma

parecida a un tapón metálico. Los agujeros restantes están equipados con resistencias eléctricas. Además, una ventana sostiene al inyector con camisa de refrigeración (garantizando una temperatura controlada del combustible) y la superficie inferior contienen las bujías de encendido de la mezcla pobre para iniciar la pre-combustión. La unidad metálica exterior proporciona el soporte para las válvulas de entrada y escape. Además, orificios de acceso más pequeño son mecanizados en cada uno de las ocho esquinas de la cámara de combustión, en cada uno de estos agujeros encaja sensores de presión, sensores de temperatura, ventilador o bujías de encendido (ver Figura 1.13)



*Figura 1.13: Recipiente de volumen constante con pre-combustion utilizado por Rik et al. [6].*

Gimenes [10] también realizó investigaciones en el mismo equipo. El recipiente de volumen constante es una cámara de combustión cúbica de capacidad de  $1,2957 \text{ dm}^3$ . Dependiendo de material de la ventana (zafiro o cuarzo), la celda es capaz de someterse a una presión máxima de 350 bar, incluso si en la práctica se limitan a presiones de 130 bar para las ventanas de cuarzo y 300 bar para ventanas de zafiro. Las seis ventanas son todas de igual tamaño (50 mm de espesor y 100 mm de diámetro) y permiten el acceso completo para el acceso que requiere diagnóstico óptico.

En vista de la elevada presión máxima de 35 MPa, se prestó atención al diseño de las ventanas, tanto en su apoyo y sellado. La forma de la ventana es tal que su interacción con el apoyo retenedor minimiza la tensión de tracción y por lo tanto minimiza el espesor de la ventana [10]. En este diseño, las ventanas son de 50 mm de espesor y 100 mm de diámetro. Existe dos conjuntos de posibilidades de ventanas: un conjunto de

ventanas cuarzo y un conjunto de zafiro. Las ventanas de cuarzo tienen la ventaja de poseer una mejor transmisión de la luz UV, esto es especialmente interesante cuando el objetivo es detectar la quimioluminiscencia como el caso del formaldehído. El cuarzo, sin embargo, tiene una baja resistencia a la tracción y por lo tanto se utiliza sólo hasta presiones máximas de 13 MPa. Para presiones más elevadas (en la práctica limitados a 30 MPa para proteger el transductor de presión piezo-eléctrico) se usan ventanas de zafiro.

Un problema en este tipo de banco de prueba es la condensación de vapor de agua en las ventanas. Para evitar que el vapor de agua (resultado de la fase de pre-combustión) se condense en las ventanas, el equipo puede ser calentado utilizando elementos de calefacción eléctrica que son fijados en los 6 lados exteriores de la unidad. Para limitar la pérdida de calor en los alrededores de la unidad, el equipo se cubre con una capa aislante térmica y una capa exterior de aluminio delgada. Un termopar, en uno de las caras, se utiliza como parte de control del sistema de calefacción. La temperatura de la pared celular se ajusta normalmente a 403 K. Este valor es lo suficientemente alta para mantener las ventanas libres de condensación de vapor de agua, pero al mismo tiempo la temperatura es lo suficientemente baja como para permitir el mantenimiento manual (por ejemplo, durante la limpieza).

La preparación de la mezcla del combustible gaseoso y oxígeno tiene lugar en el interior del banco de prueba y no en un recipiente de presión separado. Esto con la finalidad de evitar costos adicionales y riesgos en la seguridad. Al comienzo de una experimentación, la válvula del tubo de escape se abre y la carga del equipo es evacuada por una bomba de vacío que es integrado en el sistema de escape. Cuando la presión del equipo alcanza un nivel absoluto de 1 a 2 kPa, la válvula del tubo de escape se cierra y los diferentes gases de pre-combustión se admiten de forma secuencial y en el orden correcto.

El tiempo entre la alimentación de los diferentes gases al equipo es suficientemente largo para permitir que estos gases se puedan ajustar a la temperatura del equipo. La carga es lenta (típicamente ocupando un total de 300 - 360 segundos), pero no demasiado lento para evitar los posibles efectos negativos de la fuga. Por consiguiente, la presión del equipo aumenta, en línea con la presión parcial de los diferentes componentes. Durante el proceso de llenado se hace funcionar el ventilador de agitación

para garantizar que todos los gases se mezclan bien antes del evento de pre-combustión.

En los equipos de alta presión, es muy importante evitar fugas. Un desafío particular fue sellar el diseño de la ventana: en la primera se utilizó una junta tórica en una cavidad coincidente entre la ventana y la pared metálica circundante. Aunque los O-rings soportan hasta 490 K (muy por encima de la temperatura de la pared), en las pruebas iniciales de pre-combustión, revelaron que con altas concentraciones de oxígeno y densidades de carga por encima de  $25 \text{ kg/m}^3$  los gases de combustión entran en las grietas rápidamente y degradan estas juntas tóricas, las cuales empezaron a pegarse en las ventanas. El problema se resolvió mediante la protección de las juntas tóricas con un PTFE (PTFE es termorresistente apto para un servicio prolongado desde  $-200^\circ$  a  $+250^\circ\text{C}$ ; es resistente a prácticamente todos los agentes químicos y se puede aplicar casi de forma universal. Además, tiene un coeficiente de fricción extremadamente bajo).

En cuanto a la técnica óptica, para estudiar la evaporación del spray, Rik *et al.* [6] implementaron una configuración de Schlieren como se muestra en la Figura 1.14. Una lámpara de 800 W de arco de xenón que se centra usando una lente de  $\text{Ø } 92 \text{ mm}$  ( $f = 600 \text{ mm}$ ) en agujeros de  $\text{Ø } 2 \text{ mm}$  que actúa como una fuente de luz ampliada ('a' en la Figura 1.14).

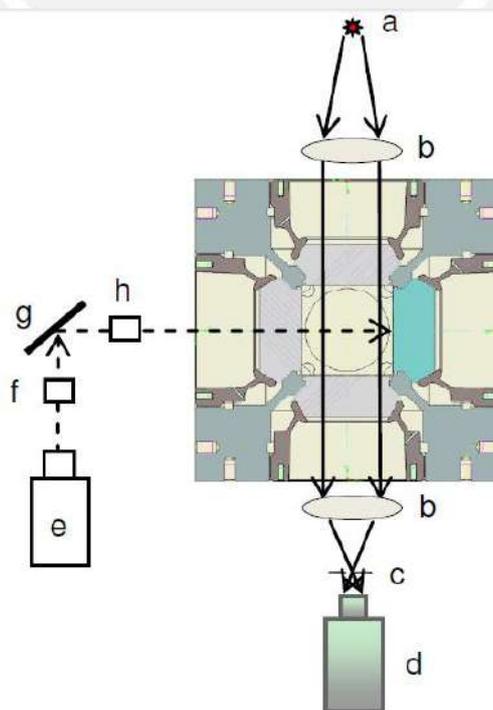


Figura 1.14: Sección transversal mostrando la configuración de las técnicas de visualización Schlieren y Mie: a. fuente de luz; b. lente esférico; c. parada Schlieren; d. sensor de la cámara; e. láser CW; f. lente; g. espejo; h. lente [6].

Las imágenes se graban utilizando una velocidad alta de la cámara CMOS Phantom V7.1; esta cámara es flexible en la resolución, que varía de 800 × 600 píxeles con un tiempo de respuesta mínimo de 2  $\mu$ s. Su resolución dinámica es 12 bits, la resolución espacial de las imágenes de Schlieren es 0,39 mm / pixel.

Los métodos de procesamiento de imágenes mediante el método de Schlieren demostraron que funciona bien en una situación en la que la detección de borde de pulverización es difícil debido a la alta perturbación de fondo. Esta situación se produce principalmente cuando la densidad del gas aumenta.

Bougie *et al.* [11], realizaron estudios sobre la propagación y la combustión de sprays de combustibles diesel, los cuales fueron inyectados a través de un inyector de un solo orificio en un equipo de volumen constante, en condiciones de temperatura y presión elevadas. El medio en el cual fue inyectado el spray fue sobre un ambiente de nitrógeno puro, es decir, condiciones no reactivas. Los parámetros estudiados del spray fueron la longitud de penetración y el ángulo de cono, los cuales son importantes para el estudio del spray líquido y su posterior ruptura.

El equipo de volumen constante donde se realizó los experimentos tiene las siguientes características: celda de forma cúbica de volumen constante de lado igual a 110 mm y diámetro interno de 40mm; celda construida con una aleación de acero inoxidable de alta resistencia, que es ópticamente accesible a través de cuatro ventanas de zafiro con 40 mm de diámetro. El equipo permite el estudio y visualización del proceso de inyección de combustibles líquidos con y sin combustión, en un amplio intervalo de presiones (<8MPa) del gas ambiente y temperaturas (<850 K). El equipo cuenta con válvulas de escape y un inyector de combustible del tipo common rail. En la Figura 1.15 se presenta un esquema de la instalación de prueba utilizada por Bougie *et al.* [11].

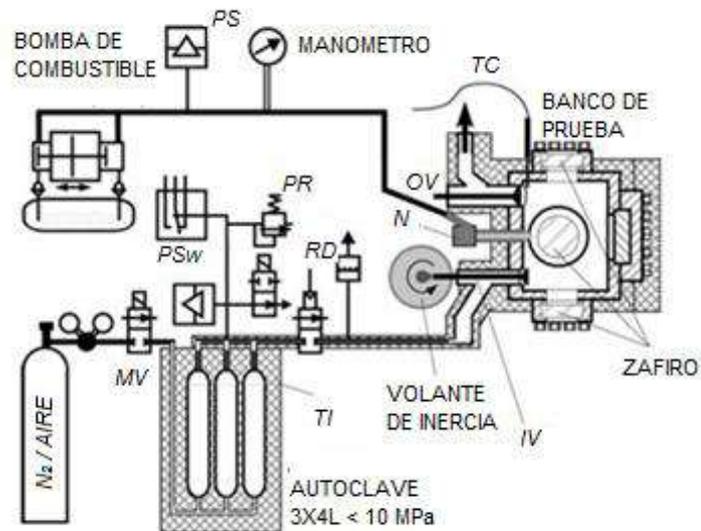


Figura 1.15: Esquema de la instalación del equipo de volumen constante y componentes empleados por Bougie et al. [11]

SW: ventana de zafiro, TI: aislamiento térmico, IV: válvula de entrada, OV: válvula de escape, TC: termocupla, PS: sensor de presión, psi: interruptor de presión, MV: válvula magnética, RD: disco de ruptura, PR: válvula de alivio de presión.

En el equipo utilizado por Bougie y colegas [11], los gases se introducen a través de una válvula accionada por un eje de leva (en el orificio de entrada) y sale a través de una válvula de escape con accionamiento neumático, simulando así un ciclo de trabajo de un motor diesel sin movimiento del pistón.

Martínez-Martínez *et al.* [12], desarrollaron estudios paramétricos y aportaron en la construcción de herramientas que permiten la reproducción de las condiciones termodinámicas similares a los que se presenta en el interior de un cilindro de un motor. Esto permitió obtener una mayor aproximación entre la relación teórica y la experimental asociada a sprays de combustibles y su proceso de combustión.

De acuerdo con la referencia [12], estos modelos se clasifican en tres grupos: a) según la temperatura de trabajo del gas ambiente (frío o caliente); b) según el tipo de atmósfera (inerte o reactiva); c) según la geometría interna del equipo de volumen constante.

Martínez-Martínez *et al.* [12], utilizando el equipo de volumen constante del CMT estudió los sprays de diesel en atmósferas no reactivas y reactivas. El objetivo fue obtener las condiciones de densidad similares a las existentes en el interior de la cámara de combustión de un motor térmico real. En estos estudios se utilizó como fluido de trabajo

al nitrógeno y oxígeno presurizados a 20 bar y las presiones de inyección del combustible fueron 2000 bar.

El equipo cuenta con cuatro ventanas de cuarzo, cuyo espesor es de 50 mm. Estos accesos ópticos son colocados ortogonalmente y equidistantes. La longitud interna del equipo es de aproximadamente 100 mm, evitando choques del spray con las paredes del recipiente; y el diámetro interno del equipo puede regularse entre 80 mm y 110 mm. El rango de temperatura y densidad del ambiente son de 600 a 1400 K y 3,6 a 60 kg/m<sup>3</sup>, respectivamente.

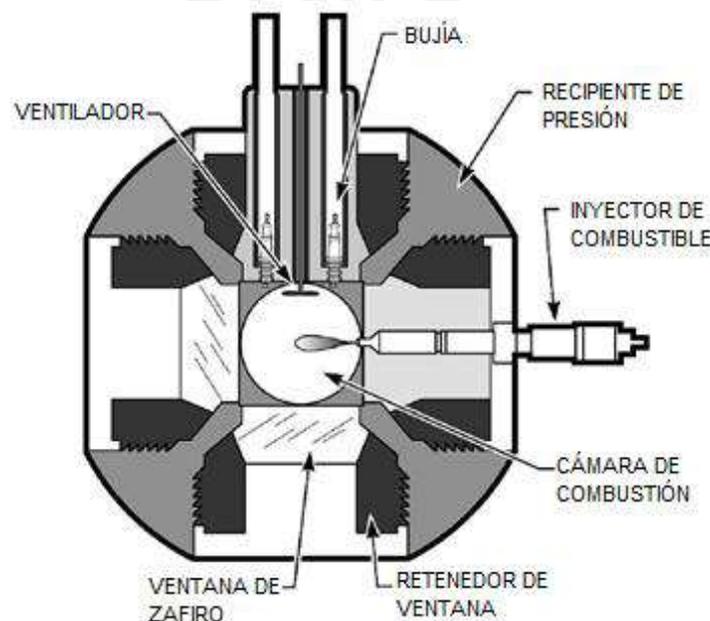
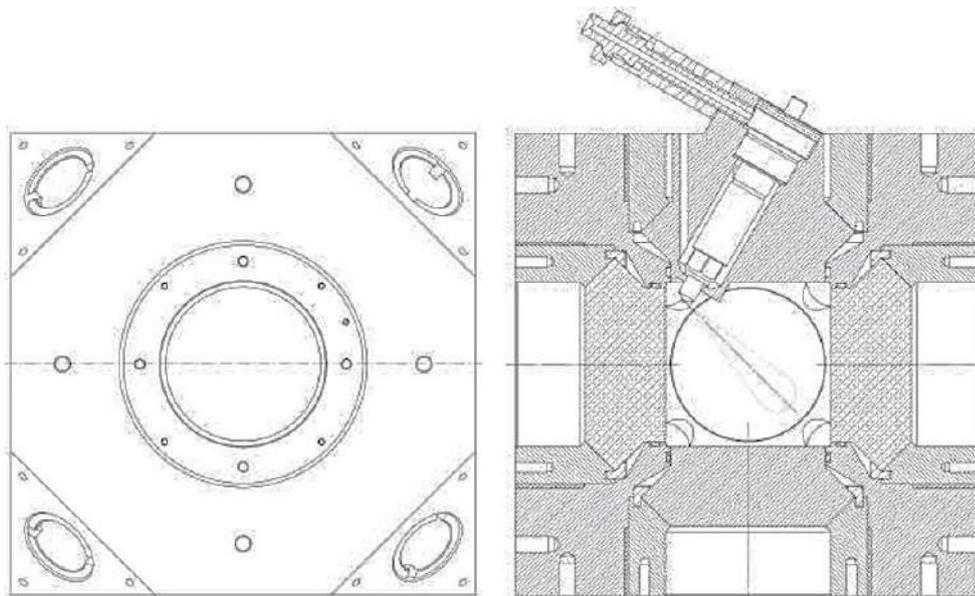


Figura 1.16: Recipiente de volumen constante utilizado por Martínez-Martínez et al. [12].

Moerman [13] desarrolló un equipo de volumen constante con pre-combustión para realizar investigaciones sobre el proceso de combustión en motores Diesel (ver Figura 1.17). El uso de este sistema experimental permitió mejorar los procesos de inyección, combustión y emisiones.

El equipo que utilizó Moerman [13] es básicamente un recipiente cerrado con volumen constante (4.096 dm<sup>3</sup>) en el que puede producirse la combustión. Las condiciones precisas a la combustión se pueden ajustar mediante variación de la temperatura y presión, los cuales pueden ajustarse de forma independiente, aunque en un rango limitado. No existen elementos móviles y el acceso óptico es de 150 mm de diámetro.

El tamaño del acceso óptico es determinado por la longitud máxima del spray. Cuando se utilizan inyectores de orificios múltiples el estudio se enfoca en un solo agujero del inyector mientras los flujos de los otros orificios son desviados. En caso de extensos ángulos de cono del spray, el diámetro del acceso óptico puede regularse.



*Figura 1.17: Celda de prueba de combustión utilizada por Moerman [13].*

Baere *et al.* [14] realizaron trabajos de análisis del proceso de combustión en un equipo de volumen constante similar al de Moerman [13]. Para simular las condiciones del motor se creó una atmósfera en el recipiente que se asemeja a la atmósfera en el cilindro en el comienzo de la inyección del combustible.

El equipo consta de una celda con un volumen interno de  $4.096 \text{ dm}^3$ . El sistema de inyección se compone de una bomba de combustible, tubo de inyección e inyector. El equipo puede verse en la Figura 1.18.

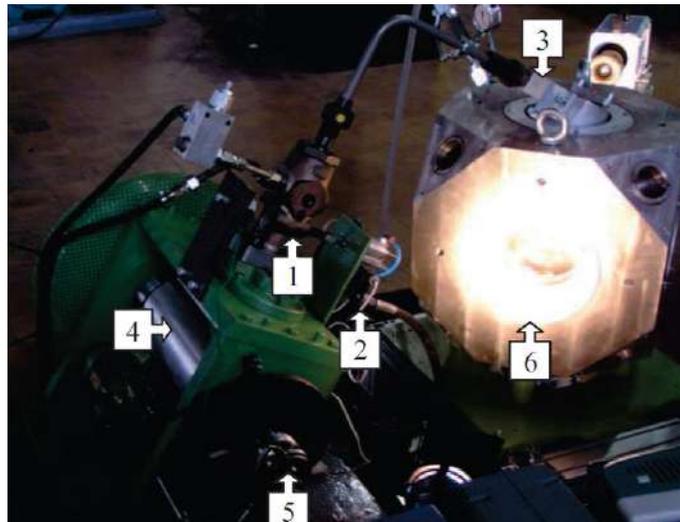


Figura 1.18: Sala de combustión de la Universidad de Gante [14]

1. Bomba de inyección 2. Actuador 3. Inyector 4. Árbol de levas 5. Ángulo del codificador 6. Cámara de combustión.

Para examinar sólo un spray del combustible, se coloca un dedal sobre la boquilla como se ve en la Figura 1.19. El inyector se coloca para introducir el spray a lo largo de la diagonal. Esto maximiza la accesibilidad óptica y pleno desarrollo de la pulverización de combustible. Los otros sprays se desvían a través de un tubo de drenaje a la parte inferior de la cámara de combustión.



Figura 1.19: Inyector del banco de prueba [14].

## 1.2. Fundamentos teóricos

Los fundamentos teóricos de la teoría general de esfuerzos son presentados en el Anexo I y, basado en ello, se presenta a continuación la teoría para el cálculo del espesor de pared de recipientes por presión interna. La literatura utilizada en esta sección corresponde a las referencias [15], [16] y [17].

### 1.2.1. Espesor de pared de recipientes por presión interna.

En los recipientes cilíndricos sometidos a presión interna ( $P_i$ ), como el que se muestra en la Figura 1.20, se tiene que el radio circunferencial es el radio interno del cilindro ( $r_2 = r$ ), el radio longitudinal es infinito, es decir no hay curvatura en esta dirección ( $r_1 = \infty$ ), y ambos son constantes a lo largo de todo el recipiente.

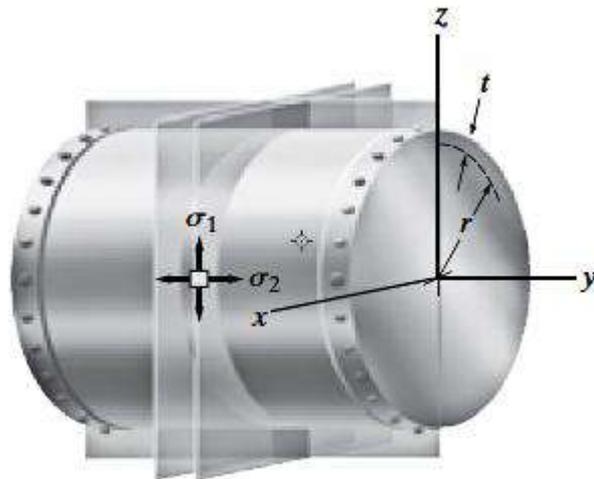


Figura 1.20: Esfuerzos de membrana en recipientes a presión cilíndricos [15].

Remplazando las variables ( $r_1$  y  $r_2$ ) en la ecuación (I.10, ver Anexo I) se tiene la siguiente ecuación (1.1) para el cálculo de esfuerzos circunferencial  $\sigma_1$ :

$$\sigma_1 = \frac{P_i \cdot r}{t} \quad (1.1)$$

Por otro lado, para realizar el cálculo del esfuerzo longitudinal  $\sigma_2$  se considera la porción del cilindro que se muestra en la Figura 1.21, en la cual se puede ver que  $\sigma_2$  actúa uniformemente a través del espesor y  $P_i$  sobre el área que define el gas o fluido que contiene el recipiente.

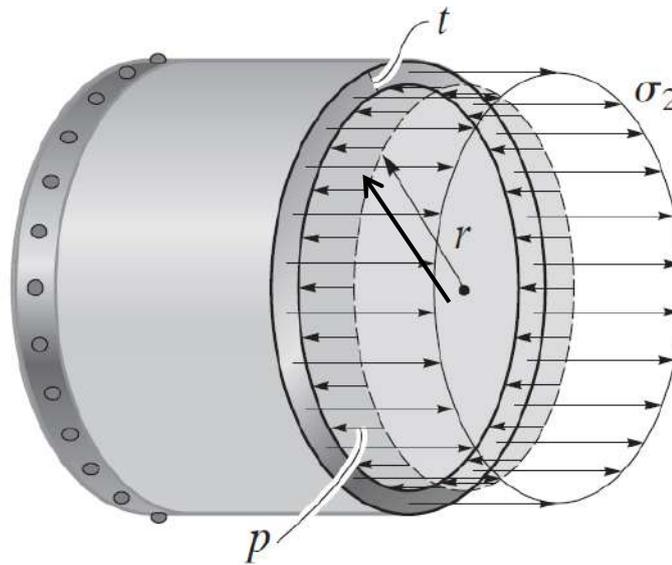


Figura 1.21: Diagrama de cuerpo libre para realizar el cálculo del esfuerzo longitudinal en recipientes a presión cilíndricos [15].

Si consideramos que el radio medio es aproximadamente igual al radio interior del cilindro, el equilibrio de fuerzas requiere que:

$$\sum F = 0 \rightarrow \sigma_1 \cdot (2 \cdot \pi \cdot r \cdot t) - P_i \cdot (\pi \cdot r^2) = 0 \rightarrow \sigma_2 = \frac{P_i \cdot r}{2 \cdot t} \quad (1.2)$$

Como se puede apreciar, al comparar las ecuaciones (1.1) y (1.2) se ve que el esfuerzo circunferencial  $\sigma_1$  es el doble que el esfuerzo longitudinal  $\sigma_2$ ; por ello, cuando se realiza la fabricación de los recipientes a presión, las juntas longitudinales deben diseñarse para soportar dos veces más el esfuerzo que las juntas circunferenciales.

Si ahora reemplazamos  $\sigma_1$ , en la ecuación (1.1), por el esfuerzo máximo admisible del material y se despeja el espesor del recipiente, se puede calcular entonces el mínimo espesor requerido teóricamente para soportar la presión interna. De este modo se tiene que:

$$t = \frac{P_i \cdot r}{S} \quad (1.3)$$

El código ASME, División VIII, recomienda utilizar la misma ecuación (1.3) pero con una forma modificada para el cálculo del espesor del recipiente a presión, y a fin de obtener

un diseño más seguro y confiable. De este modo, el código ASME modifica la ecuación (1.3) para:

$$t = \frac{P_i \cdot r}{S \cdot E - 0.6 \cdot P_i} \quad (1.4)$$

La ecuación (1.4) representa los esfuerzos de membrana modificada por el código ASME, la cual está especificada en el apartado UG-27 del código y que da como resultado un espesor mayor al que se obtiene por la ecuación teórica (1.3), ya que considera un factor de seguridad ( $0.6 \cdot P_i$ ), el cual hace que el denominador sea menor que la ecuación (1.3); por ende, el espesor será mayor.

Adicionalmente, la ecuación (1.4) introduce los efectos del tipo de junta que se usa para la fabricación del recipiente a presión (parámetro E). Al introducir esta variable se puede hacer que el espesor obtenido sea mayor al calculado por la ecuación (1.3).

Por otro lado, el código ASME impone 2 restricciones para que los resultados, mediante el uso de la ecuación (1.4), sean confiables y adecuados. Estos son los siguientes:

- La presión interna debe ser menor o igual a  $(0,385 \cdot S \cdot E)$ ;
- El espesor debe ser menor o igual a la mitad del radio interior.

Estas restricciones serán evaluadas en el capítulo 4. Por otro lado, el cálculo del espesor de recipiente a presión externa se especifica en el apartado UG-28 del código ASME.

Además de la teoría de esfuerzos se presenta el Anexo II, donde se podrá revisar el método de elementos finitos que se utilizará al finalizar el capítulo 4 y con ello validar el diseño del equipo de volumen constante.

## CAPÍTULO 2

### Cálculo de termo-fluidos para el diseño del equipo

Para el diseño del equipo se requiere conocer ciertos parámetros en el interior del recipiente, como la presión de trabajo (presión del nitrógeno) y el volumen interior del equipo.

Además, para replicar algunas características geométricas del spray de combustible (como el ángulo de cono) deberá conocerse la densidad del nitrógeno comprimido. De este modo, el ambiente inerte (sin combustión) del equipo de volumen constante permitirá reproducir algunas condiciones termodinámicas del aire comprimido en el interior del cilindro de un motor de combustión interna, durante la fase de inyección del combustible (es decir, cuando el pistón se encuentra muy próximo al punto muerto superior - PMS).

El equipo de volumen constante, a ser diseñado en este estudio, servirá para caracterizar sprays de combustibles líquidos y gaseosos utilizados por motores de encendido por chispa (motores a gasolina) o motores de encendido por compresión (motores Diesel). En estos últimos las relaciones de compresión son superiores, es decir, las presiones en el interior del cilindro son superiores comparados al motor de encendido por chispa. Por esta razón, para el diseño del equipo de volumen constante tomaremos como referencia los parámetros característicos de los motores Diesel comerciales.

#### 2.1. Cálculo de la presión de trabajo

Para simular experimentalmente la inyección del combustible en motores, utilizando el equipo de volumen constante, deberá garantizar el mismo flujo másico de combustible y las mismas condiciones termodinámicas del ambiente (nitrógeno). Luego, a partir de estas condiciones, se obtendrá el valor de la presión de trabajo del equipo.

En los siguientes párrafos se realizará el análisis termodinámico para obtener un valor aproximado de la presión en la cámara del equipo a ser diseñado.

### 2.1.1. Condición 1: Reproducción del flujo másico de combustible de un motor para el equipo de volumen constante.

Payri *et al* [19] utilizan la siguiente expresión (derivada de la ecuación de Bernoulli) para relacionar los parámetros que inciden directamente en el flujo másico del combustible a través del orificio de un inyector:

$$\dot{m}_f = C_d \cdot A_{geo} \sqrt{2 \cdot \rho_f \cdot \Delta P} \quad (2.1)$$

donde:

$\dot{m}_f$ : flujo másico (kg/s);

$C_d$ : coeficiente de descarga;

$A_{geo}$ : área geométrica del orificio del inyector (m<sup>2</sup>);

$\rho_f$ : densidad del combustible (kg/m<sup>3</sup>);

$\Delta P = P_{inyección} - P_{ambiente}$  (Pa).

De la ecuación (2.1) notamos que para garantizar el flujo másico de combustible en un ambiente diferente al motor, el único parámetro del ambiente es la presión en el interior del equipo ( $P_{ambiente}$ ), es decir, la presión de trabajo.

Como se puede apreciar en la Tabla 2.1, las condiciones de presión y temperatura del aire comprimido que se obtiene en un motor Diesel, cuando el pistón se encuentra en el PMS (posición muy próxima al comienzo de la inyección del combustible), son las siguientes:

Tabla 2.1: Temperatura y presión del aire comprimido en el PMS de un motor Diesel [6].

	Mínimo	Máximo
Temperatura (K)	750	950
Presión Absoluta (MPa)	5	6,8

A continuación, en la Figura 2.1, se presenta el ciclo teórico Diesel del cual realizaremos el análisis de las presiones durante la fase de compresión del aire. Para ello se ha considerado que el motor es sobrealimentado; por lo tanto, la presión de admisión en el cilindro ( $P_1$ ) será igual a 2 bar, valor típico en aplicaciones vehiculares [20].

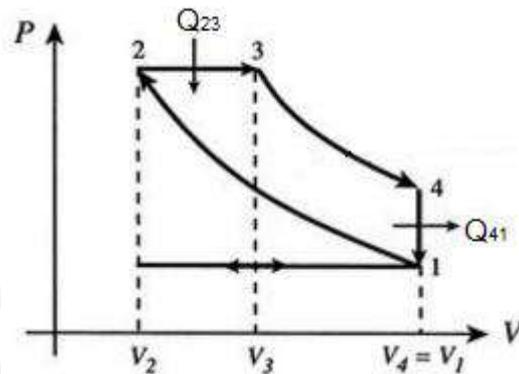


Figura 2.1: Esquema del ciclo teórico Diesel.

De la Figura 2.1, en el proceso 1-2 se tiene una compresión politrópica del aire cuyo exponente politrópico ( $n$ ) es aproximadamente 1.33 [21]. De este modo, obtenemos que:

$$P_1 \cdot V_1^{1,33} = P_2 \cdot V_2^{1,33} \quad (2.2)$$

Despejando los volúmenes:

$$\left(\frac{V_1}{V_2}\right)^{1,33} = \frac{P_2}{P_1} \quad (2.3)$$

Como la relación de compresión ( $r_c$ ) es equivalente  $V_1/V_2$ , entonces la ecuación (2.3) se reduce a:

$$r_c = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{1}{1,33}} \quad (2.4)$$

Por otro lado, de la ecuación de estado obtenemos la siguiente expresión para la densidad del aire en el punto 2 (PMS):

$$\rho_{2min} = \frac{P_2}{R \cdot T_2} \quad (2.5)$$

Luego, si reemplazando los valores mínimos de presión y temperatura en el PMS (de la Tabla 2.1) en la ecuación (2.5) se tiene que:

$$\rho_2 = \frac{5000}{0,287 \cdot 750} = 23,2 \frac{kg}{m^3} \quad (2.6)$$

De la ecuación (2.6) confirmamos que el valor mínimo de la densidad del aire en el PMS se encuentra en el rango estimado por la referencia [20] ( $\rho$ : 20 -25 kg/m<sup>3</sup>).

Seguidamente, reemplazamos los valores de presión en la ecuación (2.4), obteniendo:

$$r_{c_{min}} = \left( \frac{5000}{200} \right)^{\frac{1}{1,33}} = 11,25 \quad (2.7)$$

De forma análoga a los pasos previos, reemplazamos los valores máximos de presión y temperatura del aire en el PMS (ver Tabla 2.1) en la ecuación (2.5), obteniendo:

$$\rho_{2_{max}} = \frac{6816,26}{0,287 \cdot 950} = 25 \frac{kg}{m^3} \quad (2.8)$$

Nuevamente, sustituimos los valores de presión en la ecuación (2.4) para obtener una relación de compresión equivalente a:

$$r_{c_{max}} = \left( \frac{6816,25}{200} \right)^{\frac{1}{1,33}} = 14,2 \quad (2.9)$$

Estas relaciones de compresión, obtenidas en (2.7) y (2.9), se encuentran en el rango mencionado por la referencia [21] ( $r_c$ : 10 - 23); no obstante, los motores comerciales suelen utilizar un  $r_c$  próximo de 17. Entonces, tomando en cuenta este valor referencial de  $r_c$  y considerando, como ya mencionado, la presión de admisión de 2 bar, podemos obtener un valor referente de la presión en el PMS ( $P_2$ ):

$$P_2 = P_1 \cdot r_c^{1,33} \quad (2.10)$$

$$P_2 = 2 \cdot 17^{1,33} = 86,6 \text{ bar} \quad (2.11)$$

Como se puede apreciar, la presión máxima del aire que se lograría obtener en el PMS de motores Diesel comerciales (aplicación vehicular) es de 86.6 bar; no obstante, cabe mencionar que la inyección del combustible se lleva a cabo en aproximadamente 15° antes del PMS [21]

### **2.1.2. Condición 2: Reproducción de la densidad ambiente en el PMS de un motor para el equipo de volumen constante.**

Para simular las condiciones de densidad del aire a través de un medio inerte como el nitrógeno puro a 30 °C (303 K), podemos despejar el valor máximo de la presión del aire en el PMS a partir de la ecuación (2.8):

$$P_2 = 0,287 \cdot 25 \cdot 303 = 2174,03 \text{ kPa} = 21,74 \text{ bar} \quad (2.12)$$

De este resultado podemos concluir que si consideramos la temperatura de trabajo (30 °C) y la densidad típica de los motores Diesel en el PMS, obtenemos una presión de trabajo ( $P_2$ ) aproximadamente cuatro veces menor que la obtenida en (2.11), donde fue considerada las condiciones iniciales de presión de admisión y relación de compresión de motores Diesel comerciales. Por tanto, para fines de diseño del presente equipo tomaremos como referencia el mayor resultado de la presión de trabajo ( $P_2$ , ecuación 2.11) obtenido en la condición 1.

Es importante mencionar que los estudios de caracterización de la inyección de combustible en este tipo de equipos de volumen constante y bajas temperaturas solo permitirán visualizar el spray líquido, asegurando la condición 1 (flujo másico de combustible) y densidad ambiente similar a lo que ocurre en motores. Para poder visualizar la parte vapor del combustible inyectado será necesario elevar la temperatura del nitrógeno a valores entre 750 a 950 K, como ocurre en motores reales [19].

Finalmente, los vehículos Diesel comerciales pesados suelen tener una relación de compresión de hasta 19. Observando la Figura 2.2 notamos que, para esta relación de compresión, el aire alcanza una presión de 100 bar aproximadamente en el PMS.

Por todo lo expuesto, la presión de trabajo (presión del nitrógeno) para el diseño del equipo propuesto será de 100 bar.

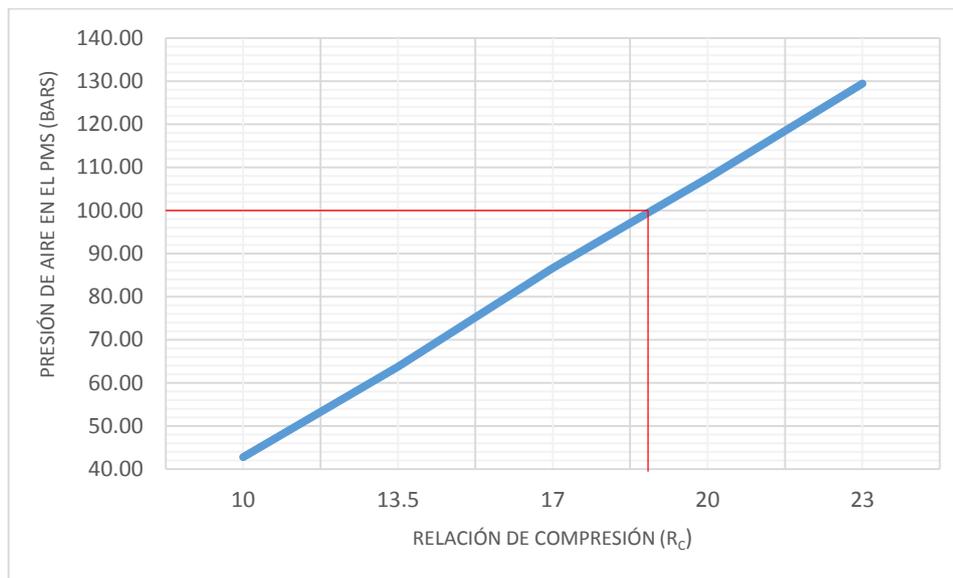


Figura 2.2: Gráfico de presión vs relación de compresión.

## 2.2. Definición del volumen del equipo

La definición del volumen interno del equipo dependerá del tamaño de las ventanas para la visualización del spray. Otro factor que influirá en este volumen será la perturbación de la presión del nitrógeno debido a las inyecciones continuas del combustible.

Según la literatura investigada, en estos equipos de volumen constante, el diámetro de las ventanas para visualización suelen estar en un rango de 80 – 100 mm [4]. Por lo tanto, según estos datos y reducción de costos del zafiro, se tomará el diámetro menor de 80 mm; además, para facilidad de fabricación, se considerará una geometría interna cilíndrica cuadrada, mecanizada en un bloque cúbico; es decir, el diámetro interno del cilindro será de la misma magnitud que la longitud interna del cilindro ( $D=L$ )

Así, para hallar el volumen interno se tiene la siguiente expresión:

$$V = \frac{\pi \cdot D^2 \cdot L}{4} \quad (2.13)$$

Si consideramos una longitud de 120 mm de cilindro (80 mm + 20 mm de margen lateral) obtenemos un volumen aproximado de la cámara:

$$V = \frac{\pi \cdot 0,12^2 \cdot 0,12}{4} = 1,35 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (2.14)$$

De acuerdo a la referencia [5], el volumen interno de los equipos para visualización de spray de combustible suelen variar en un rango de 1 – 4,5 litros, lo cual indica que el valor obtenido en (2.14) se encuentra próximo al límite inferior de dichos equipos.

Por otra parte, para analizar las perturbaciones de la presión interna (presión del nitrógeno) debido a la inyección secuencial de combustible, recurriremos a la referencia [22].

El módulo de Bulk del nitrógeno es una función de la presión y temperatura y se define por la ecuación (2.15):

$$k = V \cdot \frac{dP}{dV} \quad (2.15)$$

donde:

k: módulo del Bulk de combustible;

V: Volumen interno del equipo (m<sup>3</sup>);

P: Presión interna del equipo (MPa).

Debido a que la temperatura del nitrógeno cambia como resultado del trabajo de compresión durante la inyección del combustible, el módulo de Bulk que se utiliza es a la temperatura media del interior del equipo.

El módulo de Bulk es definido como el cambio de presión debido a un cambio de volumen con respecto al volumen original. El módulo de Bulk es análogo al módulo de elasticidad para metales.

Introduciendo el módulo de Bulk en la ecuación de conservación de masa del combustible inyectado, se puede obtener la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \rho \cdot \frac{V}{k} \cdot \frac{dP}{dt} \quad (2.16)$$

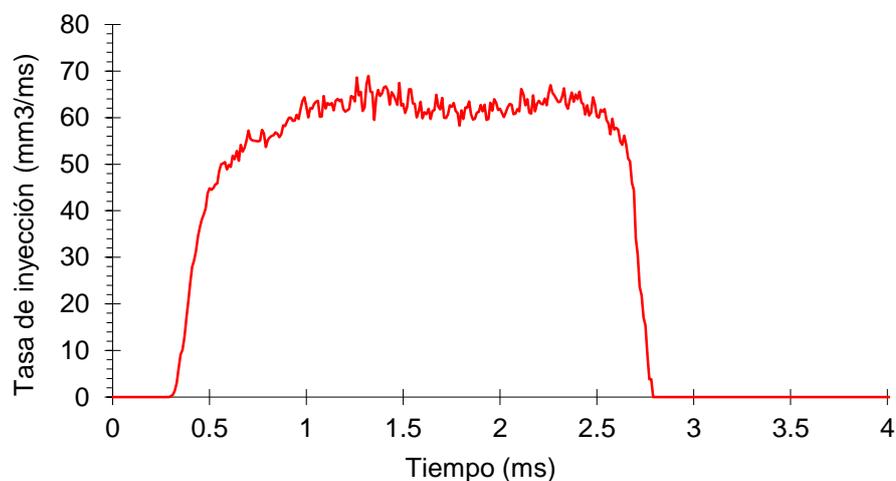
donde:

m: masa del combustible (kg);

$\rho$ : densidad del combustible (kg/m<sup>3</sup>).

Por lo tanto, la tasa de inyección de masa es proporcional a la densidad del combustible, volumen interno del equipo y velocidad de aumento de presión del nitrógeno e inversamente proporcional al módulo de Bulk del nitrógeno [22].

Para definir un volumen interno del equipo se consideró las medidas experimentales de la tasa de inyección de un inyector de combustible Bosch [20], con ello se pudo obtener el tiempo en que transcurre una inyección de combustible en la cámara de combustible de un motor real (ver Figura 2.3).



*Figura 2.3: Tasa de inyección de combustible [20].*

Luego, de la ecuación (2.16) se despejó el diferencial de presión para obtener el comportamiento de esta variación con respecto al tiempo a distintas capacidades de volumen. Como se puede ver en la Figura 2.4 y como era de esperarse, la variación de presión es pequeña cuando aumenta el volumen interior del equipo.

Cabe redundar que el equipo contiene un fluido inerte (nitrógeno puro), por lo que la densidad y el módulo de Bulk que utilizará para resolver la ecuación (2.16) son valores que corresponden al nitrógeno a una presión de 100 bar y temperatura media de 30 °C.

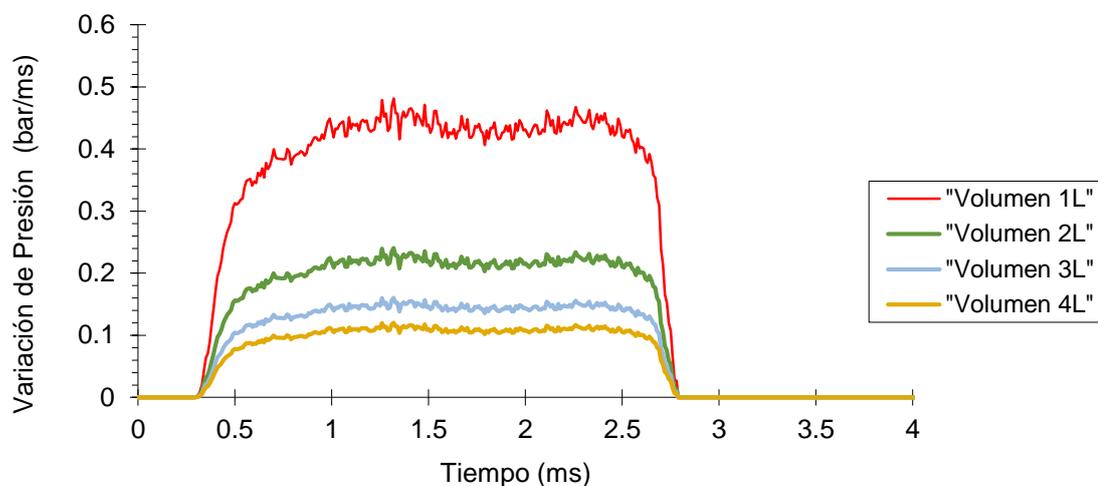


Figura 2.4: Variaciones temporales de la presión en el interior del equipo para distintos volúmenes.

En la Figura 2.5 se muestra como varía el cambio de presión en el tiempo cuando el volumen interno del equipo aumenta; esta gráfica también lo obtenemos de la ecuación (2.16), al despejar el cambio de presión en el tiempo en función del volumen y tomando un valor promedio de la variación de presión en la cámara entre 1 y 2,5 ms (ver Figura 2.4). Como se puede apreciar el cambio de volumen tiende a disminuir cuando el volumen se hace más grande, resultado que ya se esperaba.

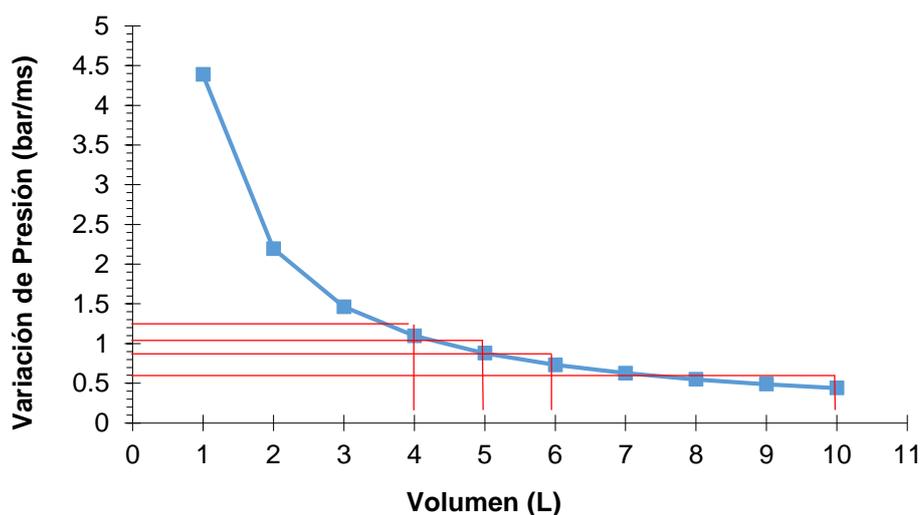


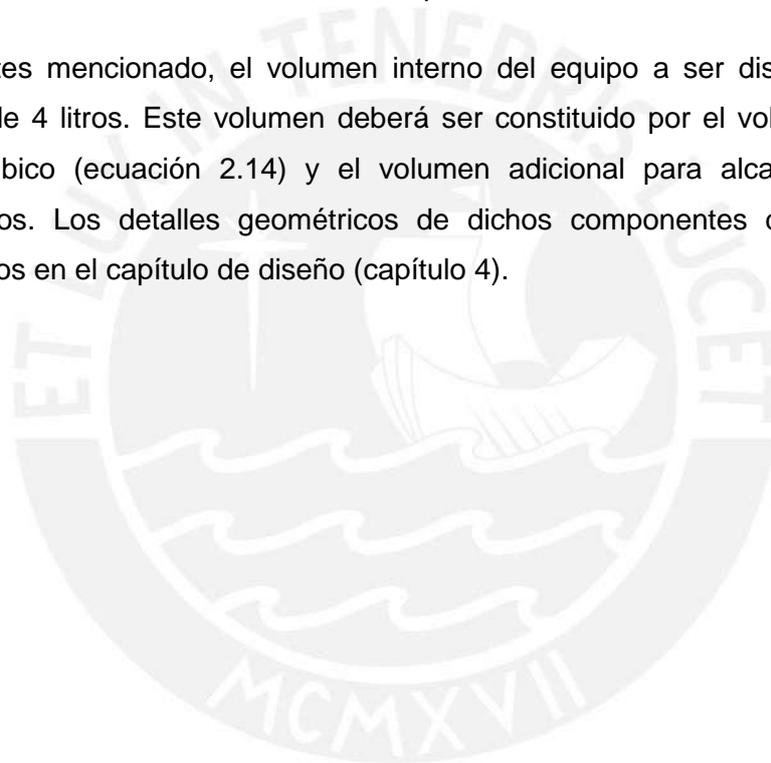
Figura 2.5: Variación de la presión con respecto al Volumen.

De la Figura 2.5, se puede concluir que a partir de un volumen de 4 L la variación de presión tiende a tener una tendencia asintótica, sabiendo que a partir de 8 L la variación

de presión se mantiene constante en 0.5 bar/ms. Entonces, con este análisis se puede decir que el volumen que se requerirá para el diseño del recipiente es como mínimo de 4 L para no presentar perturbaciones en la presión del nitrógeno debido a la inyección del spray de combustible.

Además, por condiciones de fabricación, el volumen de 4 L sería el indicado, ya que al tener un mayor volumen implicaría a tener mayores dimensiones del equipo, con lo cual aumentará los costos de materiales. Del mismo modo, se podría presentar mayor dificultad para mecanizar el interior del recipiente.

Por lo antes mencionado, el volumen interno del equipo a ser diseñado tendrá un volumen de 4 litros. Este volumen deberá ser constituido por el volumen interior del bloque cúbico (ecuación 2.14) y el volumen adicional para alcanzar los 4 litros establecidos. Los detalles geométricos de dichos componentes del equipo serán presentados en el capítulo de diseño (capítulo 4).



## CAPÍTULO 3

### Diseño preliminar

#### 3.1. Metodología del diseño

En el presente capítulo se describen los pasos previos para realizar el diseño del equipo de volumen constante para caracterización de los parámetros físicos de la inyección de combustibles líquidos.

El método que se utilizará para el desarrollo del diseño del equipo será el método alemán, basado en las normas DIN VDI 2221 y 2225. Con ello se hará, en primer lugar, una lista de exigencias con todas las necesidades que debe satisfacer el equipo a diseñar. En segundo lugar, se definirá, la caja negra (*black box*) del diseño, para poder delimitar el funcionamiento del equipo. En tercer lugar, se obtendrá las estructuras de funciones del diseño y con ello se obtendrá una visión más clara de cada una de las funciones que realizará el equipo. Posteriormente, con las estructuras de funciones definidas, se obtendrá la matriz morfológica, con la cual se tendrá las diferentes opciones de diseño (concepto solución), se evaluarán estos diferentes conceptos. Finalmente, con dicha evaluación, se podrá decidir por un diseño, el cual será definido como el diseño óptimo [23].

A continuación en el apartado 3.2, se muestra la Tabla 3.1 con las diferentes exigencias que debe cumplir el equipo y con la cual se consolida la comprensión de la idea del diseño para obtener el diseño óptimo.

### 3.2. Lista de exigencias

En esta parte de la metodología se describe resumidamente aquellos requerimientos que el diseño debe cumplir (*Task of Design*), de acuerdo a la norma DIN VDI 2221 [24]. El procedimiento se divide en: exigencias (E), requerimientos a cumplir y requerimientos no indispensables (deseos D). El caso del presente trabajo, únicamente existirán exigencias y requerimientos no indispensables.

Tabla 3.1: Lista de exigencias: Equipo para estudios de la inyección de combustibles.

LISTA DE EXIGENCIAS		Pág. 1 de 2
<b>PROYECTO:</b>	DISEÑO DE UN EQUIPO DE VOLUMEN CONSTANTE PARA CARACTERIZAR PROCESOS FÍSICOS DE LA INYECCIÓN DE COMBUSTIBLES LÍQUIDOS EN MEDIOS INERTES	Fecha: 19/10/15
		Revisado: W.T.A
<b>FINALIDAD:</b>	TESIS PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO MÉCÁNICO	Elaborado: J.C.B.S
Deseo o Exigencia	Descripción	
E	<ul style="list-style-type: none"> <li>– Caracterizar las propiedades físicas del proceso de inyección de combustibles líquidos en un recipiente a presión, cuyo volumen interno será igual a 4 L.</li> <li>– La presión interna del recipiente (presión del nitrógeno) deberá ser la necesaria para replicar el desarrollo del spray de combustible similar a las condiciones de un motor de combustión interna, la presión máxima de trabajo deberá ser aproximadamente 10 MPa.</li> </ul>	
E	<ul style="list-style-type: none"> <li>– El recipiente debe cubrir las especificaciones geométricas que ayuden tanto al desarrollo del spray y a la visualización a través de ventanas localizadas en las estructuras laterales.</li> </ul>	
E	<ul style="list-style-type: none"> <li>– La materia prima para fabricación del recipiente será de acero inoxidable; con ello se evitará problemas de corrosión, además se podrá cubrir los requerimientos de resistencia del material.</li> <li>– Para las ventanas se utilizará ventanas de zafiro ya que dicho material puede soportar presiones hasta de 30 MPa.</li> </ul>	

Tabla 3.1: Lista de exigencias: Equipo para estudios de inyección de combustibles  
(continuación).

LISTA DE EXIGENCIAS		Pág. 2 de 2
<b>PROYECTO:</b>	DISEÑO DE UN EQUIPO DE VOLUMEN CONSTANTE PARA CARACTERIZAR PROCESOS FÍSICOS DE LA INYECCIÓN DE COMBUSTIBLES LÍQUIDOS EN MEDIOS INERTES	Fecha: 28/10/15
		Revisado: W.T.A
<b>FINALIDAD:</b>	TESIS PARA OPTAR AL TÍTULO DE INGENIERO MÉCÁNICO	Elaborado: J.C.B.S
Deseo o Exigencia	Descripción	
E	– El equipo se diseñará de tal modo que no ponga en peligro la integridad física del operario ni del medio ambiente.	
E	– Los costos de diseño no deben sobrepasar los US \$20 000 para que sea económicamente viable su fabricación.	
E	– El equipo deberá permitir la implementación para el control y regulación del proceso de inyección, estará provisto de señales que indiquen el inicio y fin del proceso, y la parada de emergencia.	
E	– El equipo debe ser posible de fabricar en talleres locales y los materiales usados para la fabricación deben ser materiales fáciles de adquirir en el mercado nacional.	
D	– Tanto el montaje y desmontaje del equipo debe ser la más sencilla posible.	
D	– El equipo debe permitir fácil acceso para limpieza y mantenimiento.	
D	– El equipo deberá ser de fácil transporte (transportable).	

### 3.3. Caja negra (black - box)

En la caja negra, se representa una función total o una función general que tiene que cumplir el diseño propuesto. En el interior de la caja negra (*Black - box*) se supone que

ocurre un proceso técnico aún desconocido; es decir, una transformación de las 4 magnitudes básicas (señal, nitrógeno, combustible, energía), que ingresan en la caja negra (ver Figura 3.1). Estas magnitudes están descritas como entrada y salida.



Figura 3.1: Esquema de la caja negra (black-box) para el equipo propuesto.

### 3.4. Estructura de funciones

Una vez concebidas las ideas utilizando la analogía de la caja negra (*black box*), se realiza una secuencia de los procesos involucrados en el proceso de la inyección de combustible, la cual se explica en las siguientes líneas:

1. Luego de pulsar el encendido se dejará pasar nitrógeno puro hacia la cámara, en un tiempo determinado hasta que el ambiente interno se vuelva inerte.
2. Una vez alcanzado una presión aproximada de 10 MPa del nitrógeno, se inyectará combustible líquido en el interior del equipo. La inyección podrá ser regulada en varias secuencias.
3. El combustible podrá ser inyectado en la cámara hasta que el ambiente alcance una presión de 10,2 MPa; luego de eso, el nitrógeno será evacuado para limpiar el interior de la cámara limpiando los restos del combustible inyectado.
4. El equipo consta de una parte ciega (metal) y una parte visible (zafiro) esta última permitirá la visualización del spray de combustible que es inyectado en la cámara. En la cámara se instalará un sensor de presión el cual dará la señal al sistema de presurización y despresurización del nitrógeno, así como la indicación para inicio de la inyección del combustible.

5. Cuando el sistema de visualización (no contemplado en este proyecto) capta el desarrollo del spray de combustible, este deberá ser transmitido a una central (computador, no contemplado en el proyecto) para posterior análisis de los datos experimentales.
6. Finalmente, con el análisis de los resultados realizados se podrá evaluar e inferir las características que tienen cada combustible sobre el patrón de inyección en un motor de combustión interna.

Para optimizar la estructura de funciones, los procesos principales deberán estar constituidos por procesos secundarios. Se realizará tres estructuras de funciones y posteriormente se elegirá la estructura de funciones que mejor defina al diseño del equipo (estructura de funciones óptima). A continuación, se muestran las estructuras de funciones óptimas (Figura 3.2) donde ha representado los procesos principales y secundarios. Las otras dos estructuras de funciones se pueden apreciar con detalle en el Anexo III.

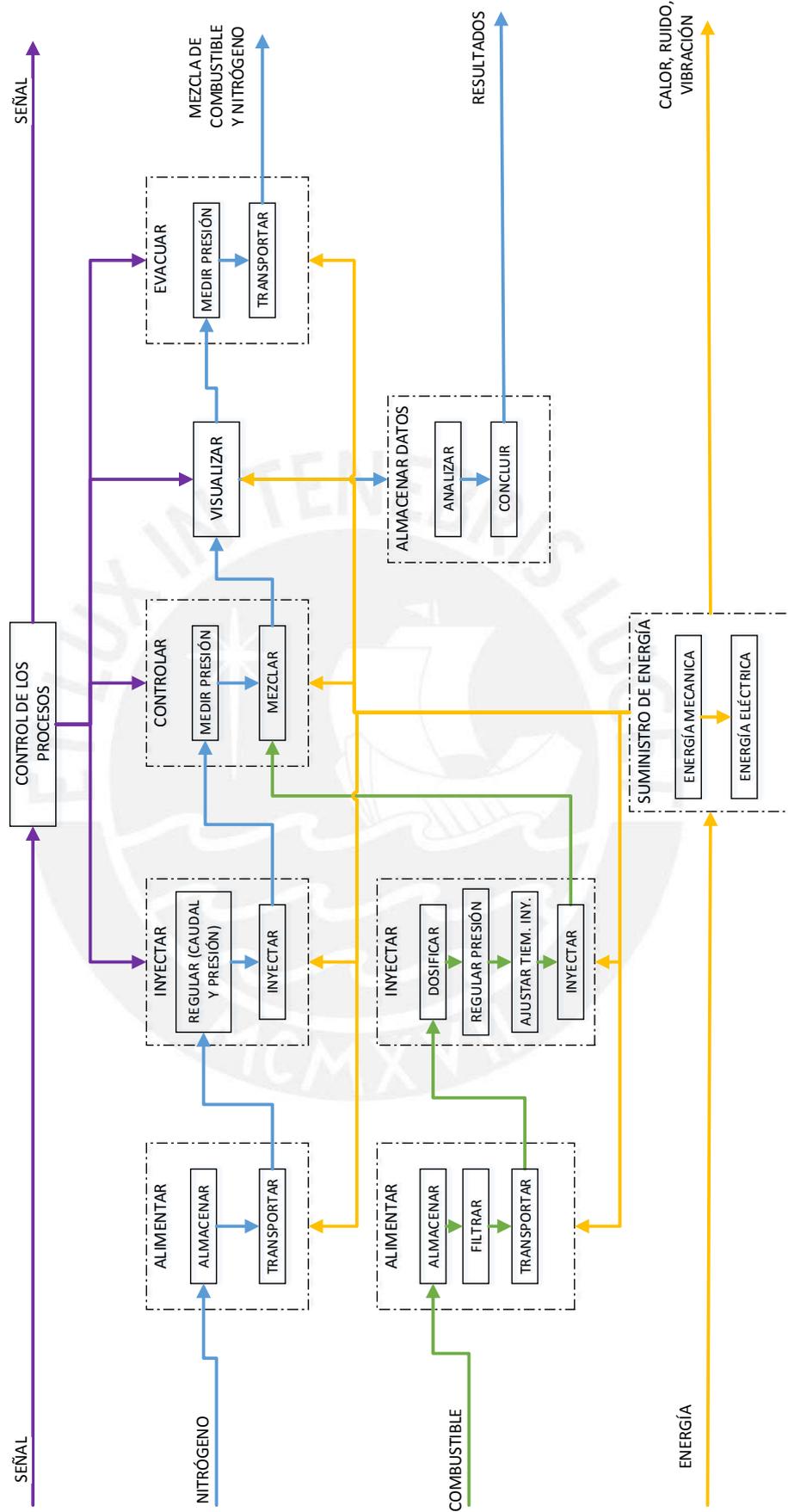


Figura 3.2: Esquema de estructura de funciones 3 (óptima).

### 3.5. Matriz morfológica

Se elabora la matriz morfológica de la cual se obtendrán las posibles soluciones utilizadas para el diseño. Los detalles de la elaboración de la matriz morfológica se pueden apreciar con detalle en el Anexo IV.

### 3.6. Conceptos solución

Para el diseño se llegó a obtener, de la matriz morfológica (Figura 3.3), tres configuraciones diferentes para llegar a obtener el diseño final.

En las tres configuraciones, el equipo de volumen constante contará con un sistema de inyección de combustible. En el caso de un sistema de inyección diesel tipo common rail, este deberá estar compuesto por: tanque de combustible, filtro primario, bomba de transferencia (baja presión), filtro secundario, bomba de alta presión, rail o tubo común, inyector y unidad de control eléctrica (ECU). Las bombas de baja y alta presión son típicamente acopladas por un solo eje y accionadas, para esta aplicación, por un motor eléctrico de frecuencia variable; la bomba de alta presión y el inyector estarán controlados por la ECU. También se inyectará nitrógeno puro en el interior del equipo hasta alcanzar una presión interna de 10 MPa, esto con la finalidad de crear un ambiente inerte con la presión equivalente a la que ocurre en motores cerca al PMS. El nitrógeno presurizado también permitirá evacuar el combustible inyectado en el interior del equipo. La cámara que se utilizará en el sistema óptico estará conectada a un computador para poder almacenar y analizar los datos obtenidos, y para obtener una mejor visualización de los fenómenos se instalarán, dependiendo de la técnica óptica, fuente de luz con intensidad controlada (diodos, laser, etc.).

A continuación, serán descritas las tres soluciones propuestos para el diseño del equipo. Luego, basado en las ventajas e inconvenientes entre ellos, se escogerá el diseño de la solución óptima del equipo.

**Solución 1:** el combustible será inyectado en el interior de un equipo con cámara cilíndrica, el cual es básicamente un bloque cúbico que tiene un rebaje triangular en sus 8 esquinas con la finalidad de colocar diferentes sensores (ejemplo: transmisor de presión, Termocuplas, etc.). El volumen interno (4 L) será obtenido perforando el bloque cúbico en las tres direcciones del eje cartesiano (xyz) con un diámetro de orificio igual al de la ventana de visualización y centrado en las caras del cubo. La principal ventaja

de este equipo recae sobre el uso de un único bloque de acero para su fabricación; las ventanas de visualización serían colocadas en 4 de las 6 caras del cubo, mientras que las otras 2 serán utilizadas para la inyección del combustible y evacuación de los fluidos. Asimismo, debido al gran volumen interno, el tiempo necesario para la evacuación del combustible disperso en el nitrógeno y en las ventanas de visualización serían incrementados. Sin embargo, uno de los principales inconvenientes en este tipo de equipo es que se necesitaría un bloque cúbico de elevadas dimensiones (cubo de 320 mm de lado aproximadamente), además el proceso para fabricar este tipo de equipo sería más complejo, por lo que se necesitaría un mayor tiempo de fabricación y también los costos de fabricación aumentarían. Otra desventaja es que al ser un bloque cúbico de grandes dimensiones no sería fácil de encontrar centros de mecanizados, en la ciudad, para los procesos de manufactura.

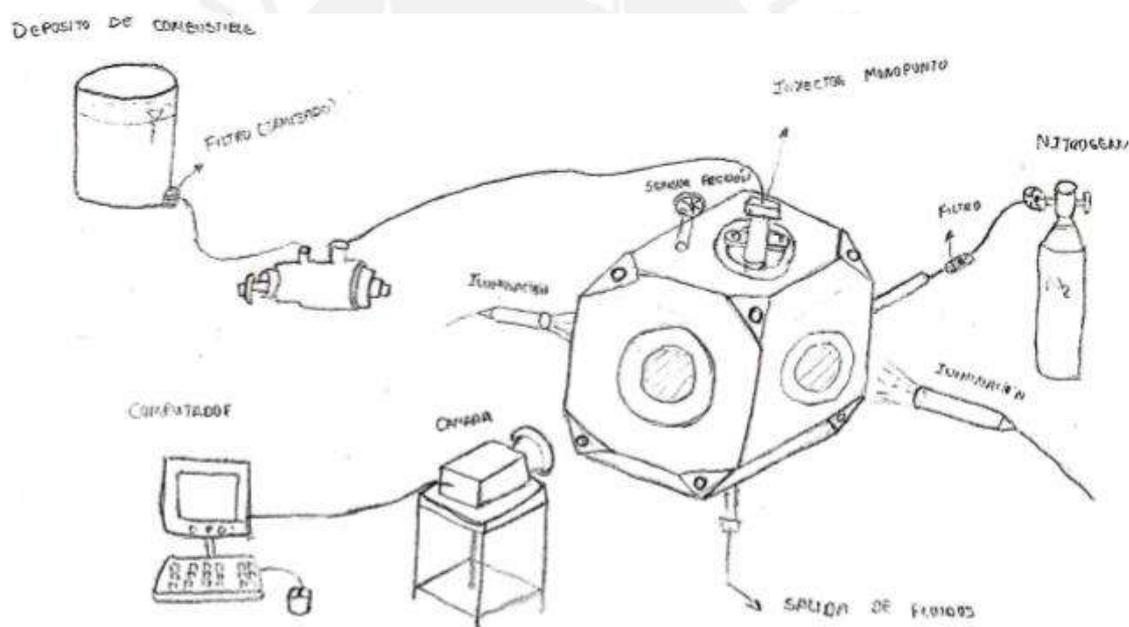


Figura 3.3: Esquema del concepto solución 1.

**Solución 2:** la característica principal de esta propuesta es el uso de un tubo cilíndrico con diámetro lo suficientemente grande para contener cuatro ventanas de visualización ubicados en la circunferencia del cilindro de modo contrapuestos. El volumen interno del equipo sería cilíndrico y el combustible será inyectado al recipiente cilíndrico por la parte superior. El inconveniente principal en este equipo es que para tener una mejor visualización se requerirá de un diámetro mayor de la circunferencia del cilindro, con lo cual se requerirá de un tubo de gran dimensión, aumentando a su vez los costos del

material. En comparación con la solución 1 (Figura 3.4), la solución 2 presentará mayores facilidades para su fabricación, al parecer. Sin embargo, la opción de la visualización se verá limitada al querer utilizar técnicas ópticas avanzadas, en los cuales se requiere destinar ventanas (una o varias) para la iluminación y optar por distintos puntos de visualización del spray que puedan facilitar captar el desarrollo del spray en el interior del equipo.

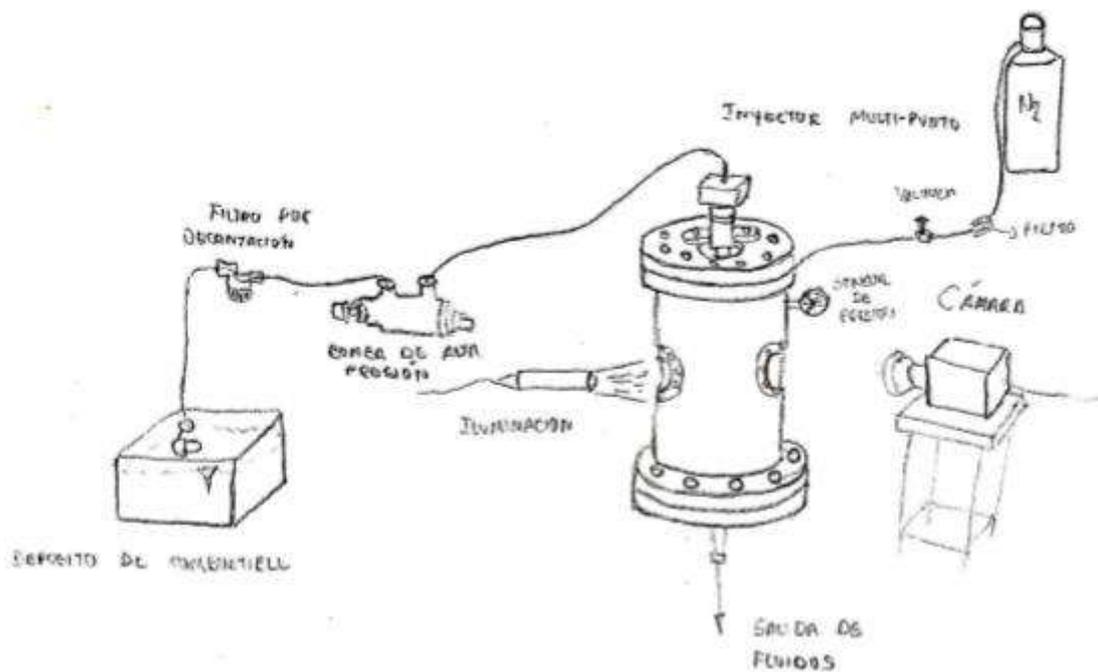


Figura 3.4: Esquema del concepto solución 2.

**Solución 3:** en esta propuesta se ha combinado las soluciones 1 y 2, ya que el equipo estará compuesto por un bloque cúbico y un tubo cilíndrico. Con esto, las dimensiones de ambos componentes resultarán menores al de las propuestas mencionadas anteriormente. Análogamente a la solución 1, en la solución 3 el volumen interno será obtenido perforando el bloque cúbico en las tres direcciones del eje cartesiano (xyz) con un diámetro de orificio igual al de la ventana de visualización y centrado en las caras del cubo. Del mismo modo, al igual que en la solución 2, en la solución 3 el volumen interno del tubo será cilíndrico. El recipiente cúbico albergará 5 ventanas de visualización sujetos por bridas, los cuales estarán ubicados en las áreas laterales del cubo. No obstante, una de las ventanas será dedicada para el soporte del inyector del combustible. Como ya comentado líneas arriba y como se observa en la Figura 3.5, el segundo componente del equipo será un tubo cilíndrico cuya finalidad será el de

aumentar el volumen interno del equipo y hacer que el nitrógeno tenga una circulación lenta y no distorsione las inyecciones de combustible.

Por lo antes mencionado se concluye que, ya que el nitrógeno ingresará por la cara opuesta al inyector (extremo derecho del tubo), es decir, distante de la zona de inyección. Esta configuración hace más flexible al equipo, ya que se puede variar fácilmente la capacidad del volumen interno del equipo y además permite una variedad de métodos de montaje para la visualización del spray inyectado. Respecto a la fabricación, esta sería menos compleja que la solución 1, en cuanto a mecanizado, y los costos sería probablemente menores que la soluciones propuestas (1 y 2).

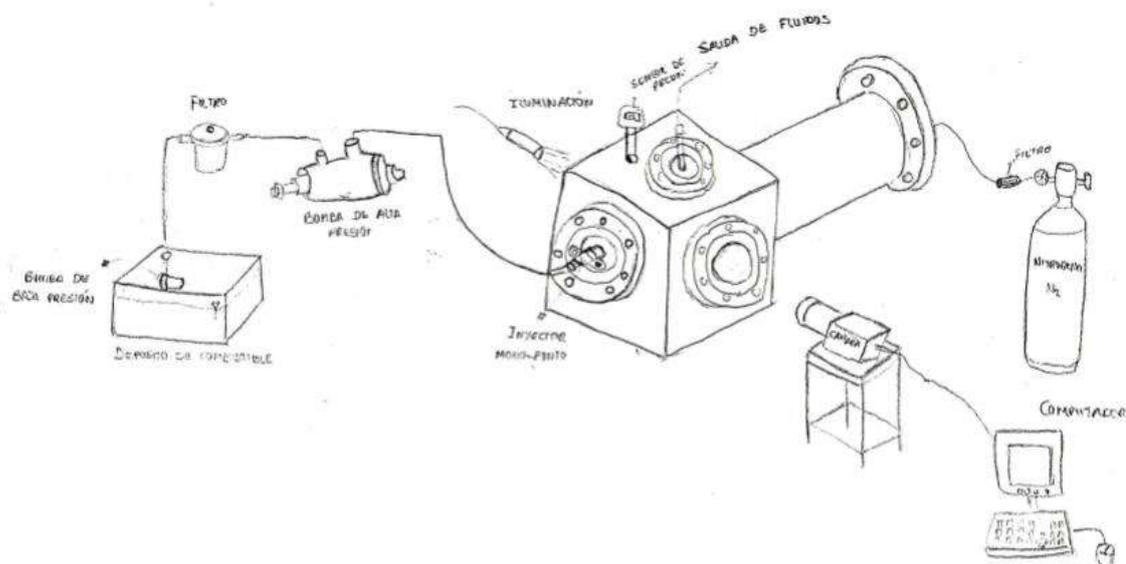


Figura 3.5: Esquema del concepto solución 3.

### 3.7. Análisis técnico económico de los conceptos

Para elegir la opción óptima se realizó una evaluación técnica y una económica con puntajes asignados siguiendo la norma DIN VDI 2225 [25]. En la Tabla 3.2 se presenta la evaluación según los valores técnicos y en la Tabla 3.3 la evaluación desde el punto de vista económico.

Tabla 3.2: Evaluación técnica.

DISEÑO MECANICO – EVALUACIÓN DE CONCEPTOS TÉCNICOS										
Punt	0= No satisface									
	1=Aceptable a las justas									
	2=Suficiente									
	3=Bien									
	4=Muy bien									
N°	Propiedad técnica	Pond	Soluciones							
			Sol. 3		Sol. 2		Sol. 1		Sol. Ideal	
			Puntaje	Puntaje	Puntaje	Puntaje	Puntaje	Puntaje		
1	Función	4	3	12	3	12	2	8	4	16
2	Confiabilidad	4	4	16	4	16	3	12	4	16
3	Diseño	3	3	9	3	9	2	6	4	12
4	Seguridad	4	4	16	3	12	3	12	4	16
5	Maniobralidad	4	3	12	3	12	3	12	4	16
6	Fabricación	4	3	12	2	8	4	16	4	16
7	Espacio ocupado	3	3	9	3	9	3	9	4	12
8	Fácil mantenimiento	3	4	12	4	12	4	12	4	12
9	Fácil montaje	3	4	12	3	9	3	9	4	12
10	Eficiencia	4	3	12	3	12	2	8	4	16
Σ Puntaje máximo		36	34	122	31	111	29	104	40	144
Valor técnico Xi			0,85		0,77		0,72		1,00	
Orden			1		2		3		3	

Como se puede apreciar en las Tablas 3.2 y 3.3 se han considerado las propiedades técnicas y económicas básicas que debe cumplir el equipo y de acuerdo a ello evaluar

los equipos posibles para obtener la solución óptima. La evaluación de cada uno de las posibles soluciones está basada en supuestos casos de funcionamiento y eso se califica con los puntajes asignados en la parte superior de las tablas; así finalmente se opta por el concepto de mayor puntaje, el cual se acerca al concepto solución ideal.

Tabla 3.3: Evaluación económica.

DISEÑO MECANICO – EVALUACION DE CONCEPTOS ECONÓMICOS										
N°	Propiedad económica	Pond.	Soluciones							
			Sol. 3		Sol. 2		Sol. 1		Sol. Ideal Si	
			Puntaje		Puntaje		Puntaje		Puntaje	
1	Inversión inicial	4	3	12	4	16	3	12	4	16
2	Vida útil	3	4	12	3	9	3	9	4	12
3	Operación	4	4	16	3	12	2	8	4	16
4	Mantenimiento	4	4	16	3	12	4	16	4	16
5	Eficiencia	3	3	9	3	9	3	9	4	12
Σ Puntaje máximo		18	18	65	16	58	15	54	20	72
Valor económico Yi			0,90		0,81		0,75		1,00	
Orden			1		2		3		3	

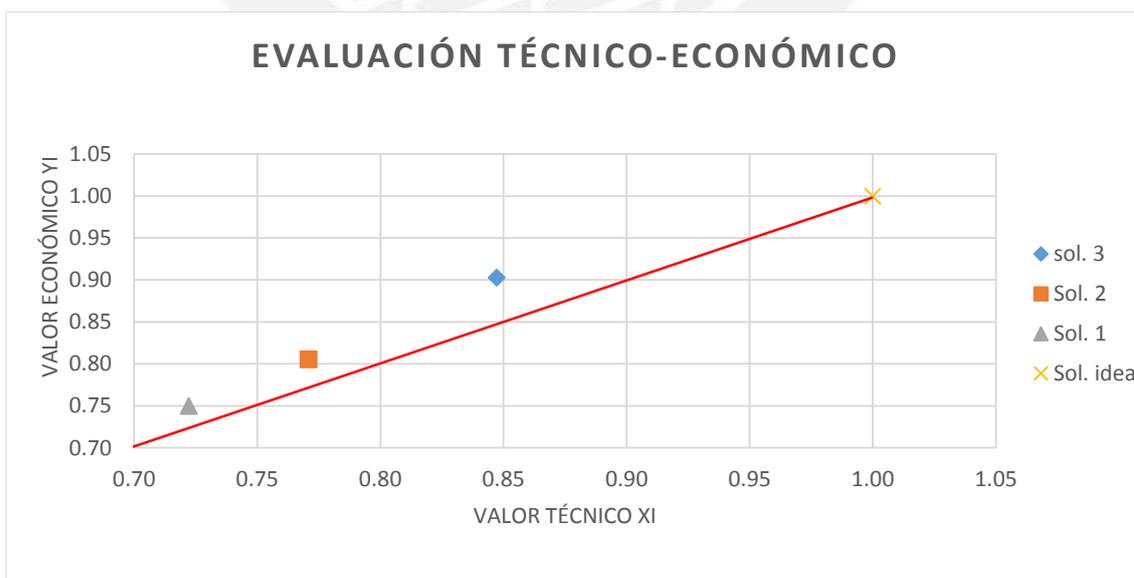
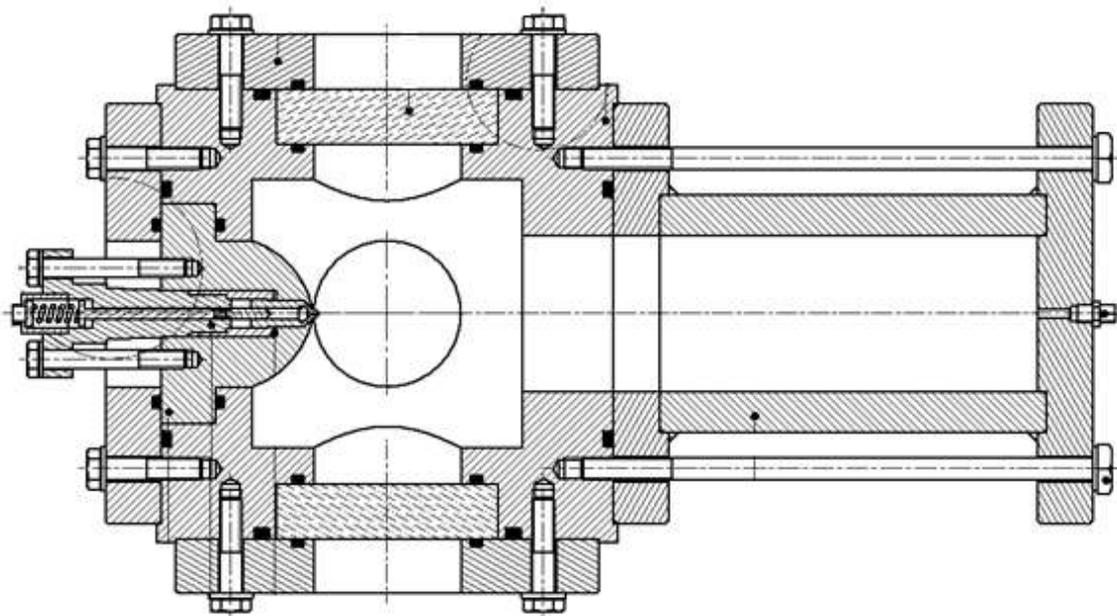


Figura 3.6: Evaluación técnico económico.

Como se puede apreciar en la Figura 3.6, a partir de la evaluación técnico y económica, se puede concluir que el concepto solución 3 es el que más se acerca al concepto solución ideal; por ello, de ahora en adelante se desarrollará el diseño en base a la solución óptima (concepto solución 3).

A continuación, en la Figura 3.7 se presenta un bosquejo más claro del concepto solución 3 (concepto solución óptimo). Aquí se muestra una sección de la estructura del equipo que se diseñará; en ella se puede apreciar la distribución interna del volumen del equipo. El equipo será dimensionado (mediante cálculos basados en el código ASME) con mayores detalles en el siguiente capítulo.



*Figura 3.7: Equipo de volumen constante a diseñar.*

## CAPÍTULO 4

### Diseño mecánico y cálculos

En el presente capítulo se desarrollará los cálculos para obtener los espesores del equipo. En primer lugar, se definirá los conceptos de aquellos parámetros que influyen en los cálculos; en segundo lugar, se describirán las consideraciones que se toman en cuenta para el diseño; en tercer lugar, se definirán las condiciones de operación del equipo; y finalmente se realizará los cálculos para obtener las dimensiones geométricas del equipo.

#### 4.1. Definiciones

- a) Recipiente a presión: un recipiente a presión es un contenedor cerrado diseñado para contener fluidos (líquidos o gases) que sea capaz de almacenar un fluido a una presión mayor a la atmosférica, independiente de su forma y sus dimensiones. El equipo a ser diseñado es considerado un recipiente a presión, y para su diseño se utilizará el código ASME, sección II [27] (especificaciones de las propiedades de los materiales) y ASME, sección VIII división 1 [16] (reglas para construcción de recipientes a presión)
  
- b) Volumen de operación ( $V_o$ ): es el mínimo volumen interno del equipo a diseñar. Este deberá permitir, a través de sus paredes la adecuada visualización de la inyección de un spray de combustible en un ambiente inerte (nitrógeno) presurizado.

- c) Volumen de diseño ( $V_D$ ): llamado también volumen real, es el que consideramos en exceso teniendo en cuenta las posibles variaciones de presión en el interior del equipo, debido a las cargas y descargas de los fluidos (combustible y nitrógeno).
- d) Presión de operación ( $P_O$ ): es identificada como la presión manométrica del ambiente de trabajo (nitrógeno) la cual estará sometido el equipo en condiciones de operación normal.
- e) Presión de Diseño ( $P_D$ ): es la presión manométrica cuyo valor se debe tomar en cuenta para resolver las ecuaciones para el cálculo de las partes constitutivas del recipiente sometido a presión.

La presión de diseño se hallará empleando las siguientes relaciones [16]:

$$P_D = 1.1 \cdot P_O \quad \text{Si } P_O > 300 \text{ lbf/pulg}^2 \quad (4.1)$$

$$P_D = P_O + 30 \text{ lbf/pulg}^2 \quad \text{Si } P_O < 300 \text{ lbf/pulg}^2 \quad (4.2)$$

- f) Presión de prueba ( $P_P$ ): es la presión que se aplica a la integridad estructural del recipiente. A esta presión no se permite ninguna deformación y el recipiente, a esta presión, debe funcionar normalmente. Dicha presión lo hallamos con la siguiente expresión [16]:

$$P_P = 1.5 \cdot P_D \cdot \frac{\sigma_{ta}}{\sigma_{td}} \quad (4.3)$$

donde:

$\sigma_{ta}$ : Esfuerzo a la tracción del material a la temperatura ambiente (MPa);

$\sigma_{td}$ : Esfuerzo a la tracción del material a la temperatura de diseño (MPa).

## 4.2. Consideraciones del diseño

El volumen interior del equipo a diseñar será de 4 dm<sup>3</sup> (ver capítulo 2). Este volumen será distribuido en dos partes: volumen de cubo (2,5 dm<sup>3</sup>) y volumen del tubo cilíndrico

(1,5 dm<sup>3</sup>). Para fabricación de las cavidades se realizará mediante el proceso de mecanizado.



*Figura 4.1: Equipo de volumen constante a dimensionar.*

La primera parte del equipo tendrá un cuerpo exterior cúbico, cuya cavidad será cilíndrico (cámara) y tendrá orificios en cada cara del cubo mecanizado (5 caras destinadas a la visualización), ver Figura 4.1.

La segunda parte del equipo (ver Figura 4.1) tiene un cuerpo cilíndrico en el exterior e interior, la simetría de esta parte facilitará una buena distribución de tensiones y nos permitirá un cálculo sencillo de las mismas. También, nos proporcionará una mayor facilidad para su construcción y mantenimiento.

En el diseño del equipo se busca especificar las dimensiones en base a: el principio de operación, necesidad de los equipos auxiliares acoplados al equipo, volumen de diseño y presión de diseño.

#### 4.2.1. Parámetros de Diseño

A continuación se describirá los parámetros de diseño:

$P_O$  = Presión de operación (MPa);

$T_O$  = Temperatura de operación ( $^{\circ}\text{C}$ );

$V_O$  = Volumen operación ( $\text{dm}^3$ );

$P_D$  = Presión de diseño (MPa);

$T_D$  = Temperatura de diseño ( $^{\circ}\text{C}$ );

$V_D$  = Volumen de diseño ( $\text{m}^3$ );

$C$  = Sobre-espesor de corrosión (mm);

$E$  = Eficiencia de la soldadura o junta;

$P_H$  = Presión hidrostática (bar);

Presión atmosférica = 1,03 bar;

Estos parámetros son los que se usarán en las ecuaciones a emplear en los cálculos para el diseño del equipo presurizado con nitrógeno.

#### 4.2.2. Selección del material

La selección del material fue basada tomando en cuenta los siguientes factores:

- temperatura de diseño;
- presión de diseño;
- características corrosivas del fluido contenido en el recipiente;
- costos;
- disponibilidad del material en el mercado.

Según la literatura, en la construcción de equipos similares al propuesto se ha utilizado acero inoxidable de tipo AISI 304 y AISI 660. Estos aceros tienen propiedades adecuadas para gran cantidad de aplicaciones destacándose su buena resistencia a la corrosión. En el equipo a diseñar se utilizará combustibles líquidos con cierto contenido de azufre y agua; por ello, se justifica la selección del acero inoxidable.

Los aceros AISI 304 y AISI 660 tienen bajo contenido de carbono con lo que se evita la precipitación de carburos durante periodos prolongados con exposición a altas temperaturas; tienen un contenido de carbono de 0,08% y 0,05%, respectivamente, por lo que además se le considera un material satisfactorio para la mayoría de las aplicaciones con soldadura (procesos a utilizar en la segunda parte del equipo).

De acuerdo a la norma ASME, SECCION II PARTE D [27], estas dos opciones de materiales que pueden ser utilizados en el diseño del equipo tienen la siguientes especificaciones: SA – 240 – 304 y SA – 638 – 660 (AISI 304 y AISI 660, respectivamente). Asimismo, esta norma define las características de estos materiales (ver Tabla 4.1):

Tabla 4.1: Propiedades mecánicas de los aceros inoxidable AISI 304 y AISI 660 [27].

Tipo/ Grado	Denomi- nación	Composición nominal	Esfuerzo de tracción (MPa)	Esfuerzo de fluencia (MPa)	Esfuerzo permisible para diseñar el equipo (MPa)
AISI 304	SA - 240	18Cr – 8 Ni	517,28	206,89	103,46
AISI 660	SA - 638	25Ni-15Cr-2Ti	896,32	586,05	179.26

Como es de saber, en todo diseño de un equipo los materiales empleados no deben superar el límite elástico; por ello, en las ecuaciones de esfuerzo, se trabaja con el esfuerzo admisible, el cual se puede determinar mediante la siguiente expresión [15]:

$$FS = \frac{\sigma_B}{\sigma_{admisible}} \quad (4.4)$$

donde:

$\sigma_B$ : esfuerzo de tracción (MPa);

$\sigma_{admisible}$ : esfuerzo admisible para diseñar el equipo (MPa).

Según el código ASME el factor de seguridad (FS), para el diseño de recipientes a presión, suele oscilar entre 4 y 5. En nuestro caso, se tomará un FS = 5 [15]. Si se

reemplaza los valores de esfuerzo de tracción para dicho valor de FS, en la ecuación (4.4), se puede obtener el esfuerzo admisible de los materiales a estudiar en el diseño del equipo. Estos cálculos son mostrados en la columna derecha ubicada en la Tabla 4.1.

Por otra parte, el material que se usará en las ventanas es el zafiro, dado que es un material transparente, resistente y adecuado para la buena visualización del desarrollo del spray de combustible en el interior de la cámara.

#### **4.2.3. Margen de corrosión**

En todo equipo se debe determinar un sobre-espesor de corrosión para compensar la corrosión, erosión o abrasión mecánica que van sufriendo los equipos con el pasar del tiempo. La vida deseada de un recipiente es una cuestión de economía y, asimismo, aumentando convenientemente el espesor del material, respecto al determinado por las fórmulas de diseño, se garantiza una mayor protección de los equipos.

El margen de corrosión considerado es habitualmente igual al máximo espesor corroído previsto durante diez años, y en la práctica oscila entre 1 a 6 mm [27]. Este margen se incrementa a los espesores obtenidos, para resistir las cargas a las que se encuentra sometido el recipiente.

Por lo expuesto, se decidió utilizar un margen de corrosión de 3 mm ( $C = 3$ ) para compensar las posibles pérdidas de material a las que se pueda encontrar el recipiente debido a la corrosión que origine el producto inyectado en equipo (combustible y nitrógeno).

#### **4.2.4. Eficiencia de la soldadura o junta**

La unión entre los elementos para la fabricación de un recipiente a presión se suele realizar por medio de la soldadura; por esta razón, junto con la posibilidad de producirse defectos en la realización de la soldadura y el calentamiento y rápido enfriamiento al que se está sometida la zona más próxima a la soldadura, se tiende a considerar esta zona como debilitada.

Teniendo en cuenta esto, en el cálculo de los recipientes se introduce una reducción de la tensión máxima admisible multiplicándolo, a esta, por un coeficiente denominado eficiencia de junta (E).

De acuerdo a la norma ASME, sección VIII División 1 (UW-12), el valor de la eficiencia es [16]:

$E = 0,85$  (cuando los requerimientos de radiografiado “spot” no son cumplidos o cuando las juntas categoría A o B que conectan sin costura son tipo 3, 4, 5 ó 6).

$E = 1,00$  (cuando las juntas B y C cumplen los requerimientos de radiografiado “spot”).

Sin embargo, en este caso, el método de fabricación es básicamente por mecanizado; es decir, no requiere el uso de soldadura (con excepción de la unión de dos bridas en los extremos del cuerpo cilíndrico, segunda parte del equipo). Por tanto, no habrá partes debilitadas que se generan por la soldadura en la estructura, con lo cual se puede decir que en un caso de radiografía se cumpliría con el radiografiado “spot” ( $E = 1$ ).

#### 4.3. Condiciones de operación del equipo

A continuación, se detallan los cálculos para obtener la presión de diseño. Según la literatura investigada y los cálculos realizados en el capítulo 2, la máxima presión de operación considerada es 100 bar (1450,04 lbf/pulg<sup>2</sup>). Como la presión de operación es mayor a 300 lbf/pulg<sup>2</sup> utilizaremos la ecuación (4.1) para obtener la presión de diseño [14]:

$$P_D = 1.1 \cdot P_o \quad \text{Si } P_o > 300 \text{ lbf/pulg}^2 \quad (4.1)$$

La presión interna de diseño variará de acuerdo con la altura de la columna del producto; sin embargo, para el diseño propuesto no afectará mucho la presión hidrostática ( $P_H$ ). Aun así, se determinará  $P_H$  para mostrar que no afecta en el diseño del equipo.

Para calcular el espesor del equipo, se debe considerar que la presión será distinta a diferentes alturas.

Por lo tanto, la presión hidrostática será [14]:

$$P_H = P_e \cdot H \quad (4.5)$$

donde:

$P_e$  = peso específico del nitrógeno ( $1,2 \times 10^{-4} \text{ kg/cm}^3$ )

H = altura del nivel del fluido (m)

Se asume como valor referencial:

$$P_e = 10^{-4} \text{ Kg/cm}^3 \quad (4.6)$$

Luego tenemos:

Para  $H_1 = 5 \text{ cm}$ ;  $P_{H1} = 5 \times 10^{-4} \text{ bar}$

Para  $H_2 = 10 \text{ cm}$ ;  $P_{H2} = 10 \times 10^{-4} \text{ bar}$

Para  $H_3 = 15 \text{ cm}$ ;  $P_{H3} = 15 \times 10^{-4} \text{ bar}$

Para  $H_4 = 20 \text{ cm}$ ;  $P_{H4} = 20 \times 10^{-4} \text{ bar}$

Para  $H_5 = 22 \text{ cm}$ ;  $P_{H5} = 22 \times 10^{-4} \text{ bar}$

Con esto se puede despreciar el valor de  $P_H$ , ya que es muy pequeño. Así la presión de diseño será:

$$P = 1,1 \cdot (P_o + P_H) \quad (4.7)$$

$$P = 1,1 \cdot (100 + 0) \quad (4.8)$$

$$P = 110 \text{ bar} \quad (4.9)$$

Luego, con (4,9) y los datos obtenidos en el capítulo 2 se define los valores de diseño conforme se muestra en la Tabla 4.2.

Tabla 4.2: Valor de operación y valor de diseño

Descripción	Presión (bar)	Temperatura (°C)	Volumen total (dm <sup>3</sup> )
Valor de operación	100	30	4
Valor de diseño	110	35	4

En las siguientes líneas se presenta el procedimiento de los cálculos para obtener las especificaciones geométricas del recipiente: cálculo de espesores de las paredes,

espesores de las ventanas y espesores de las bridas. Finalmente se elaborará los planos de despiece y ensamble del equipo de volumen constante, en base a las especificaciones geométricas que se obtuvo mediante la aplicación del código ASME.

#### 4.4. Cálculo del tamaño interno del equipo

En primer lugar, se definirá el tamaño interno del equipo de acuerdo a la distribución del volumen (4 dm<sup>3</sup>) en dos partes: la primera parte contendrá 2,5 dm<sup>3</sup>, ya que según algunas referencias el recipiente cúbico tiene esta capacidad y la segunda parte tendrá el volumen restante, dm<sup>3</sup>L.

##### 4.4.1. Cuerpo cúbico.

La geometría adoptada para el diseño interior del cuerpo cúbico del equipo (parte principal) tendrá la forma aproximada de un cilindro cuadrado de volumen  $V_c$ . Asimismo, para el cálculo, haremos que el diámetro interior ( $D_i$ ) sea igual a la longitud del cilindro ( $L_c$ ). Entonces, podemos hallar el  $D_i$  y  $L_c$  con la siguiente ecuación:

$$L_c = \frac{4 \cdot V_c}{\pi \cdot D_i^2} \quad (4.10)$$

Como  $L_c = D_i$  y  $V_c = 0.0025 \text{ m}^3$ , podemos obtener el valor del diámetro interior:

$$D_i^3 = \frac{4 \cdot 0,0025}{\pi} = 0,00318 \text{ m}^3 \quad (4.11)$$

$$D_i = 0,147 \text{ m} = 147 \text{ mm} \quad (4.12)$$

$$L_c = 0,147 \text{ m} = 147 \text{ mm} \quad (4.13)$$

##### 4.4.2. Cuerpo cilíndrico

La geometría de la segunda parte del equipo es un tubo cilíndrico con un diámetro interno ( $d_i$ ) entre [80 - 85] mm que es definido por los orificios de visualización. Para hallar la longitud del tubo cilíndrico se utilizara la siguiente ecuación (4,14)

$$L_t = \frac{4 \cdot V_t}{\pi \cdot d_i^2} \quad (4.14)$$

Como  $d_i=85$  mm y  $V_t = 0.0015$  m<sup>3</sup>, podemos obtener el valor de la longitud del tubo cilíndrico:

$$L_t = \frac{4 \cdot 0,0015}{\pi \cdot 0.085^2} = 0,264 \text{ m} \quad (4.15)$$

$$L_t = 264 \text{ mm} \quad (4.16)$$

#### 4.5. Cálculo del espesor de las paredes del equipo

Para calcular el espesor,  $t_c$ , del equipo, se recurrirá a la bibliografía del código ASME VIII, División 1, parte UG – 27, para determinar  $t_c$  en función a la presión interna y parte UG – 28 [14] para obtener  $t_c$  respecto a la presión externa. Además, se tienen otras ecuaciones propuestas por otros autores, las cuales son utilizadas para el diseño de este tipo de equipos y son muy similares a los que propone el código ASME (ejemplo: ecuación (4.14) de Lamé).

$$t_c = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,5 \cdot P} \quad (4.17)$$

##### 4.5.1. Cálculo del espesor del equipo considerando la presión interna

Para cuerpos cilíndricos sometidos a presión, el cálculo del espesor requerido ( $t_c$ ) se realizará mediante la fórmula de la parte UG – 27 del código ASME VIII. Cuando el espesor no exceda a la mitad del radio interior, o la presión interna ( $P$ ) no exceda  $0,385 \times S \times E$  ( $0,385 \times 103,46 \times 1 = 39,83$  MPa >  $P_i = 10$  MPa, cumple con la norma), se aplicarán las siguientes fórmulas, basadas en el esfuerzo circunferencial:

$$t_c = \frac{P \cdot R}{S \cdot E - 0,6 \cdot P} \quad (4.18)$$

Como podemos apreciar, tanto la ecuación del código ASME (4.18) y la ecuación de Lamé (4.17) son muy parecidas, solo varía en el factor de 0,5 por 0,6; sin embargo, como ya indicado, se utilizará la ecuación de la norma ASME.

Una vez obtenida el espesor  $t_c$  del equipo se le tiene que añadir el margen de corrosión para poder obtener el espesor total requerido, en la siguiente ecuación se muestra el espesor total:

$$t = t_c + C \quad (4.19)$$

Los datos para desarrollar la fórmula del cálculo del espesor del cilindro por presión interna se presenta en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3: Valores de los parámetros de diseño para calcular el espesor de pared.

Parámetros	Símbolo	Unidades	AISI 304	AISI 660
Presión de diseño	$P_D$	MPa	11	11
Presión de prueba	$P_P$	MPa	16,5	16,5
Radio interior del cuerpo cúbico	$R_i$	mm	73,5	73,5
Radio interior del tubo cilíndrico	$r_i$	mm	42,5	42,5
Esfuerzo admisible	$S$	MPa	103,46	179,26
Factor de junta	$E$	-	1	1
Factor de corrosión	$C$	mm	3	3

En la ecuación (4.15) el valor de la presión  $P$  se tomará el valor dependiendo si se analiza con la presión de diseño ( $P_D$ ) o la presión de prueba ( $P_P$ ), mientras que el valor de  $R$  será remplazado al analizar la parte cúbica ( $R_i$ ) y la parte del tubo cilíndrico ( $r_i$ ).

El siguiente paso es calcular los valores de ( $t_c$ ), remplazando los valores de la Tabla 4.3 en la ecuación (4.18) para las distintas presiones (diseño y prueba) y ambas opciones de materiales (AISI 304 y AISI 660).

#### 4.5.1.1. Cálculo de espesor para cavidad cilíndrica en el cuerpo cúbico

- **AISI 304** – presión de diseño: remplazando los valores y resolviendo las ecuaciones (4.18) y (4.19):

$$t_c = \frac{11 \cdot 73,5}{103,46 \cdot 1 - 0,6 \cdot 11} \quad (4.20)$$

$$t_c = 8,35 \text{ mm} \quad (4.21)$$

Con el margen de corrosión tendremos:

$$t = 8,35 + 3 = 11,35 \text{ mm} \quad (4.22)$$

- **AISI 304** – presión de prueba: repitiendo el procedimiento anterior, tenemos:

$$t_c = \frac{16,5 \cdot 73,5}{103,46 \cdot 1 - 0,6 \cdot 16,5} \quad (4.23)$$

$$t_c = 12,96 \text{ mm} \quad (4.24)$$

Con el margen de corrosión tendremos:

$$t = 12,96 + 3 = 15,96 \text{ mm} \quad (4.25)$$

Por lo tanto, se tomará el máximo valor entero, el cual es obtenido con la presión de prueba:  $t = 16 \text{ mm}$ .

- **AISI 660** – presión de diseño: remplazando los valores y resolviendo las ecuaciones (4.18) y (4.19):

$$t_c = \frac{11 \cdot 73,5}{179,26 \cdot 1 - 0,6 \cdot 11} \quad (4.26)$$

$$t_c = 4,68 \text{ mm} \quad (4.27)$$

Con el margen de corrosión:

$$t = 4,68 + 3 = 7,68 \text{ mm} \quad (4.28)$$

- **AISI 660** – presión de prueba: del mismo modo al paso anterior, tenemos:

$$t_c = \frac{16,5 \cdot 73,5}{179,26 \cdot 1 - 0,6 \cdot 16,5} \quad (4.29)$$

$$t_c = 7,16 \text{ mm} \quad (4.30)$$

Con el margen de corrosión:

$$t = 7,16 + 3 = 10,16 \text{ mm} \quad (4.31)$$

Por lo tanto se tomará un valor entero superior al obtenido, entonces tendremos un espesor de 11 mm.

#### 4.5.1.2. Cálculo del espesor del tubo cilíndrico (extensión de volumen)

- **AISI 304** – presión de diseño: reemplazando los valores y resolviendo las ecuaciones (4.18) y (4.19):

$$t_c = \frac{11 \cdot 42,5}{103,46 \cdot 1 - 0,6 \cdot 11} \quad (4.32)$$

$$t_c = 4,83 \text{ mm} \quad (4.33)$$

Con el margen de corrosión tendremos:

$$t = 4,83 + 3 = 7,83 \text{ mm} \quad (4.34)$$

- **AISI 304** – presión de prueba: análogamente al paso anterior, tenemos:

$$t_c = \frac{16,5 \cdot 42,5}{103,46 \cdot 1 - 0,6 \cdot 16,5} \quad (4.35)$$

$$t_c = 7,24 \text{ mm} \quad (4.36)$$

Considerando el margen de corrosión:

$$t = 7,24 + 3 = 10,24 \text{ mm} \quad (4.37)$$

Por lo tanto, se tomará un valor entero superior al valor máximo del espesor obtenido: 11 mm.

- **AISI 660** – presión de diseño: reemplazando los valores y resolviendo la ecuación se tiene:

$$t_c = \frac{11 \cdot 42,5}{179,26 \cdot 1 - 0,6 \cdot 11} \quad (4.38)$$

$$t_c = 2,71 \text{ mm} \quad (4.39)$$

Incluyendo el margen de corrosión:

$$t = 2,71 + 3 = 5,71 \text{ mm} \quad (4.40)$$

- **AISI 660** – presión de prueba: reemplazando los valores y resolviendo las ecuaciones (4.18) y (4.19):

$$t_c = \frac{16,5 \cdot 42,5}{179,26 \cdot 1 - 0,6 \cdot 16,5} \quad (4.41)$$

$$t_c = 4,14 \text{ mm} \quad (4.42)$$

Con el margen de corrosión:

$$t = 4,14 + 3 = 7,14 \text{ mm} \quad (4.43)$$

Nuevamente, se considera el valor entero superior al obtenido; entonces tendremos un espesor de 8 mm.

De los cálculos realizados, se puede concluir que el material a utilizar será el AISI 304, ya que en comparación con el AISI 660 el espesor solo varía 5 mm para el cuerpo cúbico y 3 mm para el tubo cilíndrico. Además, el AISI 304 es más comercial y su dureza es un poco menor que el AISI 660 [27], la cual es un factor favorable para el mecanizado del material.

Cabe resaltar que también hubo la posibilidad de utilizar el AISI 304L, ya que es un material adecuado para la construcción de recipientes a presión por soldadura; sin embargo, las propiedades mecánicas con respecto al AISI 304 son algo menores, además si en caso se quisiera generar combustión en el equipo (no es objetivo de la tesis) la temperatura de trabajo aumentaría y eso hace que las propiedades mecánicas del material disminuyan. Por todo lo mencionado se elige trabajar con el AISI 304, además la gran mayoría del proceso de fabricación será por mecanizado y muy poco por soldadura y ellos justifica la elección del material.

#### 4.5.2. Cálculo del espesor del equipo considerando presión externa

En este apartado, se utilizará las recomendaciones del Código ASME VIII para presión externa, basada en la norma UG – 28 [16]. Asimismo, se utilizará el espesor máximo del material seleccionado (16 mm, AISI 304).

El recipiente se encontrará expuesto a presión atmosférica a nivel del mar, con una temperatura ambiente que varía entre 25°C y 35°C. Por tanto, la presión máxima externa será de 14,70 lbf/pug<sup>2</sup>.

Luego, la fórmula para la máxima presión externa admisible; Pa [16]:

$$P_a = \frac{4 \cdot B}{3 \cdot (D_o/t)} \quad (4.44)$$

Para hallar el valor de "B" (o factor B) se deberá determinar por el siguiente procedimiento:

- a) Asumir un valor para "t" para el AISI 304:

$$t = 16 \text{ mm} \quad (\text{obtenida con la presión de prueba})$$

Además tenemos los siguientes datos:

$$L_C = 147 \text{ mm}$$

$$D_o = D_i = 147 \text{ mm}$$

- b) Calcular las relaciones  $L_C/D_o$  y  $D_o/t$ :

$$\frac{L_C}{D_o} = \frac{147}{147} = 1 \quad (4.45)$$

$$\frac{D_o}{t} = \frac{147}{16} = 9,19 \quad (4.46)$$

- c) Obtención del factor A y factor B, utilizando los diagramas de las Figuras 4.2 y 4.3, y con ello tenemos que:

$$A = 0,055 \tag{4.47}$$

$$B = 110 \text{ MPa} \tag{4.48}$$

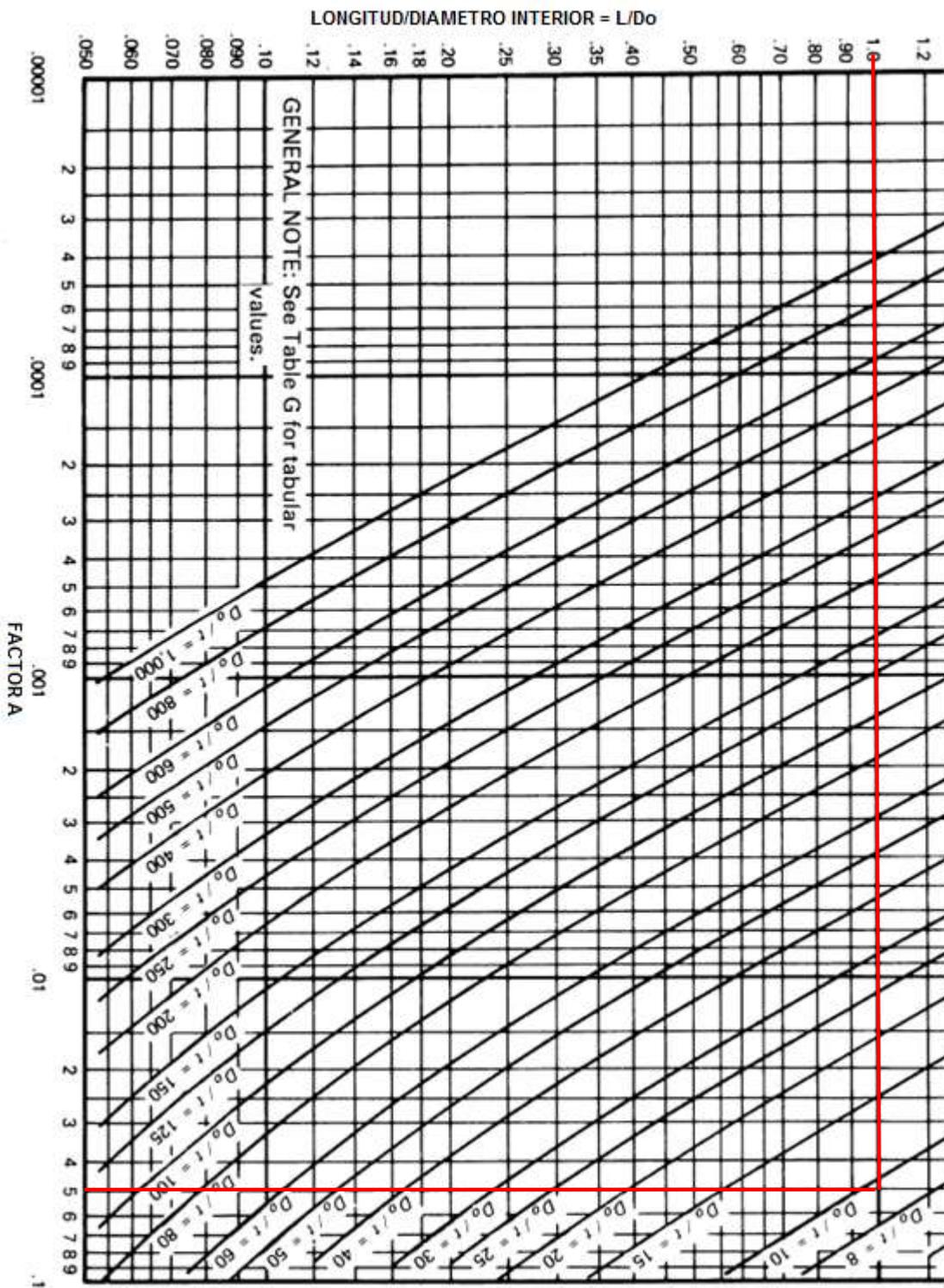


Figura 4.2: Diagrama para obtener el factor A [27].

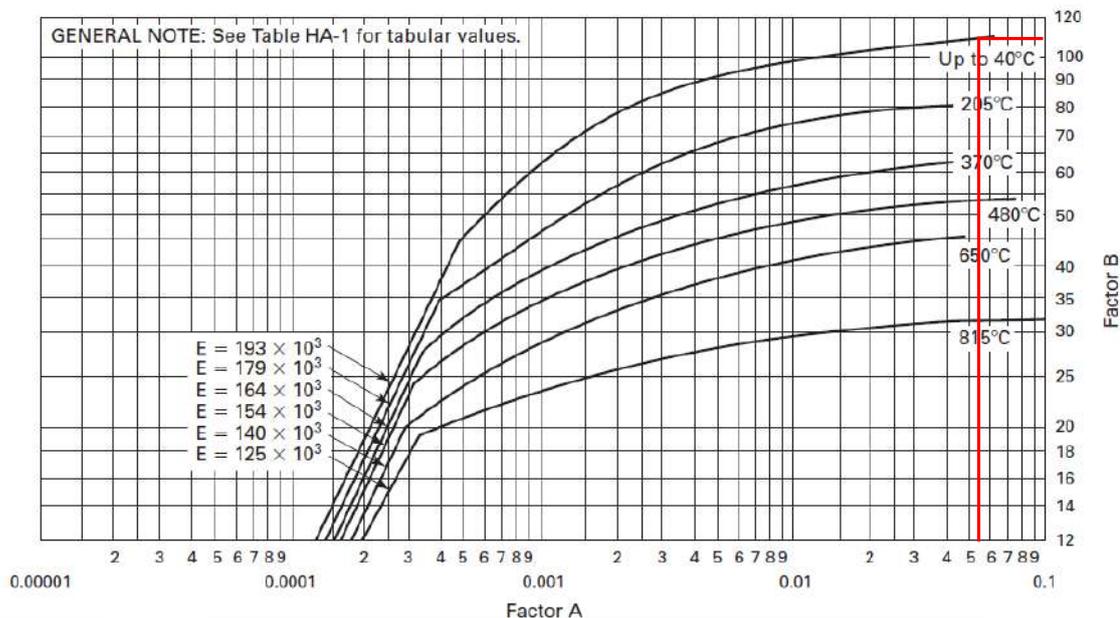


Figura 4.3: Diagrama para determinar espesores de los componentes de un recipiente por presión externa; factor B. [27].

d) Calcular el valor de  $P_a$  (asumiendo que no es conocido):

De acuerdo a los datos anteriores tenemos que:

$$P_a = \frac{4 \cdot 110}{3 \cdot 9,19} \quad (4.49)$$

$$P_a = 15,96 \text{ MPa} = 159,6 \text{ bar} \quad (4.50)$$

Entonces, este valor es mayor que la presión externa de diseño (presión atmosférica 1 bar), concluyendo que el espesor calculado es el adecuado. Aquí es importante notar que este resultado es independiente de la presión de diseño o de prueba.

#### 4.5.3. Cálculo del espesor de las tapas planas de zafiro para visualización

El espesor mínimo de tapas planas y bridas se ajustará a los requisitos establecidos en el apartado UG-34 del código ASME VIII [16]. Algunos tipos aceptables de tapas planas se muestran en la Figura 4.4.

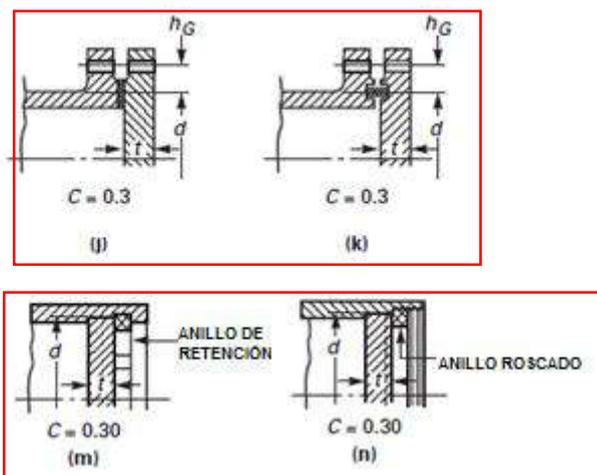


Figura 4.4: Métodos de unión mediante tapas planas [16].

De la figura 4.4, los métodos posibles de unión mediante tapas planas de zafiro corresponden a las opciones (m) y (n) debido a que son las que se asemejan a las configuraciones que se pretenden utilizar en el equipo a desarrollar, además ambos métodos poseen el mismo valor de la constante C.

A continuación, se muestra las ecuaciones usadas para calcular el espesor de tapa plana de zafiro que se utilizará en el diseño del recipiente a presión. El espesor mínimo requerido de tapas planas circulares se calcularán mediante la ecuación (4.51) [16]:

$$t = d \cdot \sqrt{C \cdot P / S \cdot E} \quad (4.51)$$

donde:

t = espesor mínimo requerido de la tapa plana (mm);

d = diámetro de tapa plana (mm);

C = constante adimensional que depende del método de fijación entre la tapa y el cilindro;

P = presión interna de diseño (MPa);

S = máximo esfuerzo permisible de la tapa a temperatura de diseño (MPa);

E = eficiencia de la unión.

Tabla 4.4: Propiedades mecánicas de los materiales de construcción [27].

Composición nominal	Especificaciones	Tipo/ Grado	Esfuerzo de tracción (MPa)	Esfuerzo de fluencia (MPa)	Esfuerzo admisible, S, (MPa)
Al <sub>2</sub> O <sub>3</sub> (zafiro)	ASTM C20		400	-	80

Con las propiedades ya obtenidas del zafiro se puede determinar el espesor de las ventanas del recipiente a presión, para ello utilizaremos la ecuación (4.51). Además, el diámetro del zafiro se obtiene de acuerdo a los agujeros de visualización; según las literaturas investigadas se pudo saber que el diámetro de los agujeros es de 80 mm por lo cual se definió el diámetro del zafiro de 120 mm.

donde:

d = 120 mm;

C = 0.3 (ver Figura 4.3 (m));

P = 11 MPa (ver Tabla 4.3);

S = 80 MPa (ver Tabla 4.4);

E = 1.

$$t = 120 \cdot \sqrt{\frac{0,3 \cdot 11}{80 \cdot 1}} \quad (4.52)$$

$$t = 24,37 \text{ mm} \quad (4.53)$$

Redondeando el valor obtenido, se concluye que el espesor mínimo de la tapa plana del zafiro es de 25 mm; sin embargo, para mayor seguridad y de acuerdo a la literatura revisada [8], para el diseño propuesto se utilizará un espesor de 30 mm.

#### 4.5.4. Cálculo de espesor de las bridas

Cuando brida se fija mediante tornillos (ver sub-figuras (j) y (k), de Figura 4.4), el espesor se calcula utilizando con la siguiente expresión [16]:

$$t = d \cdot \sqrt{(C \cdot P / S \cdot E) + 1,9 \cdot W \cdot h_G / S \cdot E \cdot d^3} \quad (4.54)$$

donde:

$t$  = espesor mínimo requerido de la brida (mm);

$d$  = diámetro medio de la junta tórica de la brida (mm);

$C$  = constante adimensional que depende del método de fijación;

$P$  = presión de diseño interna (MPa);

$S$  = máximo esfuerzo permisible de la tapa a temperatura de diseño (MPa);

$E$  = eficiencia de la unión.

$W$  = carga total en los pernos (ver fórmulas (4.55) o (4.57));

$h_G$  = brazo de momento, igual a la distancia radial desde la línea central de los pernos a la línea de la reacción de junta;

Mediante la ecuación (4.54), se determina el espesor  $t$ , tanto para las **condiciones de funcionamiento**, ecuación (4.55), y **para el asiento de la junta**, ecuación (4.58). Sin embargo, el valor escogido de  $t$  será el mayor de estos.

Para las condiciones de funcionamiento, los valores de  $P$ ,  $S$  y  $W$  se obtendrán de la ecuación (4.55) [16].

Para el asiento de la junta,  $P$  es igual a cero, y el valor de  $S$  será a la temperatura atmosférica y  $W$  se obtendrá de la ecuación (4.57) [16].

Para las **condiciones de funcionamiento**, las cargas de los pernos ( $W$ ) utilizados en el diseño de la brida serán los valores obtenidos a partir de las ecuaciones (4.55) y (4.56) [16]:

$$W = W_{m1} \quad (4.55)$$

La carga requerida del perno para las condiciones de funcionamiento,  $W_{m1}$ , es determinada a través de la ecuación (4.56).

$$W_{m1} = 0,785 \cdot G^2 \cdot P + (2\pi \cdot b \cdot G \cdot m \cdot P) \quad (4.56)$$

Para las condiciones del asiento de la junta tenemos que [16]:

$$W = \frac{(A_m + A_b) \cdot S_a}{2} \quad (4.57)$$

donde:

$A_b$  = área transversal neta de los pernos ( $\text{mm}^2$ );

$A_m$  = área transversal requerida de los pernos, considerando la mayor entre  $A_{m1}$  y  $A_{m2}$  ( $\text{mm}^2$ );

$A_{m1} = W_{m1} / S_b$ , área transversal neta requerida de los pernos, en condiciones de operación ( $\text{mm}^2$ );

$A_{m2} = W_{m2} / S_a$ , área neta de los pernos ( $\text{mm}^2$ );

$b$  = ancho efectivo de contacto del empaque (mm);

$b_o$  = ancho básico del empaque (mm);

$G$  = diámetro donde se localiza la reacción del empaque (mm);

$S_a$  = esfuerzo máximo permisible del material de los tornillos, a temperatura ambiente, (igual a 103,46 MPa, ver Tabla 4.4);

$m$  = factor de junta, obtenido a partir de la Figura 4.5;

$S_b$  = esfuerzo máximo permisible del material de los tornillos, a la temperatura de diseño, (MPa).

En cuanto a las bridas que se utilizará como soporte para las ventanas de zafiro se utilizará el acero AISI 304 (ver Tabla 4.4). Para calcular los espesores de la brida se utilizará la ecuación (4.54). Pero antes, es necesario determinar el espesor  $t$  conociendo previamente  $W$  y  $h_G$ .

Entonces, calculamos  $W$  para las **condiciones de funcionamiento** con la ecuación (4.56). Pero para este caso tendremos que obtener los valores de  $G$ ,  $b$  y  $m$ . Además, consideramos que:

- por geometría, se puede asociar el valor de  $G$  igual al diámetro 130 mm;
- se utilizará la presión de diseño,  $P$ , equivalente a 11 MPa (ver Tabla 4.4);
- el factor de empaquetadura  $m$  se obtiene de la Figura 4.5 [16]. Como se utiliza empaquetaduras de O'ring, el factor  $m$  será igual a **cero**;
- para obtener  $b$  se utiliza el caso en que  $b_0 \leq 6$  mm; esto se muestra en la Figura 4.6 [16]. Si se elige este caso se toma el valor más crítico ( $b = 6$  mm).

Una vez definido los valores de dichas variables podemos remplazarlas en la ecuación (4.56):

$$W_{m1} = 0,785 \cdot 130^2 \cdot 11 + (2 \cdot \pi \cdot 6 \cdot 130 \cdot 0 \cdot 11) = 145\,931,50 \text{ N} \quad (4.58)$$

Gasket Material	Gasket Factor $m$	Min. Design Seating Stress $y_s$ , psi (MPa)	Sketches	Facing Sketch and Column in Table 2-5.2
Self-energizing types (o rings, metallic, elastomer, other gasket types considered as self-sealing)	0	0 (0)	...	...
Elastomers without fabric or high percent of asbestos fiber: Below 75A Shore Durometer	0.50	0 (0)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
75A or higher Shore Durometer	1.00	200 (1.4)		
Asbestos with suitable binder for operating conditions: 1/8 in. (3.2 mm) thick	2.00	1,600 (11)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II
1/16 in. (1.6 mm) thick	2.75	3,700 (26)		
3/32 in. (0.8 mm) thick	3.50	6,500 (45)		
Elastomers with cotton fabric insertion	1.25	400 (2.8)		(1a),(1b),(1c),(1d), (4),(5); Column II

Figura 4.5: Junta de materiales y contacto de caras para determinar el factor de empaquetadura  $m$  [16]. El recuadro en rojo destaca el factor de la empaquetadura a utilizar.

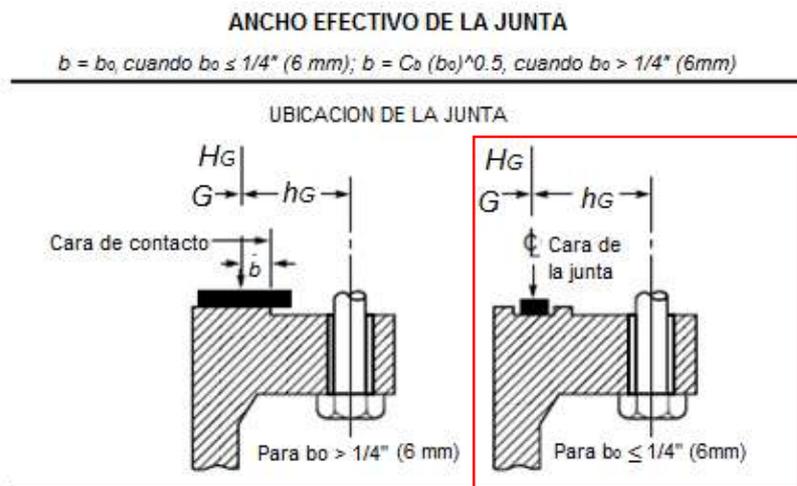


Figura 4.6: Referencia utilizada (cuadro de color rojo) para obtener el ancho efectivo de la empaquetadura o junta [16]

A seguir, será calculado el parámetro  $h_G$  (ver Figura 4.7), por medio de la ecuación (4.59) [16]:

$$h_G = \frac{C - G}{2} \quad (4.59)$$

donde:

- **C** se puede obtener aproximando geoméricamente de los datos de la Figura 4.6, obteniéndose un valor de 162 mm;
- **G** es igual a 130 mm (diámetro de la junta tórica).

Reemplazando los valores se obtiene lo siguiente:

$$h_g = \frac{162 - 130}{2} = 16 \text{ mm} \quad (4.60)$$

	$h_D$	$h_T$	$h_G$
Integral type flanges [See Fig. 2-4 sketches (5), (6), (6a), (6b), and (7)] and optional type flanges calculated as Integral type [See Fig. 2-4 sketches (8), (8a), (9), (9a), (10), (10a), and (11)]	$R + 0.5g_1$	$\frac{R + g_1 + h_G}{2}$	$\frac{C - G}{2}$
Loose type, except lap-joint flanges [See Fig. 2-4 sketches (2), (2a), (3), (3a), (4), and (4a)]; and optional type flanges calculated as loose type [See Fig. 2-4 sketches (8), (8a), (9), (9a), (10), (10a), and (11)]	$\frac{C - B}{2}$	$\frac{h_D + h_G}{2}$	$\frac{C - G}{2}$
Lap-type flanges [See Fig. 2-4 sketches (1) and (1a)]	$\frac{C - B}{2}$	$\frac{C - G}{2}$	$\frac{C - G}{2}$

Figura 4.7: Brazos de momento para cargas aplicadas en las bridas bajo condiciones de operación  $h_g$  [16].

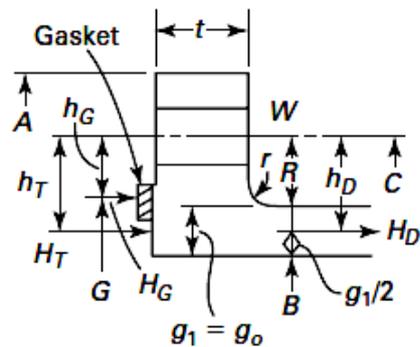


Figura 4.8: Tipos de bridas planas, destacando la selección de brida en el lado izquierdo [16].

Con los parámetros de  $W$  y  $h_g$  se puede obtener el espesor de la brida. Luego, reemplazamos estos valores en la ecuación (4.54) y obtenemos el espesor  $t$ :

$$t = 130 \cdot \sqrt{\frac{0.3 \cdot 11}{103,46 \cdot 1} + \frac{1,9 \cdot 145931,50 \cdot 16}{103,46 \cdot 1 \cdot 130^3}} \quad (4.61)$$

$$t = 29,48 \text{ mm} \quad (4.62)$$

Para las **condiciones del asiento de la junta** necesitamos obtener los parámetros  $A_b$ ,  $A_m$  y  $S_a$ :

- $A_b$  es el área neta de los pernos M12 (en  $\text{mm}^2$ ) y para esto tomaremos 14 pernos. El área neta lo obtenemos de la ecuación (4.63):

Se eligió pernos M12 para que  $A_b \geq A_m$ , como recomienda el Código ASME, división VIII.

$$A_b = \frac{14 \cdot \pi \cdot D^2}{4} \quad (4.63)$$

Entonces se tiene que:

$$A_b = \frac{14 \cdot \pi \cdot 12^2}{4} \quad (4.64)$$

$$A_b = 1\,583,36 \text{ mm}^2 \quad (4.65)$$

- $A_m$  es el área transversal requerida de los tornillos que es igual a  $W_{m1}/ S_b$ . Donde  $S_b$  es el esfuerzo permisible del material de los tornillos (AISI 304) a la temperatura de diseño (103,46 MPa a 300 K).

Posteriormente, se tiene que:

$$A_m = \frac{145931,50}{103,46} = 1\,410,51 \text{ mm}^2 \quad (4.66)$$

- $S_a$  es el esfuerzo permisible del material de los tornillos (AISI 304) a la temperatura del ambiente, el cual es similar a  $S_b$  (103,46 MPa).

Entonces, reemplazando los valores previamente definidos en la ecuación (4.57) se obtiene la fuerza  $W$  para las condiciones de **asiento de la junta**:

$$W = \frac{(1\,410,51 + 1\,583,36) \cdot 103,46}{2} \quad (4.67)$$

$$W = 154\,872,90 \text{ N} \quad (4.68)$$

El valor de  $h_g$  no varía y sigue siendo 16 mm, con  $P = 0$  y  $S = 103,46$  MPa. Entonces, reemplazando el nuevo valor de  $W$ , para esta condición, en la ecuación (4.54), se obtiene el siguiente espesor de la brida:

$$t = 130 \cdot \sqrt{\frac{0,3 \cdot 0}{103,46 \cdot 1} + \frac{1,9 \cdot 154872,90 \cdot 16}{103,46 \cdot 1 \cdot 130^3}} \quad (4.69)$$

$$t = 18,71 \text{ mm} \quad (4.70)$$

Por lo tanto, como se mencionó en un inicio, de las dos condiciones de operación y asiento de junta, utilizamos el espesor mayor de ambos resultados ( $t = 29,48$  mm) para las bridas; sin embargo, este valor del espesor será redondeado a 30 mm.

En el siguiente acápite, para verificar el diseño del equipo que se ha obtenido mediante el código ASME, se presenta una validación mediante el método de elementos finitos (MEF), ya que el código ASME no está enfocado directamente en el diseño de este tipo de recipientes a presión. En el análisis de MEF se comprobará que el equipo trabaja en condiciones normales y que cumpla con las exigencias mecánicas de operación.

#### 4.6. Cálculo analítico de esfuerzos en la estructura del equipo

Para realizar la validación del diseño propuesto mediante el MEF se determinó los esfuerzos presentes en la estructura del equipo empleando cálculos analíticos de recipientes a presión. Luego, estos valores de esfuerzos se compararon frente a aquellos obtenidos a través del MEF.

Para los cálculos analíticos se idealizó el modelo geométrico del equipo de volumen constante. La geometría cubica (cuerpo principal, ver Figura 3.7) fue simplificada a una geometría cilíndrica, tanto interna cuanto externa (similar al cuerpo de extensión). Asimismo, para el modelo se eliminó los agujeros destinados a la visualización, inyector de combustible y suministro de nitrógeno presurizado. Con ello, la geometría principal del equipo (Figura 3.7) quedó reducida a un modelo bastante simple, el cual permitió conocer los esfuerzos tangenciales, radiales y axiales en su estructura. La Figura 4.9 muestra un esquema de la sección transversal del modelo geométrico simplificado del equipo de volumen constante.

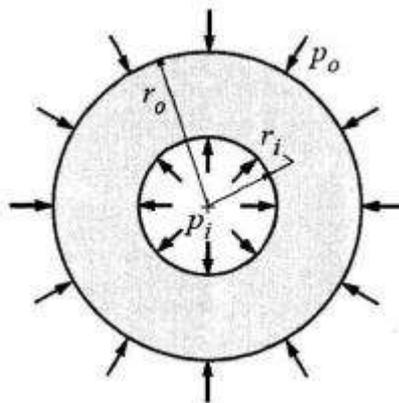


Figura 4.9: Esquema de la sección transversal simplificada del equipo de volumen constante.

donde:

$r_i$ : radio interior del cilindro;

$r_o$ : radio exterior del cilindro;

$P_i$ : presión interna;

$P_o$ : presión externa.

Para determinar el esfuerzo tangencial, radial y axial en la sección transversal simplificada (Figura 4.9) se empleó, respectivamente, las ecuaciones 4.71, 4.72 y 4.73:

$$\sigma_t = \frac{P_i \cdot r_i^2 - P_o \cdot r_o^2 - r_i^2 \cdot r_o^2 (P_o - P_i) / r^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad 4.71$$

$$\sigma_r = \frac{P_i \cdot r_i^2 - P_o \cdot r_o^2 + r_i^2 \cdot r_o^2 (P_o - P_i) / r^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad 4.72$$

$$\sigma_z = \frac{P_i \cdot r_i^2}{r_o^2 - r_i^2} \quad 4.73$$

A partir de estas ecuaciones se tiene que cuando  $r = r_i$  se tendrá  $\sigma_{t,máx}$  y  $|\sigma_{r,máx}|$ ; por otro lado, si se tiene que  $r = r_o$  se tendrá  $\sigma_{t,mín}$  y  $|\sigma_{r,mín}|$ .

A continuación, se enumera los datos de la parte principal del equipo de volumen constante (parte cúbica):

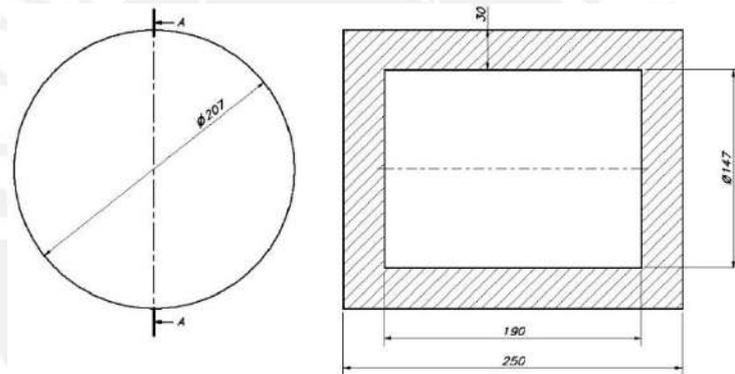


Figura 4.10: Esquema simplificado del recipiente cúbico.

$$P_i = 16 \text{ MPa};$$

$$P_o = 0,1 \text{ MPa};$$

$$r_i = 73,5 \text{ mm (diámetro interno de la cavidad cilíndrica del cubo);}$$

$$r_o = 103,5 \text{ mm (suma de } r_i \text{ más el espesor de la ventana de zafiro, } 30 \text{ mm).}$$

Reemplazando estos valores en las ecuaciones 4.71, 4.72 y 4.73 obtenemos los esfuerzos tangencial, radial y axial, respectivamente:

con  $r = r_i$

$$\sigma_t = \sigma_{t,máx} = 49,67 \text{ MPa} \quad 4.74$$

$$\sigma_r = |\sigma_{r,máx}| = 16,50 \text{ MPa} \quad 4.75$$

$$\sigma_z = 16,79 \text{ MPa} \quad 4.76$$

con  $r = r_o$

$$\sigma_t = \sigma_{t,\text{mín}} = 33,27 \text{ MPa} \quad 4.77$$

$$\sigma_r = |\sigma_{r,\text{mín}}| = 0,10 \text{ MPa} \quad 4.78$$

$$\sigma_z = 16,79 \text{ MPa} \quad 4.79$$

Del mismo modo, se consideraron los datos necesarios para el cálculo de los esfuerzos en la parte cilíndrica del equipo de volumen constante (extensión del volumen):

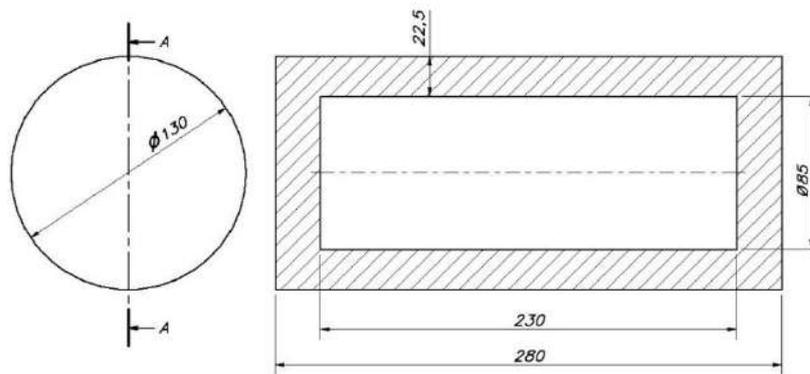


Figura 4.11: Esquema de la extensión del volumen.

$$P_i = 16 \text{ MPa};$$

$$P_o = 0,1 \text{ MPa};$$

$$r_i = 42,5 \text{ mm};$$

$$r_o = 65 \text{ mm}.$$

Nuevamente, reemplazando estos valores en las ecuaciones 4.71, 4.72 y 4.73 obtenemos los esfuerzos tangencial, radial y axial, respectivamente:

con  $r = r_i$

$$\sigma_t = \sigma_{t,\text{máx}} = 40,79 \text{ MPa} \quad 4.80$$

$$\sigma_r = |\sigma_{r,\text{máx}}| = 16,50 \text{ MPa} \quad 4.81$$

$$\sigma_z = 12,32 \text{ MPa} \quad 4.82$$

con  $r = r_o$

$$\sigma_t = \sigma_{t,\text{mín}} = 24,39 \text{ MPa} \quad 4.80$$

$$\sigma_r = |\sigma_{r,\text{máx}}| = 0,10 \text{ MPa} \quad 4.81$$

$$\sigma_z = 12,32 \text{ MPa} \quad 4.82$$

A partir de dichos cálculos, se confirma que el máximo esfuerzo tangencial presente en el modelo simplificado de la parte cúbica del equipo de volumen constante es de 49,67

MPa (ecuación 4.74). Comparando este valor al esfuerzo de fluencia del material AISI 304 (206 MPa) se obtiene el siguiente factor de seguridad:

$$F_s = \frac{\sigma_{fluencia}}{\sigma_{máximo}} = \frac{206}{49,67} = 4,15 \quad 4.83$$

El valor de obtenido  $F_s$  es coherente con el factor de seguridad recomendado por la ASME [16] para diseños de recipiente a presión ( $F_s: 4 - 5$ ).

En el caso del volumen de extensión, el esfuerzo máximo tangencial (40,79 MPa) es inferior al obtenido en la parte principal del equipo. Por tanto, su factor de seguridad será mayor.

#### 4.7. Simulación numérica

La simulación numérica fue abordada mediante el método de elementos finitos (MEF). Hoy en día, esta técnica computacional se ha convertido en una herramienta muy importante, ya que permite resolver ecuaciones diferenciales asociadas a un problema físico sobre geometrías complejas y, con ello, permite determinar los esfuerzos y deformaciones de un componente o ensamble determinado, a partir del material, las condiciones y cargas impuestas. Normalmente, se sigue una serie de pasos para realizar los análisis por MEF, los cuales están compuestos, básicamente, por tres etapas:

- **Etapas de pre-procesamiento:** en esta etapa se modela los elementos físicos reales que se desea analizar. Posteriormente, dichos modelos son mallados o discretizados en una serie de elementos pequeños (elementos finitos) para su análisis. Además, en esta etapa se definen el material, propiedades mecánicas del material, cargas aplicadas y condiciones de borde (apoyos).
- **Etapas de procesamiento:** en esta etapa, con ayuda de un software comercial de MEF, se determinan los esfuerzos y deformaciones. Los análisis que se pueden realizar mediante simulación numérica por MEF son los siguientes: estáticos estructurales, de pandeo lineal, análisis modal, etc.

- **Etapa de post-procesamiento:** en esta etapa se puede observar gráficamente los resultados obtenidos, utilizando diversos colores para mostrar las intensidades de las distribuciones de esfuerzos, deformaciones, etc.

Es necesario mencionar que los modelos geométricos del equipo de volumen constante se desarrollaron en el software CAD (diseño asistido por computadora, por sus siglas en inglés) en base a la investigación realizada en el estado del arte. Los materiales definidos para todas las simulaciones son dos: AISI 304 (todos los metales) y Zafiro (AlSiO, para las ventanas de visualización).

El modelado por MEF se implementó usando el software ANSYS 17. El módulo que se usó para este estudio fue el correspondiente a “*Workbench Mechanical*”, el cual es usado para análisis estáticos estructurales, tanto lineales como no lineales.

#### **4.7.1. Simulación del equipo de volumen constante**

Para la simulación del equipo de volumen constante, se aplicó el procedimiento descrito anteriormente, de esta manera se conoció el comportamiento de esfuerzos y desplazamientos de los elementos sometidos a una presión de prueba de 16,5 MPa. Si bien es cierto, la presión de operación es de 10 MPa, pero la simulación se realizó con la presión de prueba (hallada en el capítulo 4) para complementar los resultados y saber si el diseño podrá operar sin ningún inconveniente.

#### **4.7.2. Etapa de pre-procesamiento**

##### **4.7.2.1. Definición de geometría**

El modelo geométrico y las dimensiones del equipo fueron determinados en el capítulo 3 y capítulo 4, respectivamente. El equipo consta de un recipiente cúbico de 250 mm de lado, con una cavidad cilíndrica cuadrada de 147 mm ( $\phi=147$  mm y  $L=147$  mm); a esto se le ha añadido una extensión de volumen cilíndrico ( $\phi=130$  mm y  $L=260$  mm). A continuación, en las figuras 4.12 a 4.16 se muestran los detalles del diseño del equipo, cuyo modelo geométrico ha sido desarrollado empleando dos softwares CAD (Solidwork e inventor).

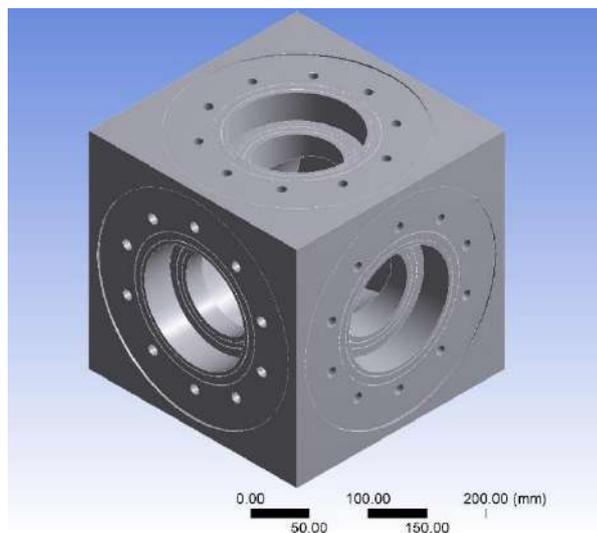


Figura 4.12: Modelo geométrico del recipiente cúbico.

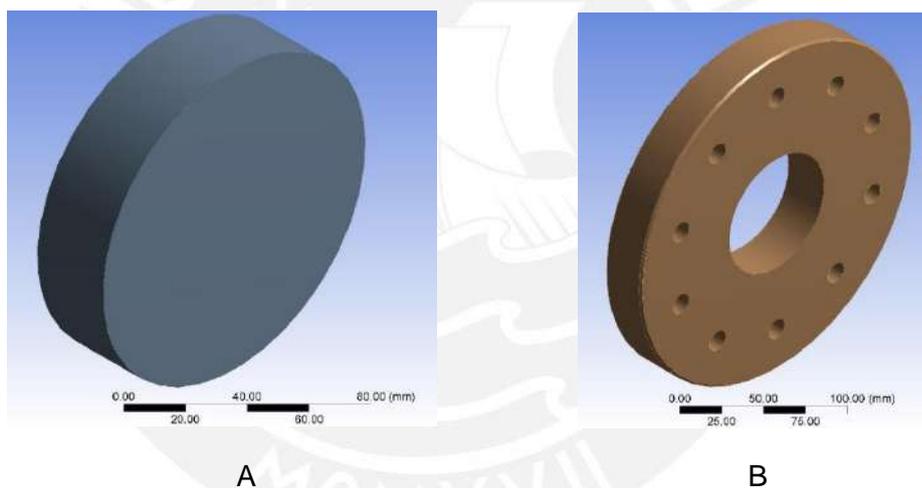


Figura 4.13: Modelos geométricos de: A) ventana se zafiro; B) brida de ventanas.

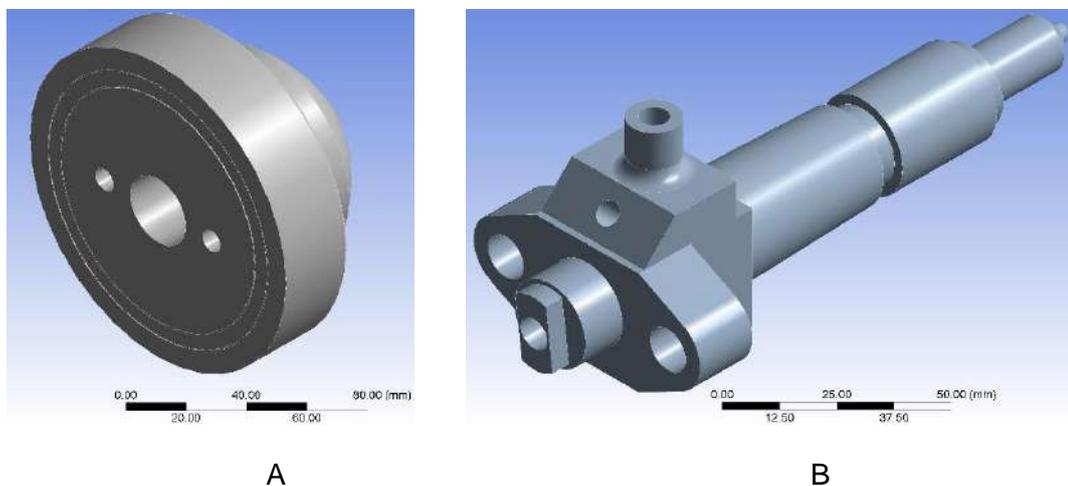


Figura 4.14: Modelos geométricos de: A) soporte de inyector; B) inyector de combustible.

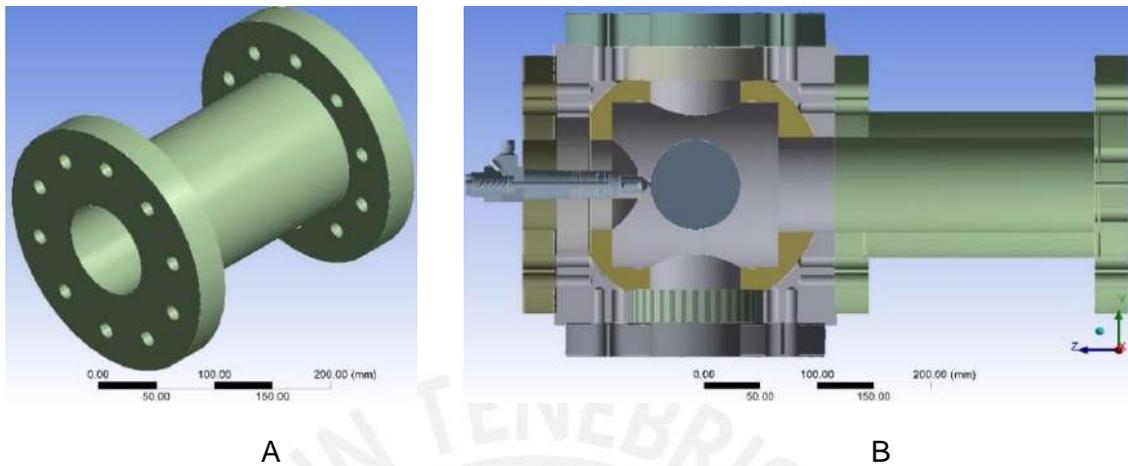


Figura 4.15: A) Modelo geométrico de extensión del volumen; B) sección del equipo.



Figura 4.16: Modelo geométrico del ensamble del equipo de volumen constante.

Como se puede apreciar en la Figura 4.16, el modelo geométrico del ensamble está representado con las respectivas uniones atornilladas; sin embargo, para la simulación numérica se quitó dichas uniones, ya que el número de elementos sería menor y la geometría sería menos compleja. En el software ANSYS 17 existe la posibilidad de restricciones de contacto; se utilizó esta opción para las uniones atornilladas, donde al realizar la simulación se obtiene los mismos resultados que si se hubiese colocado los tornillos.

#### 4.7.2.2. Discretización

Continuando con el procedimiento para la simulación, se realizó el mallado del ensamble del equipo de volumen constante, en el cual se llegó a conseguir una malla adecuada luego de aplicar distintos métodos de mallado y tamaño de malla.

La gran mayoría de componentes se discretizó utilizando elementos tetraédricos, dado a la complejidad de la geometría. A continuación se describirá sobre el proceso de mallado en cada uno de los componentes del equipo.

Para el caso del recipiente cúbico se utilizó elementos tetraédricos, ya que la geometría interna del recipiente es complejo, además presenta un gran número de curvas en su estructura; por lo tanto, es mejor un mallado mediante el uso de elementos tetraédricos. El tamaño de los elementos que se utilizó para el recipiente cúbico fueron de 4 mm y además se le hizo un *face meshing* con número de divisiones igual a 8, para dar un orden a los elementos.

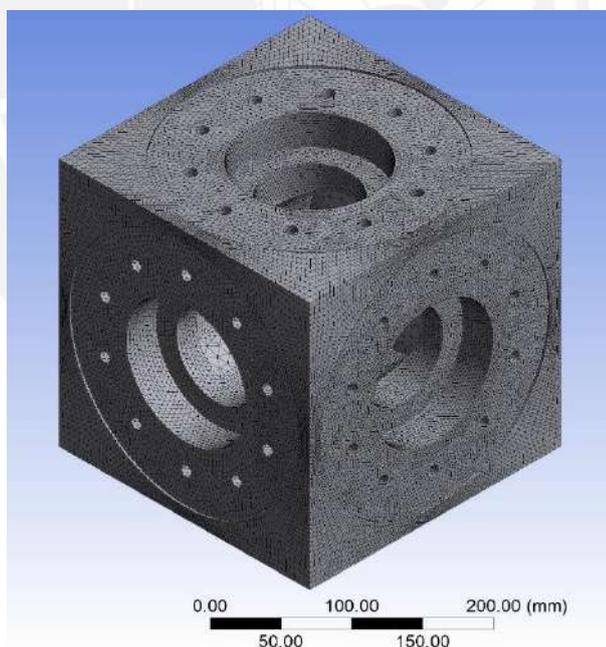


Figura 4.17: Mallado del recipiente cúbico.

Para el caso de las ventanas de zafiro y las bridas se utilizaron elementos hexaédricos ya que la geometría de estos elementos es simple y permiten realizar el mallado o discretización con este tipo de elementos. La ventaja de este tipo de mallado es que el

número de elementos y nodos no son de gran cantidad, como lo hubiese sido si se utilizaba elementos tetraédricos (ver Figura 4.18).

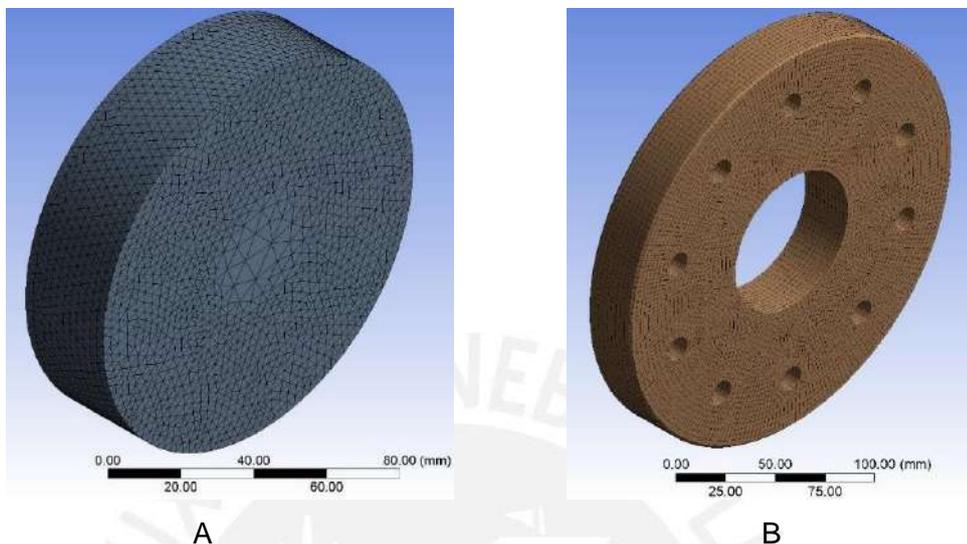


Figura 4.18: Mallado de A) ventana de zafiro; B) brida.

Para el mallado del soporte del inyector se utilizó elementos hexaédricos y tetraédricos con un tamaño de elementos de 4 mm, ya que en algunas zonas del soporte la geometría es simple; por ello, se utilizó elementos tetraédricos mientras que en las zonas de geometría compleja se utilizó elementos tetraédricos. Para el inyector se utilizó elementos tetraédricos dado a la complejidad de la geometría del componente. El tamaño del elemento que se utilizó para el inyector de combustible fue de 2 mm.

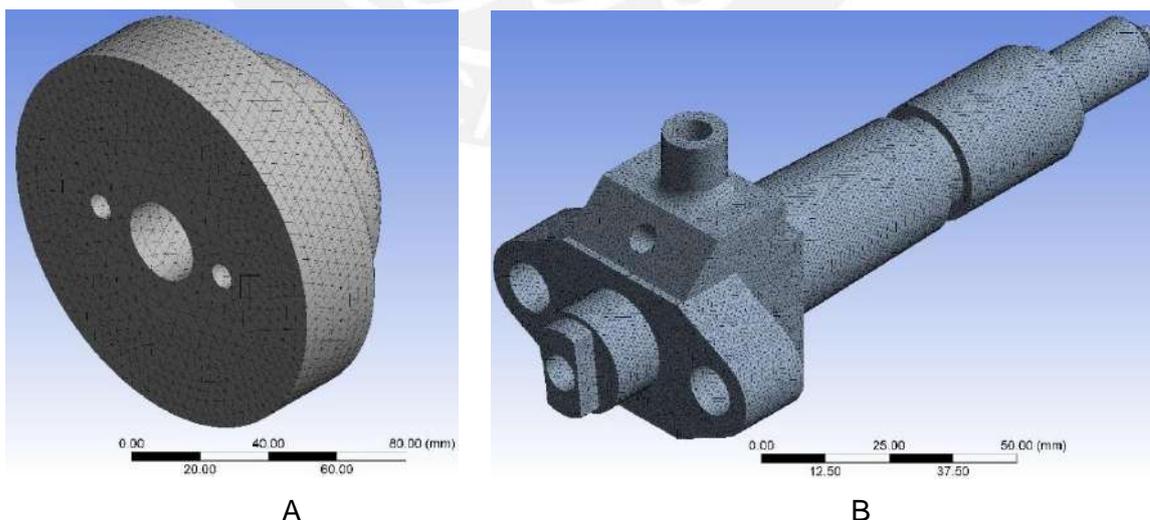


Figura 4.19: Mallado de A) soporte de inyector; B) inyector de combustible.

La extensión del volumen fue mallado con elementos tetraédricos de 4 mm y también se realizó un *face meshing* para obtener un mallado estructurado en las caras del

componente ya que en esta parte del equipo no se presenta gran cantidad de concentradores de esfuerzos.

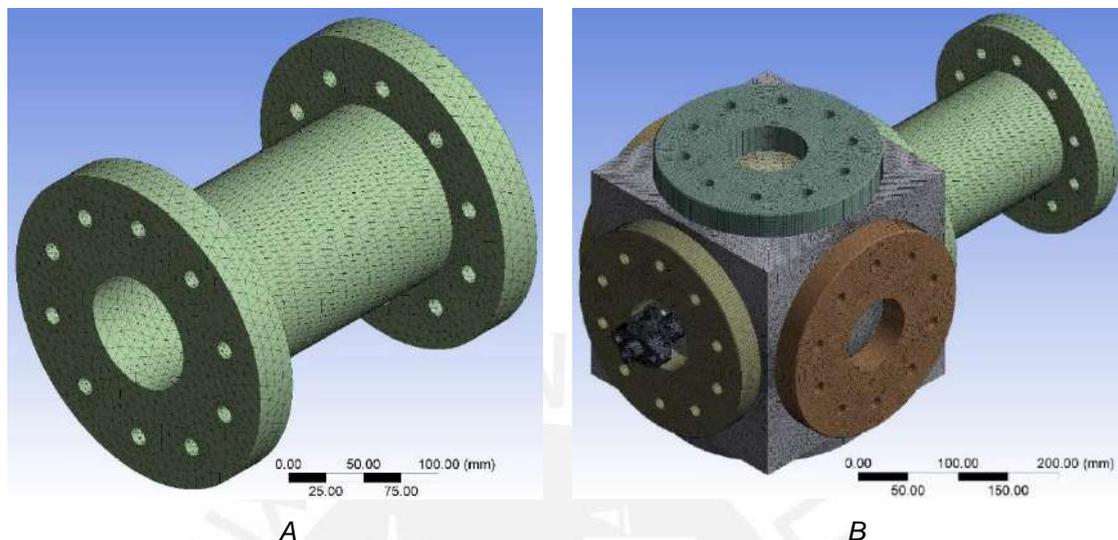


Figura 4.20: Mallado de A) la extensión del volumen; B) equipo de volumen constante.

Finalmente, se puede decir que se obtuvo una malla con las características mostradas en la Tabla 4.5, en el cual los distintos parámetros de evaluación de malla indican que se tiene una malla de buena calidad.

Tabla 4.5: Propiedades de la malla utilizada en el análisis del ensamble del equipo de volumen constante y parámetros de malla recomendado por ANSYS [29].

Parámetro \ Malla	Modelado sin pernos	Parámetro de malla referencial
Número de nodos	5 174 660	-
Número de elementos	3 358 829	-
Calidad de elemento	0,8475	0,75 – 1 (muy bueno)
Relación de aspecto	1,7957	1-5 (muy bueno)
Relación de Jacobian	1,0185	1-2 (excelente)
Oblicuidad	0,2152	0 - 0,25 (excelente)
Calidad ortogonal	0,8701	0,5 -1 (Estructura compleja)

#### 4.7.2.3. Condiciones de borde

Obtenida la malla se procedió a definir las condiciones de borde para el modelo del ensamble de volumen constante. En primer lugar, se definió la dirección de la fuerza de la gravedad estándar en la tierra ( $9,81 \text{ m/s}^2$ ). Esto fue necesario definir dado que la fuerza generada por la gravedad hace que los fluidos se asienten en el interior del recipiente y que puedan generar un mayor esfuerzo en las zonas de la parte inferior del equipo (ver Figura 4.21).

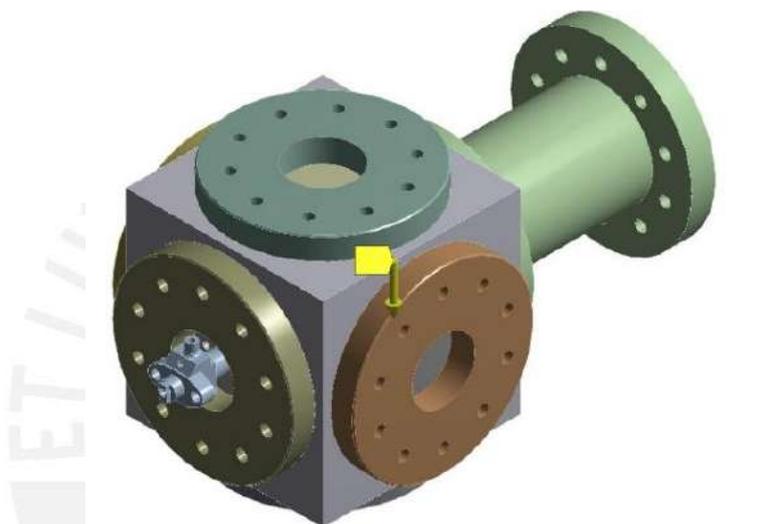


Figura 4.21: Definición del sentido de fuerza de gravedad (eje -Y), en amarillo.

En segundo lugar, para tener una estabilidad y fijación del equipo definió la cara inferior del recipiente cúbico (plano x-z) como un soporte fijo (ver Figura 4.22).

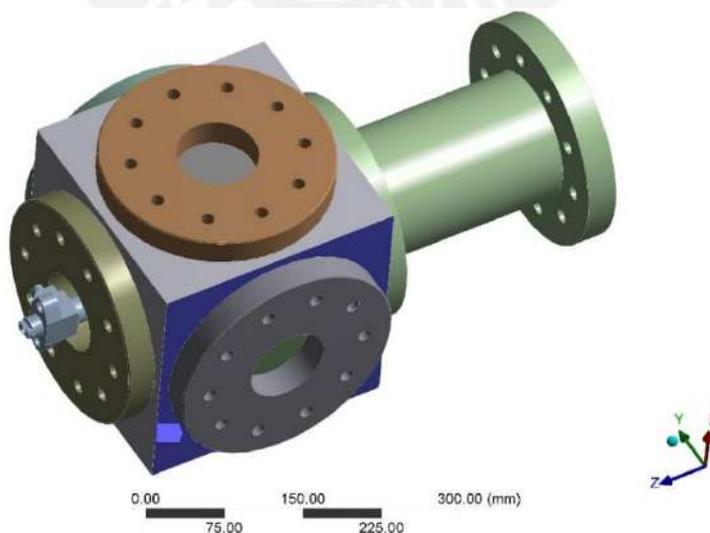


Figura 4.22: Definición del soporte fijo en la cara inferior del recipiente cúbico.

Finalmente, lo más importante, en la Figura 4.23 se muestra las caras internas del equipo a las que se ha sometido la presión de prueba de 16.5 MPa. Se puede apreciar la sección transversal, en la cual se encuentra una zona de color rojo donde se aplica la presión.

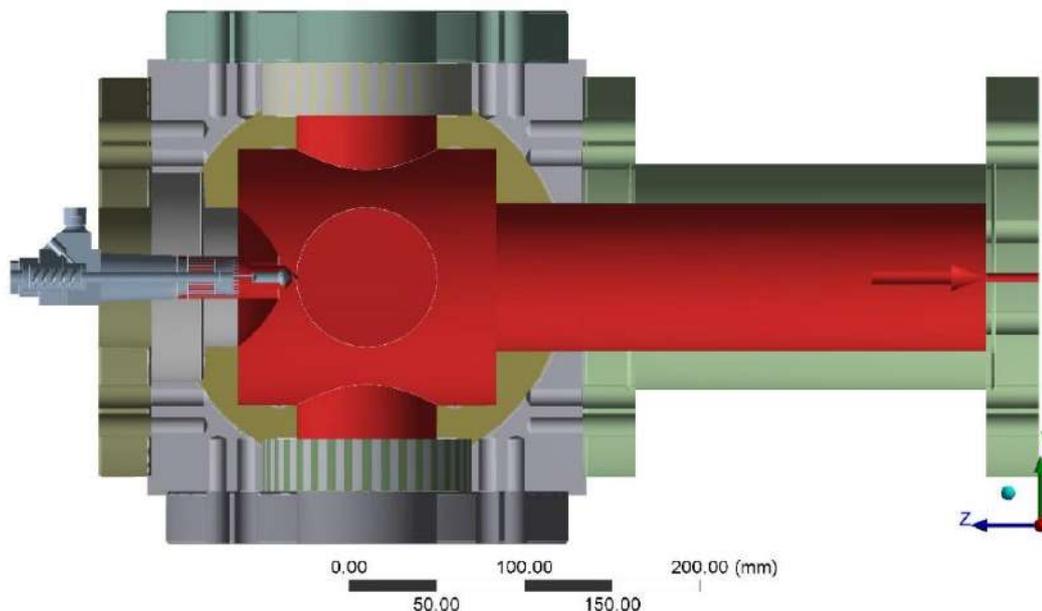


Figura 4.23: Definición de las zonas sometidas a la presión de prueba en el interior del equipo.

#### 4.7.3. Etapa de procesamiento

Ya establecida la geometría, el mallado o discretización, y las condiciones de borde se procedió a realizar la simulación numérica. Para este caso se realizó un análisis estático estructural lineal, buscando encontrar los esfuerzos y deformaciones. Como todo análisis por MEF la solución tiene que convergir en un valor. Además se realizó un estudio de independencia de malla para el análisis estructural del equipo de volumen constante, con el cual se buscó obtener un modelo con el que se logre obtener resultados válidos en el menor tiempo posible de simulación.

#### 4.7.4. Etapa de post-procesamiento

Una vez realizada la simulación, el software computacional se encarga de analizar y calcular los resultados necesarios en base a la sollicitación. Luego se obtuvieron los resultados gráficos de esfuerzos y deformaciones. A continuación se muestran los resultados obtenidos.

Para el equipo de volumen constante se obtuvo la siguiente distribución de esfuerzos mostrada en la Figura 4.24. Se aprecia que el esfuerzo máximo en el equipo es de 121.46 MPa, el cual nos indica que está muy por debajo de la resistencia de fluencia del acero AISI 304 (320 MPa); por ello, se puede asegurar que el recipiente puede trabajar sin problema alguno.

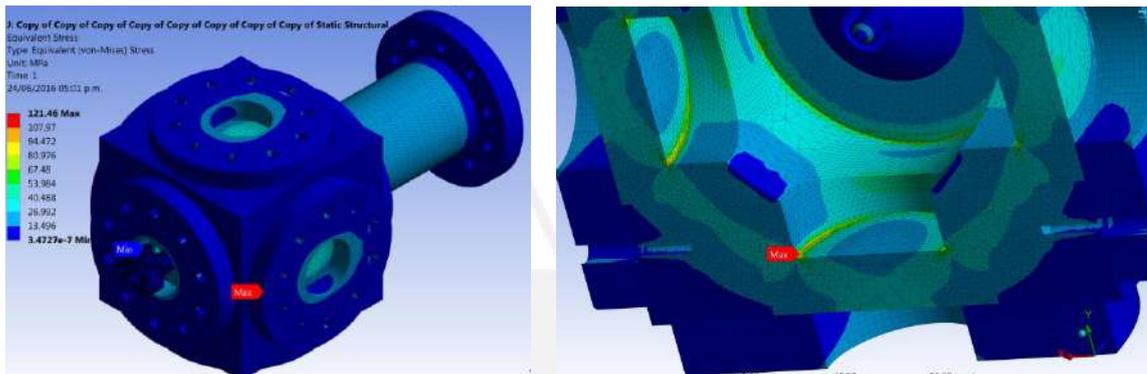


Figura 4.24: Máximo esfuerzo que presenta el equipo en su estructura.

Del mismo modo, se puede mostrar gráficamente los resultados obtenidos de desplazamientos, en mm, que presenta en su estructura el equipo de volumen constante (ver Figura 4.25). Como se puede apreciar, tienen valores pequeños, en el orden de las décimas de milímetro, alcanzando un máximo en el extremo de 0,018 mm, el cual nos indica que el equipo tendrá una deformación no apreciable a simple vista.

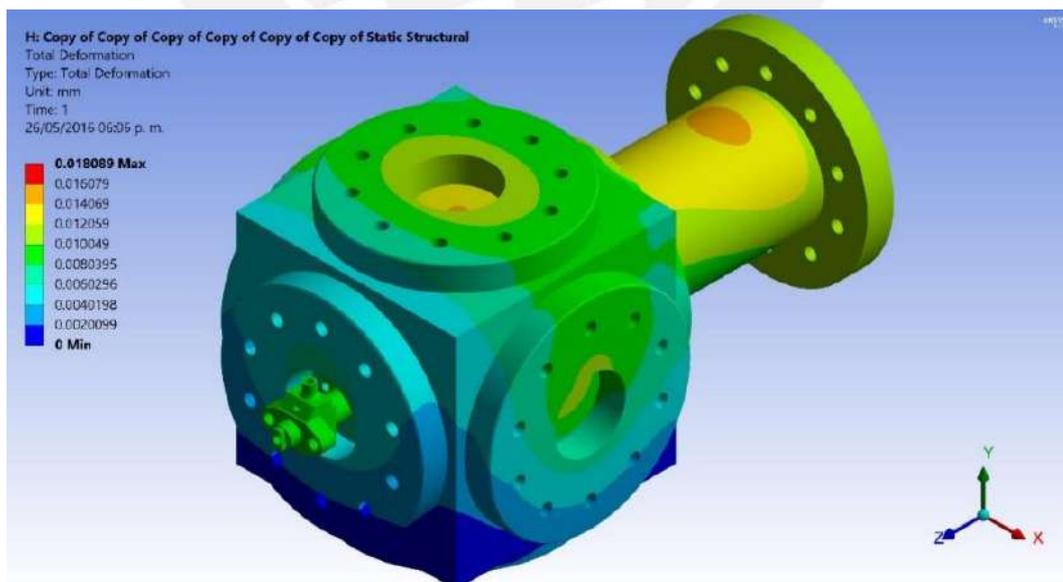


Figura 4.25: Máxima deformación que presenta el equipo en su estructura.

## **CAPITULO 5**

### **Análisis de costos para fabricación del equipo**

En el presente capítulo se presenta el detalle de los costos relacionados al proyecto. En primer lugar se realizó el metrado de los elementos que constituyen el equipo, con ayuda de los planos del diseño, en los cuales se tiene el desarrollo de cada uno de los componentes y elementos que constituyen el equipo. Cabe resaltar que, algunos elementos se deberán adquirir directamente de un distribuidor, mientras que otros se tendrán que fabricar.

Posterior a tener el metrado y listado de dichos elementos, se obtuvo el presupuesto que será necesario para llevar a cabo la fabricación del equipo. Para una mejor explicación, este presupuesto se dividirá en dos partes: en la primera se aborda los costos directos del material y en la segunda parte se trata del costo que tomará mecanizar algunos elementos. Aquí es importante mencionar que en las evaluaciones de los diferentes costos se tomó como base los precios reales proporcionados por empresas (nacionales y extranjeras) a las que se les solicitó previas cotizaciones.

El costo total del equipo se obtuvo sumando el costo directo de los materiales y elementos, costo de fabricación y montaje y el costo de ingeniería y diseño. A continuación, se muestra el detalle de estos componentes del presupuesto del proyecto.

### 5.1. Costo directo de materiales y elementos

Los costos de los materiales se obtuvieron mediante solicitudes de cotizaciones a diferentes empresas. Para los costos de los aceros se recurrió a empresas especializadas en la comercialización de estos productos tales como: Aceros Bohler del Perú, Polimetales y Jahesa. Para la cotización de las ventanas de zafiro se contactó con una empresa extranjera (Greenlight Solutions – empresa española dedicada a la fabricación y comercialización de componentes ópticos), ya que dicho material no se comercializa en el mercado local. En la Tabla 5.1 se muestra los materiales y elementos con sus respectivos precios.

Tabla 5.1: Lista y precios de materiales y elementos.

Ítem	Descripción	Un	P. unitario US\$	P. total US\$
1	Bloque cúbico AISI 304 de 255mmx255mmx255mm	01	2 909,00	2 909,00
2	Brida ciega AISI 304; $\phi$ 230 mm, e=30 mm	07	78,13	546,90
3	Barra redonda AISI 304; $\phi$ 130 mm (5") L=260 mm	01	195,60	195,60
4	Barra redonda AISI 304 $\phi$ 125 mm; L=75 mm	01	45,00	45,00
5	Ventana protección óptica: Zafiro $\phi$ 120 mm, e = 30 mm	04	2138,50	8 554,00
6	Inyector Diesel	01	45,00	45,00
7	Perno hexagonal AISI 304 M12 x 50 mm	50	0,40	20,00
8	Perno hexagonal AISI 304 M12 x 260 mm	14	1,00	14,00
9	O'ring de viton de $\phi$ 90 mm e=5 mm	14	0,30	4,20
10	O'ring de viton de $\phi$ 130 mm e=6 mm	06	0,40	2,40
Costo total de materiales y elementos				12 336,10

## 5.2. Costo de fabricación y montaje

Para estimar los costos de fabricación y montaje del equipo se consideró el tiempo necesario para realizar cada tarea y la cantidad de personas que se necesitaría para cumplir con cada trabajo.

Para obtener el costo de horas hombre se consideró personal capacitado en trabajos metalmecánico y el sueldo promedio mensual que obtienen dichos trabajadores. Además, se consideró el costo por hora de cada equipo a utilizar en la fabricación del equipo. Estos costos fueron brindados por el taller de manufactura de la Sección de Ingeniería Mecánica de la PUCP. Las horas trabajadas se consideró igual a 8 horas por día y al mes se contempló 20 días.

A seguir se menciona algunos valores referenciales que fueron considerados en la elaboración del consolidado de costos estimados (ver Tabla 5.2):

- Sueldo mensual: S/. 2 800.00

Con esta información, el costo de horas hombre ( $C_{H/h}$ ), costo horas torno horizontal ( $C_{H/\text{torno horizontal}}$ ), costo horas centro CNC ( $C_{H/\text{Centro CNC}}$ ) y costo horas taladradora ( $C_{H/\text{Taladradora}}$ ) se puede estimar de la siguiente manera:

$$C_{H/h} = S/.2800 \times \frac{1 \text{ mes}}{20 \text{ días}} \times \frac{1 \text{ día}}{8 \text{ horas}} = S/. 17.50$$

El costo horario de operación está dada por: torno horizontal ( $C_{H/\text{torno horizontal}}$ ), costo horas centro CNC ( $C_{H/\text{Centro CNC}}$ ) y costo horas taladradora ( $C_{H/\text{Taladradora}}$ ). Dichos precios se muestran a continuación y viene referenciada por los precios que maneja el taller de manufactura de la Sección de Ingeniería Mecánica de la PUCP.

$$C_{H/\text{torno horizontal}} = S/ 68.00$$

$$C_{H/\text{Centro CNC}} = S/ 120.00$$

$$C_{H/\text{Taladradora}} = S/ 40.00$$

Tabla 5.2: Lista y precios de fabricación y montaje de los elementos del equipo.

Descripción	Equipos	Hora	P. horario S./H	P. total S/.
Mecanizado de bloque cúbico AISI 304	1ra parte (CNC)	5,37	120,00	644,40
	2da parte (Torno)	32,02	68,00	2177,40
	3ra parte (CNC)	13,17	120,00	1580,40
Mecanizado 01 brida hueca AISI 304 de $\phi$ 230 mm y e=30 mm, para extensión de volumen.	1ra parte (Torno)	2,45	68,00	166,60
	2da parte (Taladro)	1,90	40,00	76,00
Mecanizado de 01 brida ciega AISI 304 de $\phi$ 230 mm y e=30 mm, para extensión de volumen.	1ra parte (Torno)	2,67	68,00	181,60
	2da parte (Taladro)	2,00	40,00	80,00
Mecanizado de barra redonda AISI 304 de $\phi$ 130 mm L=260 mm.	(Torno)	3,45	68,00	234,60
Mecanizado de 05 bridas hueca AISI 304 de $\phi$ 230 mm y e=30 mm, para soportes de ventanas de visualización.	1ra parte (Torno)	2,55	340,00	867,00
	2da parte (Taladro)	1,80	200,00	360,00
Mecanizado de barra redonda AISI 304 $\phi$ 125 mm; L=75 mm, para soporte del inyector de combustible.	1ra parte (Torno)	2,50	68,00	170,00
	2da parte (Taladro)	1,00	40,00	40,00

Soldadura de bridas en los extremos del tubo de extensión de volumen.	01	1,00	80,00	80,00
Montaje de elementos del equipo de volumen constante.	02	1,00	17,50	35,00
Costo total de fabricación y montaje				6693,00

### 5.3. Costo de ingeniería y diseño

Para obtener el costo de ingeniería y diseño se consideró el tiempo necesario para cada actividad. Para determinar el costo horario de un ingeniero se consideró que el diseñador cobrará un total de S/. 4 000 soles mensuales, el dibujante S/. 3 200 al mes y el supervisor S/.1 600 al mes. El estimado de costos se presenta en la Tabla 5.3. Los costos de horas-ingeniero ( $C_{H/I}$ ), horas-dibujante ( $C_{H/D}$ ) y horas-supervisor ( $C_{H/S}$ ) se calculan como se muestra a continuación:

$$C_{H/I} = S/.4000 \times \frac{1 \text{ mes}}{20 \text{ días}} \times \frac{1 \text{ día}}{8 \text{ horas}} = S/. 25.00$$

$$C_{H/D} = S/.3200 \times \frac{1 \text{ mes}}{20 \text{ días}} \times \frac{1 \text{ día}}{8 \text{ horas}} = S/. 20.00$$

$$C_{H/S} = S/.1600 \times \frac{1 \text{ mes}}{20 \text{ días}} \times \frac{1 \text{ día}}{8 \text{ horas}} = S/. 10.00$$

Tabla 5.3: Precio de ingeniería y diseño del equipo.

Descripción	Personas	Hora	P. horario S/.	P. total S/.
Pre-diseño	1	90	25,00	2 250,00
Ingeniería y diseño	1	280	25,00	7 000,00
Dibujo y elaboración de planos	1	60	20,00	1 200,00
supervisión	1	50	10,00	500,00
Costo total				10 950,00

#### 5.4. Costo total

El costo total del proyecto será el resultado de la suma de los subtotales de cada sub-total de los ítems mencionados anteriormente (Tabla 5.1, Tabla 5.2 y Tabla 5.3). De este modo, los valores estimados se muestran en la Tabla 5.4.

*Tabla 5.4: Costo total del proyecto.*

Descripción	Precio total US\$	Precio total S/.
Materiales y elementos	12 336.10	41 794.70
Fabricación y montaje	1 975.50	6 693.00
Ingeniería y diseño	3 231.60	10 950.00
Costo total	17 543.20	59 437.70

## CONCLUSIONES

1. Con la elaboración de la tesis se llegó a contribuir con la información necesaria, que no se disponía, para el diseño y la fabricación de equipos de volumen constante para caracterización de spray de combustibles líquidos en medios inertes y con ello realizar estudios de nuevas tecnologías de inyección para motores de combustión interna alternativos. Con la disponibilidad de diseñar y fabricar el equipo de volumen constante, se logrará desarrollar nuevos estudios que permitan ampliar el conocimiento de los efectos que producen, por ejemplo, la calidad del combustible nacional y las condiciones de altitud sobre las características de la inyección de combustible en motores.
2. A partir de los fundamentos de termofluidos y resistencia de los materiales se logró obtener el diseño apropiado del equipo de volumen constante para caracterizar las propiedades físicas de los combustibles líquidos, ya que mediante estos fundamentos se logró definir los parámetros principales del equipo (presión de operación = 10 MPa y volumen interno del equipo = 4 dm<sup>3</sup>) que posteriormente se utilizaron para definir su geometría y sus dimensiones.
3. Para obtener una densidad que se encuentre en el rango de los motores de combustión interna (20 -25 kg/m<sup>3</sup>) se debería alcanzar elevadas temperaturas y presiones, en el rango de 900 K a 1200 K y 60 bar a 80 bar, respectivamente. Sin embargo, se optó por una temperatura de 300 K, ya que el diseño no consideró el proceso de combustión dentro del equipo de volumen constante. Asimismo se consideró las mismas condiciones de presión de un motor con lo cual se alcanzó densidades superiores a 25 kg/m<sup>3</sup> al interior del equipo.
4. La presión dentro del equipo de volumen constante del tipo de motor a simular depende básicamente de la relación de compresión (se definió  $r_c=19$ , para vehículos pesados) y la presión del aire de admisión (se definió igual a 2 bars, considerando para motor sobrealimentado), con ello se determinó que la presión de operación en el interior del equipo fue equivalente a 100 bar.

5. Es necesario construir un equipo de volumen interno igual a  $4 \text{ dm}^3$ , ya que esta capacidad fue necesaria para disminuir cualquier perturbación sobre las características hidráulicas del inyector, provocadas principalmente por un aumento de la presión del nitrógeno durante la inyección del combustible. Para el volumen de  $4 \text{ dm}^3$ , la presión del nitrógeno puede variar en 1,1 bar por cada milisegundo transcurrido desde el inicio de la inyección del combustible. Un mayor volumen interno (ejemplo,  $9 \text{ dm}^3$ ) reduciría aún más esta pequeña tasa de variación de la presión del nitrógeno. Sin embargo, el volumen definido ( $4 \text{ dm}^3$ ) representa un compromiso intermedio entre precisión de las condiciones termodinámicas del nitrógeno y de las características hidráulicas del inyector versus los costos asociados a la fabricación del equipo.
6. Respecto a los materiales de fabricación se obtuvieron cuatro posibles materiales para la fabricación del equipo: AISI 304 o AISI 660, aceros inoxidables para la estructura; y zafiro o cuarzo para las ventanas de visualización; no obstante, para definir el tipo de acero se realizó cálculos de espesores, en la cual no se destacó un variación importante y se optó por el material más fácil de conseguir en el mercado local y el más accesible para mecanizar, en este caso el AISI 304. Por otro lado, para definir el material de las ventanas de visualización se investigó sobre las aplicaciones de ambos materiales y el zafiro puede soportar mayores presiones (300 bars) que el cuarzo, además el zafiro tiene mejores propiedades ópticas que el cuarzo; por ello, se eligió como material de ventanas de visualización al zafiro.
7. Con relación al diseño mecánico, a partir del código ASME se pudo realizar los cálculos para obtener las dimensiones y geometría del equipo. Para una presión de prueba igual a 165 bar ( $1,1 \times 1,5 \times P_0$ ) el esfuerzo máximo en el equipo es de 1214,6 bar y el esfuerzo de fluencia del acero AISI 304 es 2060 bar. Por ello, se puede decir que el equipo puede ser utilizado para estudios con pre-combustión. En este último caso se llegaría a alcanzar presiones del orden de 200 bar, lo cual no afectaría a la estructura del equipo ni a sus ventanas de zafiro.

8. Se diseñó un modelo geométrico CAD (Inventor y Solidwork) y mediante el MEF se simuló las cargas mecánicas en el equipo, considerando una presión de prueba 165 bar (presión con el cual se calculó los espesores del equipo) con ello se pudo obtener un esfuerzo máximo en la estructura del equipo de 1214,6 bar; sin embargo, la presión de operación del equipo será de 100 bar; por lo tanto, el esfuerzo máximo será menor a 121,46 bar y menor al límite de fluencia del acero AISI 304 (2060 bar); por lo que se puede afirmar que el equipo trabajaría sin inconvenientes.



## RECOMENDACIONES

- En el capítulo 2 se calculó la capacidad, en cuanto a volumen y presión interna que se necesita en el interior del equipo para poder obtener las condiciones termodinámicas similares a la de un motor de combustión interna. Sin embargo, para conocer mejor el comportamiento de los fluidos (combustible y nitrógeno) que interactúan en el interior del equipo, se recomienda realizar un análisis empleando técnicas avanzadas como el método de volúmenes finitos.
- Para el análisis estructural, sería bueno realizar el estudio analítico de los esfuerzos sometidos sobre los distintos componentes estructurales que constituyen el equipo de volumen constante. Esto facilitaría el entendimiento y planteamiento del problema cuyos resultados podrían validar las simulaciones realizadas y mostradas en el capítulo 4.
- Se recomienda simular el equipo con las uniones atornilladas, ya que al no considerarse puede afectar de manera negativa y se estaría evitando que la simulación no muestre los esfuerzos que actúan en otras áreas. Para poder apreciarlos en simulaciones sin pernos, tendría que utilizarse un tamaño de elementos más pequeños que los considerados, lo cual aumentaría el tiempo y los recursos computacionales.
- Para el diseño de las ventanas de visualización se utilizó el zafiro, debido a esto en la literatura revisada se encontró que este tipo de material era muy resistente a altas presiones; no obstante, el zafiro es utilizado en equipos de volumen constante que emplean mezclas reactivas (es decir, existe combustión) con presiones máximas que pueden alcanzar los 200 bar. Por ello, se recomienda realizar los estudios de resistencia de otros materiales (ejemplo: cuarzo y placas acrílicas) que son utilizados en equipos de volumen constante que utilizan mezclas no reactivas (sin combustión).
- Se recomienda acoplar resistencias eléctricas en la estructura del equipo para elevar la temperatura en el interior del equipo y así disminuir el valor de la densidad del nitrógeno y con ello lograr asemejar más las condiciones del gas ambiente del equipo a la de un motor de combustión real.

## BIBLIOGRAFIA

- [1] DESANTES, J. M., PAYRI, R., SALVADOR, F. J. Y SOARE, V.  
2005 “Study of the influence of geometrical and injection parameters on diesel spray characteristics in isothermal conditions”  
Valencia: Universidad politécnica de Valencia, pp. 1-11
- [2] PAYRI, R., SALVADOR, F. J., GIMENO, J. Y DE LA MORENA, J.  
2008 “Macroscopic behavior of diesel spray in the near-nozzle field”  
Valencia: Universidad politécnica de Valencia, pp. 528-535
- [3] NABER, J., SIEBERS, D.L.,  
1996 “Effects of gas density and vaporization on penetration and dispersion of Diesel sprays”.  
SAE Paper 960034.
- [4] ZAPATA, Luis  
2010 “Caracterización de procesos de inyección”. Tesis doctoral.  
Valencia: Universidad politécnica de Valencia, pp. 64-65.
- [5] PASTOR, J. V., PAYRI, R., LOPEZ, J. J. Y JULIA, J. E.  
2003 “Effect of injector nozzle geometry of diesel engines on the macroscopic spray characteristic by means of optical techniques”  
Valencia: Universidad politécnica de Valencia, pp. 73-75.
- [6] BEART, Rik, FRIJTERS, Peter  
2009 “Design and operation of a high pressure, high temperatura cell for HD diesel spray diagnostics: Guidelines and results”.  
Eindhoven: Eindhoven University of technology.
- [7] SAE: IFP, “[http://www.sae.org/dlymagazineimages/web/516/1442\\_830.jpg](http://www.sae.org/dlymagazineimages/web/516/1442_830.jpg)”
- [8] OREN, D.C., WAHIDUZZAMAN, S., FERGUSON, C.R.,  
1984 A diesel combustion bomb proof of concept.  
SAE Paper 841358.
- [9] Revista SCielo, Evolucion de la presion dentro de la camara de combustion  
“<http://www.scielo.unal.edu.co/img/revistas/iei/v27n2/2a02f4.jpg>”
- [10] GIMENES, Thomas  
2006 “Characterization of diesel spray in the Eindhoven high pressure cell”.  
Eindhoven: Departamento de ingeniería mecánica, pp. 5-6.

- [11] BOUGIE, B., TULEJ, M., DREIER, T., DAM, N. J., GERBER, T.  
2005 “Optical diagnostics of diesel spray injections and combustion in a high-pressure high-temperature cell”.  
Suiza: Departamento general de energía, pp. 1040-1045.
- [12] MARTÍNEZ-MARTÍNEZ, Simón, GARCIA, Miguel, BERMUDEZ, Vicente.  
1998 “Experimental cells for diesel spray research”  
España: Universidad politecnica de Valencia, pp. 49-63
- [13] MOERMAN, Steven  
2008 “Development of a test facility to investigate diesel spray, combustion and emission formation”  
Bélgica: Facultad de ingeniería de la Universidad de Gante
- [14] DE BAERE, B., HUYGHE, C.  
2010 “Precombustion in a constant volume combustion chamber: theoretical approach”
- [15] HIBBELER, Russell  
2012 “Mecánica de materiales”  
8va edición – Singapur; Pearson Education Centre
- [16] ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section VIII Division 1  
2007 “Rules for construction of pressure vessels”  
USA: The American society of mechanical engineers
- [17] HARVEY, John  
1974 “Theory and Design of Modern Pressure Vessels”  
Ed. Van Nostrand Reinhold Company; Segunda Edición
- [18] LAVAYEN, Daniel  
2014 “Análisis de los componentes estructurales de un aerogenerador de 3 kw mediante simulación numérica”  
Perú: Lima
- [19] PAYRI, R., GARCIA, A., DOMENECH, R., PLAZAS, A.  
2008 “An experimental study of gasoline effects on injection rate, momentum flux and spray characteristics using a common rail Diesel injection system”  
Valencia: Universidad politécnica de Valencia, pp. 390-399

- [20] CUISANO, Julio  
2015 “Motores de Combustión Interna”
- [21] HEYWOOD, John  
1988 “*The Internal Combustion Engine Fundamentals*. Primera Edición”.  
EE.UU:New York: McGraw-H, pp. 384-385
- [22] BOWER, G. y FOSTER, D.  
1991 “A comparision of the Bosch and Zuech rate of injection meters”.  
SA paper 910724.
- [23] BARRIGA, Benjamin  
2013 “Métodos de diseño en ingeniería mecánica”.  
Peru: Lima.
- [24] Recomendación VDI 2221  
2013 “Métodos para el desarrollo y diseño de sistemas técnicos y productos”.  
Alemania.
- [25] Recomendación VDI 2222  
2013 “Métodos de Diseño; Concepción de productos técnicos”.  
Alemania
- [26] Recomendación VDI 2225  
2013 “Diseño técnico-económico”.  
Alemania
- [27] ASME Boiler and Pressure Vessel Code Section II Materials Parte D  
2015 “Properties (metric)”  
USA: The American society of mechanical engineers
- [28] ANSYS Inc.  
2016 ANSYS Meshing Users Guide.