



Proyecto final de Ingeniería Mecánica

Diseño, construcción y ensayo de un propulsor plano con control de empuje

Autores: José F. Zapata Usandivaras, Ignacio D. Alderete

Tutores: Ricardo Laurretta, Patricio H. Pedreira

Jurado: Dr. Ing. Pablo Leslabay, Dr. Roberto Vieytes

Buenos Aires, 2016

Agradecimientos

A nuestros padres, familiares y compañeros de universidad, por su apoyo constante. Al Dr. Ing. Pablo Leslabay, Dr. Ing. Sebastián D'hers y al Dr. Roberto Vieytes por sus valiosos aportes. A Gonzalo Belascuen por su colaboración en el taller. Al Ing. Juan Zubiri y a Ezequiel Flores por habernos permitido el uso del taller.

INDICE

I Resumen.....	5
II Objetivos.....	5
III Estado del arte.....	5
IV Marco Teórico.....	7
1 Memoria de Diseño.....	12
1.1 Especificaciones planteadas.....	12
1.2 Selección de los actuadores.....	14
1.3 Etapas de Diseño.....	21
1.3.1 Iteración N°1: “La galletita Mana”	21
1.3.2 Iteración N°2: “El Sarcófago”	23
1.3.3 Iteración N°3:” El hombre de Jengibre”	25
1.3.4 Iteración N°4:” El Propulsor”.....	26
1.3.5 Iteración N°5:” El Propulsor 2”	29
1.4 Ingeniería de detalle.....	31
1.4.1 Análisis de Incertidumbres.....	38
2 Proceso de Manufactura.....	42
2.1 Fabricación de piezas funcionales.....	42
2.1.1 Selección y breve descripción del material.....	43
2.1.2 Proceso de fabricación del conjunto.....	44
2.2 Fabricación de piezas auxiliares.....	49
3 Instrumentación de la cámara de ensayos.....	50
3.1 Sensores.....	52
3.2 Equipamiento auxiliar y líneas.....	56
3.3 Puesta a punto del banco.....	59
3.4 Programa de adquisición.....	61
4 Ensayos.....	65
4.1 Primer ensayo: Análisis cualitativo del mecanismo.....	65

4.2	<i>Segundo ensayo: Verificación de fugas, sellado y trabajo sobre la asimetría de los actuadores.....</i>	<i>66</i>
4.3	<i>Tercer ensayo: Análisis cuantitativo.....</i>	<i>70</i>
4.3.1	<i>Verificación del movimiento de los actuadores.....</i>	<i>70</i>
4.3.2	<i>Verificación de pérdidas en la línea.....</i>	<i>75</i>
4.3.3	<i>Auditoria en el programa de adquisición de datos.....</i>	<i>76</i>
4.3.4	<i>Metodología de obtención de resultados en ensayos de empuje.....</i>	<i>77</i>
4.3.5	<i>Cálculo de valores teóricos.....</i>	<i>81</i>
4.4	<i>Resultados.....</i>	<i>84</i>
4.5	<i>Discusión de resultados del tercer ensayo.....</i>	<i>88</i>
4.6	<i>Cuarto ensayo: Regulación de caudal con geometría fija.....</i>	<i>89</i>
4.7	<i>Conclusiones.....</i>	<i>91</i>
4.8	<i>Consideraciones futuras de diseño.....</i>	<i>92</i>
5	<i>Referencias.....</i>	<i>94</i>
	<i>Apéndice A.....</i>	<i>95</i>

I Resumen

En el siguiente informe se realizará una descripción sobre el trabajo realizado para diseñar, construir, implementar y ensayar un mecanismo cuyo objetivo es realizar un movimiento tal que permita obtener un control sobre el empuje realizado por una tobera plana.

Dicho proyecto surge como continuación de un trabajo de investigación y desarrollo, realizado y presentado en congreso por investigadores de la universidad.

El proyecto se dividió en 4 bloques principales:

- El primer bloque consistió en realizar la **ingeniería básica**, así como **de detalle** del mecanismo en sí y como adaptar las toberas planas previamente diseñadas a este.
- El segundo bloque del proyecto se basó en la **instrumentación y puesta a punto del banco de pruebas**.
- El tercer bloque, consistió en la **manufactura** del conjunto, así como la adquisición de componentes.
- El cuarto bloque consistió en realizar los **ensayos** que permitan obtener resultados sobre el primer prototipo y de esta manera obtener **conclusiones para trabajos futuros** y modificaciones de diseño.

II Objetivos

El presente proyecto tiene como objetivo el desarrollo de un mecanismo que permita actuar sobre la tobera de manera tal que este movimiento genere un cambio en la sección de garganta modificando así el empuje de la tobera. Dicho trabajo es el ***primer prototipo de su especie***.

El prototipo a desarrollar debe ser capaz de mostrar capacidad de regulación de empuje mediante el accionamiento del mecanismo propuesto. Para evaluar el funcionamiento del prototipo, se utiliza aire a presión y temperatura ambiente.

Asimismo, con el objetivo de poder realizar experiencias que demuestren la regulación del empuje y, por lo tanto, el correcto funcionamiento del mecanismo diseñado, es menester poner a punto e instrumentar un banco de pruebas. Para ello se debe rediseñar e implementar un circuito de adquisición de datos provenientes de los sensores, así como adquirir los sensores faltantes. Por último, se debe confeccionar un programa que permita el manejo y post-proceso de datos de manera rápida y efectiva utilizando un software comercial (LabView).

III Estado del arte

Como se mencionó anteriormente, el presente proyecto es la continuación luego de que docentes de la universidad hayan investigado la *performance* de toberas planas convergente-divergentes. El concepto de toberas planas para la propulsión de micro y/o nano-satélites surge como una posible respuesta antes las dificultades que se encuentran actualmente para producir las toberas

axisimétricas a un costo de manufactura relativamente económico. Debido a la complejidad del proceso de fabricación de estas toberas axisimétricas, se pueden generar dificultades en el control de la geometría y la rugosidad superficial causando así una incertidumbre en la estimación del caudal másico que afecta al diseño de la misión.

Las toberas planas tienen un proceso de manufactura completamente distinto al de toberas axisimétricas ya que se puede partir de planchas de metal que se cortan mediante láser, corte por agua o por hilo y luego se procede a realizarles un proceso de rectificación o esmerilado para mejorar la rugosidad superficial y llegar a una planitud necesaria para producir un sello efectivo. Todo este proceso se puede realizar a un costo comparativamente menor.

Ante esta ventaja que tienen las toberas planas sobre las axisimétricas, se planteó la posibilidad de que estas sean controlables en cuanto al caudal másico y el empuje que produzcan. Esto constituiría una ventaja significativa en cuanto a la capacidad de las toberas de adaptarse a distintos movimientos que se deban realizar en una misión.

Las toberas planas ensayadas en una primera instancia tenían la geometría fija que se muestra en la figura siguiente.

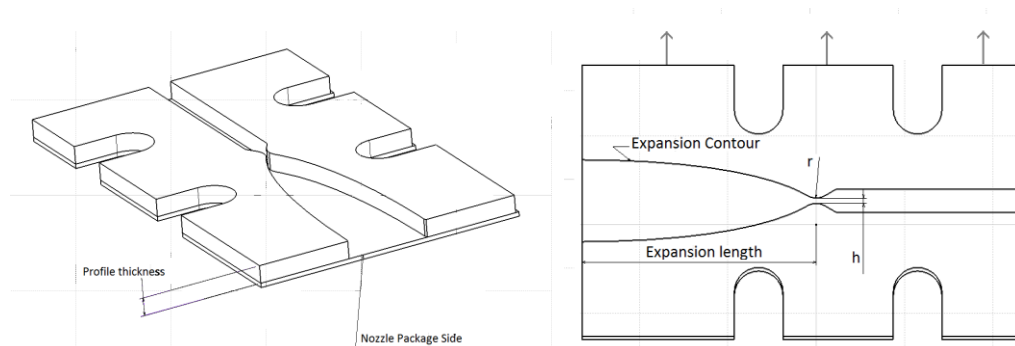


Figura 1. Geometría propuesta para las toberas planas.

El primer prototipo mostrado arriba, fue fabricado mediante corte por láser y consistía de 4 chapas en total: Dos con los perfiles de la tobera y las tapas superiores e inferiores.

La posición de garganta se fijaba manualmente para los diferentes ensayos. Esto permitía ensayar la tobera plana en distintas posiciones, pero mediante la interrupción del ensayo, desensamble del conjunto y medición correcta del ancho de garganta.

Con el objetivo de evitar fugas, que sería uno de los inconvenientes más desafiantes a resolver en el caso de toberas planas, el conjunto entero era sellado perimetralmente con sellador comercial (Poxilina).

IV Marco Teórico

Los párrafos siguientes se destinarán a hacer una breve introducción teórica sobre flujo compresible, el cual es sin duda el marco principal del presente trabajo.

Flujo compresible se denomina a aquel para el cual los cambios de densidad en el fluido cobran importancia. Las variaciones de densidad, en la mayoría de los casos, son el resultado de cambios de presiones de un punto del fluido a otro. La tasa de cambio de la densidad con respecto de la presión es un parámetro importante en el análisis de flujo compresible y está íntimamente relacionado con la velocidad del sonido. Por lo tanto, ya se mencionaron tres variables importantes que se encuentran relacionadas: densidad, presión y velocidad.

En si todos los fluidos son compresibles, pero para que un flujo se considere compresible, la velocidad del flujo debe alcanzar velocidades cercanas a la velocidad del sonido del mismo, lo cual, para líquidos, se precisan presiones considerablemente altas, del orden de *1000 atmósferas*, mientras que, en los gases, con relaciones de presión de 2:1, ya se pueden alcanzar velocidades sónicas. Es por ello que, por lo general, al hablar de flujos compresibles se habla de gases a altas velocidades como los que se encuentran en aeronaves de alta velocidad, turbinas de aviones, líneas de gas, etc.

Todo análisis de flujo compresible está relacionado directamente con cuatro leyes físicas que gobiernan el comportamiento del flujo:

- (i) Ley de conservación de masa
- (ii) Segunda ley de Newton
- (iii) La primera ley de la Termodinámica
- (iv) La segunda ley de la Termodinámica

Al analizar un volumen de control, es conveniente combinar la energía interna y la energía de flujo en un solo término, la entalpía, la cual definida por unidad de masa es:

$$(1) h = u + \frac{p}{\rho} \text{ (kJ/kg)}$$

En casos de flujos incompresibles, la energía potencial y cinética del fluido es insignificante y, por lo tanto, la entalpía representa la energía total del fluido. Sin embargo, en flujos de altas velocidades, el término cinético deja de ser despreciable y para agrupar tanto la entalpía como la energía cinética se utiliza el término entalpía de estancamiento h_0 definida como:

$$(2) h_0 = h + \frac{v^2}{2} \text{ (kJ/kg)}$$

Si se considera un flujo estacionario dentro de un ducto, como una tobera donde generalmente se asume un flujo adiabático y donde no se realiza trabajo y donde las variaciones de energía potencial son despreciables, el balance de energía a la entrada y a la salida del ducto se reduce a:

$$(3) \dot{E}_{ent} = h_{01} = h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 + \frac{V_2^2}{2} = h_{02} = \dot{E}_{salida}$$

Si el flujo se lleva en el estado 2 al reposo ($V_2 = 0 \text{ m/s}$), entonces queda:

$$(4) h_1 + \frac{V_1^2}{2} = h_2 = h_{02}$$

Y es así como queda demostrado que la *entalpía de estancamiento* representa la *entalpía de un fluido cuando se lleva al reposo adiabáticamente*. El término '*de estancamiento*', se aplica entonces a las propiedades del gas cuando la velocidad de este es igual a 0. Este término, indicado generalmente por un subíndice 0, será utilizado en el futuro en la sección **Ensayos** y es por ello que se menciona aquí.

Una manera de calificar a los flujos compresibles es a través del número de *Mach*, el cual relaciona la velocidad real del fluido, V , con la velocidad del sonido, c , en el mismo fluido en el mismo estado, es decir:

$$(5) M = \frac{V}{c}$$

La velocidad del sonido de un gas ideal depende únicamente del estado del fluido, en particular, de la temperatura de este.

Volviendo a la caracterización de regímenes de flujos con el número de Mach, la clasificación es:

- $M < 0.3$ (en cualquier lugar del flujo): Flujo incompresible. Variaciones de la densidad despreciables
- $0,3 < M < 0,8$: *Flujo subsónico*
- $0.8 \leq M \leq 1,2$: *Flujo transónico*
- $1,2 < M \leq 5$: *Flujo supersónico*
- $M > 5$: *Flujo hipersónico*

Para simplificar el análisis de flujo compresible se realizan las siguientes asunciones:

- Flujo isoentrópico¹, es decir, proceso adiabático y reversible.
- El fluido se trata como gas ideal con calores específicos constantes.
- Las propiedades del flujo varían principalmente en la dirección del flujo, es decir, flujo unidimensional.

Se supone ahora un flujo isoentrópico unidimensional dentro de un ducto de sección variable.

¹ Basándonos en el trabajo previo realizado por R. Lauretta y P. Pedreira, [1] donde se utiliza el modelo de flujo isoentrópico en condiciones similares, se procedió a optar por el mismo para los análisis subsiguientes.

Al realizar un balance de masa para el estado estacionario se obtiene

$$(6) \dot{m} = \rho AV = cte$$

Dónde: $\dot{m}$ es el caudal másico, ρ es la densidad, A es el área y V es la velocidad.

Se busca el diferencial y se divide la ecuación resultante entre la razón de flujo de masa y se obtiene:

$$(7) \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dA}{A} + \frac{dV}{V} = 0$$

Si se expresa el balance de energía de forma diferencial y despreciando la energía cinética, se obtiene:

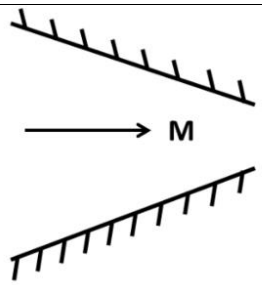
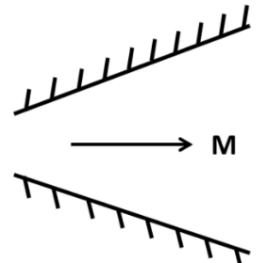
$$(8) \frac{dp}{\rho} + VdV = 0$$

Combinando ambas ecuaciones:

$$(9) \frac{dA}{A} = \frac{dp}{\rho} \left(\frac{1}{V^2} - \frac{d\rho}{dp} \right) = \frac{dp}{\rho V^2} (1 - Ma^2)$$

Esta relación, describe la variación de la presión en función de la variación de área de flujo y explica el porqué del comportamiento de ciertas variables en ductos convergentes y ductos divergentes que se muestra en la tabla siguiente:

Tabla 1. Diagramas, descripción de flujos y propiedades.

Ducto	Flujo subsónico ($M < 1$)	Flujo supersónico ($M > 1$)
	-Presión disminuye -Velocidad aumenta -Número de Mach aumenta -Temperatura disminuye Se denomina tobera subsónica	-Presión aumenta -Velocidad disminuye -Número de Mach disminuye -Temperatura aumenta Se denomina difusor supersónico
	-Presión aumenta -Velocidad disminuye -Número de Mach disminuye -Temperatura aumenta Se denomina difusor subsónico	-Presión disminuye -Velocidad aumenta -Número de Mach aumenta -Temperatura disminuye Se denomina tobera supersónica

El uso de toberas convergentes para acelerar fluidos desde el reposo tiene una limitación y es que la velocidad máxima que se puede alcanzar es la velocidad del sonido, es decir $M=1$. A partir de

allí, para continuar acelerando al fluido se debe modificar el ducto a uno con sección divergente tal como se muestra en la tabla anterior. Es por ello, que se utilizan lo que se denomina toberas convergentes - divergentes. Se denomina garganta, al punto en el cual la tobera pasa de convergente a divergente y donde el fluido llega a $M=1$. Las propiedades en la zona de la garganta, también denominadas propiedades críticas, por lo general se simbolizan con un superíndice '*'.

Sin embargo, tener una tobera convergente divergente no garantiza que el fluido se acelere a velocidades supersónicas. El flujo en una tobera estará íntimamente relacionado con las presiones de estancamiento y la presión del receptor, p_b . Las siguientes imágenes permiten observar cómo afecta la presión de recepción al funcionamiento de la tobera.

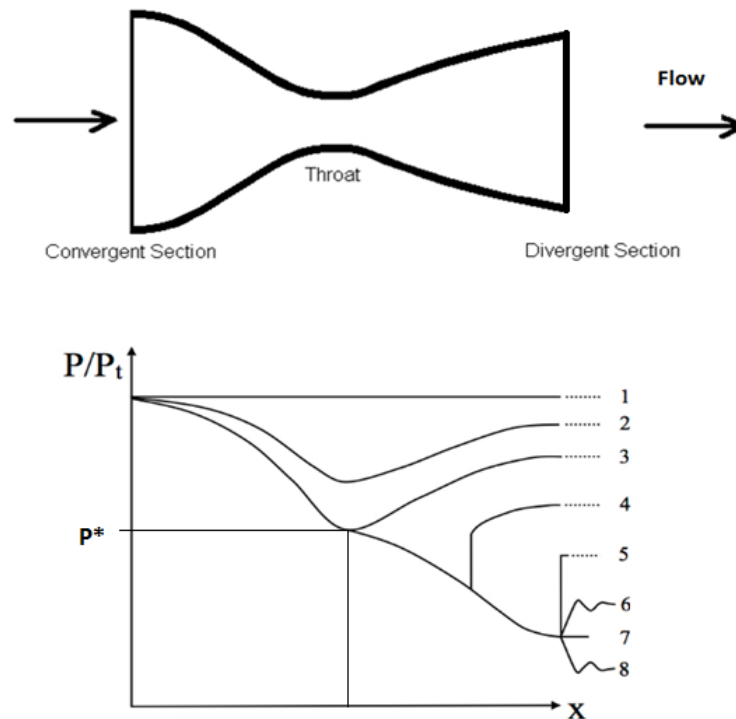


Figura 2. Desarrollo de flujo en una tobera convergente divergente dependiendo de la presión del receptor.

Los distintos casos se resumen brevemente a continuación:

1. Presión del receptor igual a la presión de estancamiento: Por lo tanto, no hay flujo
2. La presión del receptor no es suficiente para garantizar que el flujo se acelere a velocidades supersónicas.
3. La presión del receptor es la necesaria para llegar a la presión p^* en la garganta, pero en la sección divergente aun actúa como difusor y por lo tanto el flujo se desacelera.
4. La presión del receptor es tal que el flujo alcanza velocidades sónicas y sigue aumentando en la sección divergente. Sin embargo, se desacelera rápidamente cuando se forma una onda de choque normal entre la garganta y el plano de salida, lo que genera un aumento abrupto en la presión. El flujo no se puede considerar isoentrópico debido a que el flujo al atravesar un onda de choque experimenta un salto en su entropía.

5. Similar al caso 4, excepto que la onda de choque se produce justo en la sección de salida de la tobera. La velocidad cae a niveles subsónicos justo a la salida de la tobera debido a la onda de choque normal formada. La diferencia con el caso 4, además de dónde ocurre la onda de choque, es que el flujo se puede considerar isoentrópico.
6. Presión de receptor de diseño. No se produce ninguna onda de choque ni dentro ni fuera de la tobera.
7. Cuando la presión de receptor es menor que la de diseño, ocurre una onda de expansión corriente aguas abajo del plano de salida de la tobera.

Respecto al caudal másico, el mismo a través tobera permanece constante y se puede expresar conociendo las propiedades de estancamiento como:

$$(10) \quad \dot{m} = \frac{A Ma p_0 \sqrt{k/RT_0}}{[1 + (k-1) Ma^2/2]^{(k+1)/[2(k-1)]}}$$

Diferenciando la ecuación respecto del número de Ma , se llega a la conclusión de que el caudal será máximo en la región de garganta, es decir, con $Ma = 1$, y queda expresado como:

$$(11) \quad \dot{m}_{max} = A^* p_0 \sqrt{k/RT_0} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{(k+1)/[2(k-1)]}$$

Es decir que, para un gas en particular, el $\dot{m}_{max}$ para un área de garganta conocido, queda determinado por las propiedades del gas y por las propiedades de este en el estancamiento. La razón del flujo es, por lo tanto, directamente proporcional al área de garganta.

En el ámbito de propulsión, es de particular interés conocer el empuje de la tobera. La expresión de esta variable se puede derivar mediante la aplicación de la ley de conservación de cantidad de movimiento al volumen de control de la tobera:

$$(12) \quad F = p_s * A_s + \dot{m}V_s$$

Donde:

- F es el empuje
- p_s es la presión de salida
- A_s es el área de salida
- $\dot{m}$ es el ya mencionado caudal másico
- V_s es la velocidad a la salida de la tobera

1. Memoria de diseño

La presente sección de este informe, detalla y explicita los pasos y razonamientos seguidos durante el proceso de diseño del prototipo. En este se describen las diferentes etapas del diseño y las razones por las cuales se optó por el diseño en cuestión, así como también la tecnología disponible en el mercado respecto a los actuadores.

Finalmente, se procede a describir en detalle la última iteración del diseño, la cual posteriormente se procedió a manufacturar mediante un proceso que se explicita en la sección *Manufactura*.

1.1 Especificaciones planteadas

Las especificaciones que se plantearon inicialmente para el mecanismo se derivaron en parte de [1] y de las condiciones de operación del propulsor *ResistoJet BugSat*, diseñado en el instituto y del cual se deriva la experiencia del grupo de trabajo en el área de propulsión.

Es menester mencionar que tales requisitos iniciales se utilizaron como punto de partida sobre el cual orientar el proceso de diseño y **no se fijaron como objetivos rígidos a alcanzar**.

Consecuentemente los requisitos son:

a. *Conjunto de masa reducida*

Condición *sine qua non* para el propulsor dado que se entiende que el mismo eventualmente deberá ser montado en un lanzador. La economía de peso resulta en una economía de costos² y también en una mejor relación empuje-peso.

b. *Conjunto de dimensiones reducidas*

Condición *sine qua non* dado que resulta imprescindible que el propulsor sea compacto de manera tal de afectar lo menor posible en las dimensiones finales del conjunto *nano satélite-propulsor*.

c. *Diseño simple*

Dada la incapacidad de mantenimiento en órbita del producto, así como el objetivo de reducción de costos de manufactura del prototipo, el diseño debe ser *simple* y, consecuentemente, contar con la menor cantidad posible de piezas móviles.

² De acuerdo a <http://www.spacex.com/about/capabilities> el costo para enviar a *LEO* (*Low Earth Orbit*) es de US\$ 2720 por kilogramo de *payload*, para *GTO* (*Geosynchronous Transfer Orbit*) resulta de US\$ 7470 por kilogramo de *payload*. Todos los valores provistos son tomando como vector de lanzamiento el *Falcon 9*.

d. *Geometría plana*

Esta especificación se deriva de lo descrito en [1]. La geometría propuesta para el prototipo es plana, de esta manera reduciendo costos de manufactura y permitiendo el movimiento en el plano de las toberas que componen el mecanismo y logrando así el control de empuje/caudal másico demandado.

Adicionalmente a esto, se planteó para el prototipo a diseñar que la mayoría, sino todas las piezas que interviniesen en el mecanismo fueran planas y del mismo material. De tal manera, se simplifica en gran medida el proceso de manufactura.

e. *Generación de movimiento*

Entre las especificaciones iniciales la generación de movimiento se planteó desde el punto de vista de resultados. Se buscó, generar un mecanismo que derivase en el control de empuje y caudal y, **de ser posible**³, alcanzar control direccional del empuje.

f. *Temperatura de operación*⁴

Para la temperatura de operación propuesta se tomó como referencia la temperatura de operación con butano del modelo *BugSat ResistoJet*. La misma consiste de 400°C.

³ Si bien el control direccional de empuje se contempló en todas las etapas del diseño del conjunto, en la etapa operativa se evaluó únicamente el control de la sección de garganta.

⁴ Para el presente proyecto se concluyó que los ensayos a realizar con el prototipo construido se realizarían a temperatura ambiente. A pesar de esto, se tuvo en cuenta la mitigación de los efectos térmicos en todas las etapas del diseño.

1.2 Selección de Actuadores

Es requerimiento previo a cualquier diseño, realizar una investigación que contemple la tecnología disponible en el mercado de actuadores/motores con el propósito de generar el movimiento buscado; y que, además, se adapte a los requerimientos enunciados en la sección anterior.

Durante la etapa de investigación se consideraron múltiples alternativas de actuación, desde mecanismos con motores paso a paso en un sistema con engranajes, a actuadores piezoeléctricos y motores *squiggle*.

Con el objetivo de ir descartando uno por uno fue necesario tener en cuenta las siguientes restricciones:

- *Volumen y peso*: Como se menciona en la *sección 1.1*.
- *Fuerza de bloqueo*: Otro factor determinante es la capacidad que tendría el actuador para poder desplazar el mecanismo. Si bien el valor nominal requerido era incierto, se estima el orden de magnitud de la fuerza de bloqueo requerida en el orden de 1-10N.
- *Desplazamientos*: Por especificaciones determinadas en [1], el ancho nominal de la garganta debía encontrarse en 0,6 mm. El desplazamiento deseado para el mecanismo se planteó en $\pm 0,4$ mm. Por lo tanto, el actuador a seleccionar debe presentar un rango de movimiento de aproximadamente 1 mm.
- *Bajo consumo*: Cuanto menor sea su consumo eléctrico, mejor, considerando el tipo de aplicación que se le quiere dar.
- *Simplicidad de uso y control*: Detalle no menor considerando que el objetivo principal de este trabajo es tener un control sobre el posicionamiento de las toberas y del ancho de garganta. El uso de control extremadamente complejo desviaría el objetivo del presente trabajo, que es el desarrollo, implementación y experimentación de este.
- *Acceso al mercado*: Por lo general, la mayoría de estos actuadores no se encuentran disponibles en tiendas oficiales en Argentina. La excepción a esta regla son los motores paso a paso que se pueden adquirir en cualquier casa de equipos electrónicos. Sin embargo, para los actuadores piezoeléctricos o los motores *squiggle* con las características deseadas, es necesario contactarse con proveedores ubicados en otros países, principalmente, en Europa o Estados Unidos. En el momento que se realizó la compra de los actuadores, la importación de este tipo de equipos no era sencilla.
- *Costo económico*: Siempre una variable importante a la hora de realizar un proyecto.

A continuación, se realiza una breve descripción respecto de los actuadores considerados.

- **Motores paso a paso:**

Estos motores eléctricos sin escobillas de corriente continua tienen un comportamiento totalmente diferente al que presentan los motores de corriente continua. En principio, no giran libremente por si solos, sino que estos lo hacen girando de a pequeños pasos (de allí su nombre). Otra diferencia importante con respecto a los motores de CC es que entregan su mayor torque a menor velocidad.

Ventajas:

1. Fuerza de bloqueo y desplazamientos: este tipo de motores cuentan con un amplio rango de movimiento y además con una fuerza de bloqueo considerablemente superior a los 10 N ($\sim 3,2\text{ kgcm}$ de torque).
2. Acceso al mercado: esta tecnología es relativamente simple de conseguir en el mercado nacional de componentes electrónicos y tiene un precio de alrededor de AR\$500.



Figura 3. Motor paso a paso.

Desventajas:

1. Volumen y peso: el peso de motor paso a paso convencional ronda los 400 gr y cuenta con un volumen considerable.
2. Generación de movimiento: si bien existen motores paso a paso lineales, los mismos son específicos y de difícil acceso. Por lo tanto, la utilización de un motor paso a paso convencional con movimiento rotativo, implica el diseño de un mecanismo adicional. Esto sumaría al peso del motor y a la complejidad del diseño.
3. Los motores paso a paso requieren de un circuito de control diseñado correctamente para que se estimule a cada bobinado de manera correcta y en una determinada secuencia con el objetivo de que el motor realice un paso.
4. Mantenimiento: en caso de la utilización de un mecanismo de conversión de movimiento rotativo en lineal, se debe contemplar la utilización de lubricantes.
5. Resolución en el paso limitada

- **Actuadores piezoeléctricos:**

Los materiales piezoeléctricos son aquellos que, al ser sometidos a un campo eléctrico, responden con una deformación proporcional a dicho campo y viceversa. La propiedad piezoeléctrica fue descubierta en 1880 por Jacques and Pierre Curie cuando notaron que al aplicar presión se generaban cargas eléctricas en cristales de cuarzo o Turmalina.

Actualmente, existen numerosos materiales que presentan las propiedades de piezoelectricidad ya sean naturales o sintéticos. Se los puede encontrar funcionando como sensores, actuadores o como motores dependiendo de la aplicación que se les desee dar.

Para el caso que concierne ahora, existe particular interés en evaluar la posibilidad de usar piezoeléctricos como actuadores. A continuación, se listan las ventajas y desventajas que como actuadores presentan:

Ventajas:

1. Resolución prácticamente ilimitada: Dado su principio de funcionamiento, tiene una capacidad de resolución en función de resolución que uno tenga para entregar el voltaje y no va a depender del actuador en sí. El actuador no presenta elementos de fricción que limiten la resolución.
2. No requieren de lubricación y no tienen recubrimiento plástico lo que lo hace ideal para aplicaciones al vacío.
3. Bajo consumo energético: Las operaciones estáticas o de mantener cierta carga prácticamente no consume energía.
4. No producen campos magnéticos
5. Respuesta rápida: Por lo general la velocidad de respuesta es de unos pocos microsegundos.
6. No tiene desgaste: Al no tener partes móviles como serían los engranajes o los rodamientos prácticamente no tiene desgaste.
7. Operables a temperaturas criogénicas
8. Poco mantenimiento

Desventajas:

1. Fuerza de bloqueo y desplazamiento: este tipo de actuadores presenta en general una fuerza de bloqueo limitada. Este parámetro se encuentra ligado íntimamente al tipo de actuador en sí. La relación fuerza de bloqueo desplazamiento máximo es inversamente proporcional.
2. Voltaje de operación: normalmente, las tensiones de *input* para los actuadores piezoeléctricos son elevadas (alrededor de 100 V), para lo cual se requiere de una electrónica especializada para utilizarlos.

3. Acceso al mercado: los actuadores piezoeléctricos son de difícil adquisición en el mercado nacional por lo que se debe importar la tecnología.
4. Costo: dependiendo del tipo de actuador piezoeléctrico y de sus características operativas (fuerza de bloqueo y desplazamiento máximo) y del tamaño del pedido el precio puede variar entre los US\$ 19 y US\$ 300.

Por otra parte, hay una amplia variedad en cuanto al formato geométrico en el que se pueden encontrar este tipo de actuadores: En forma de placa, anular, apilados en forma de barra, flexores, etc.

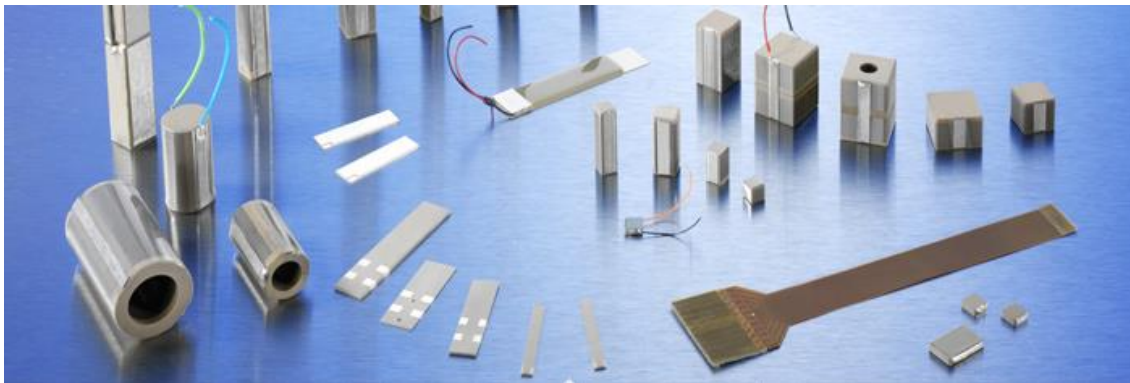


Figura 4. Variedad de formato actuadores piezoeléctricos.

Dependiendo de la configuración que tengan, los parámetros de fuerza y desplazamiento varían. Los desplazamientos que se pueden encontrar en los actuadores piezoeléctricos por lo general rondan el orden de los cientos micrómetros. Por ejemplo, los *piezo stacks* como se denominan en inglés, tienen desplazamientos que van desde los 244 hasta los 326.7 micrómetros según el fabricante *NOLIA*C. Para otros tipos de actuadores la relación entre fuerza de bloqueo y desplazamiento se muestra cualitativamente en la *Figura 5*.

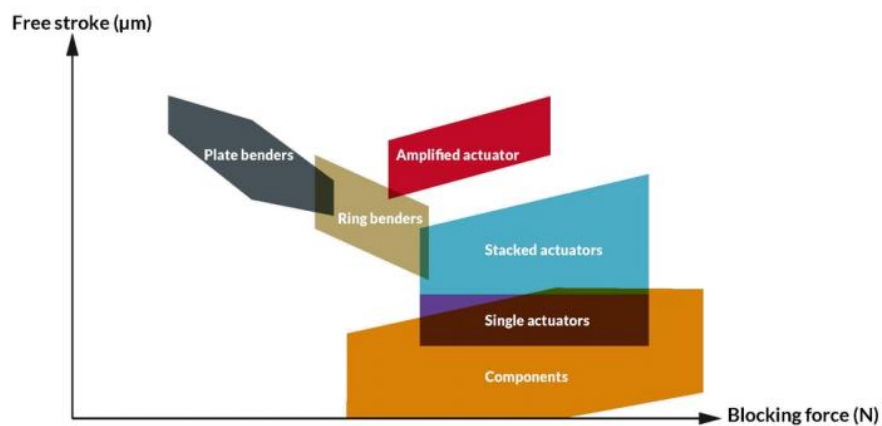


Figura 5. Relación fuerza de bloqueo-desplazamiento para distintos formatos de piezoeléctricos.

Un caso interesante de estos actuadores son los flexores. Estos consisten en una placa de piezoeléctrico que genera un movimiento que recuerda a una viga en voladizo con una carga aplicada en el extremo libre.

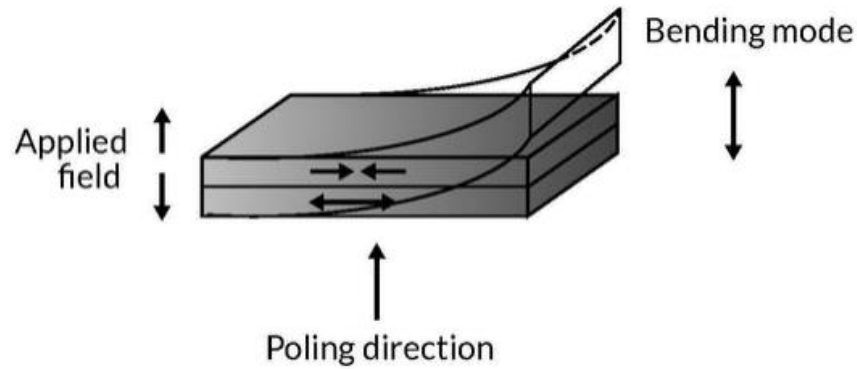


Figura 6. Esquema de un piezobender.

Estos mismos actuadores permiten distintas configuraciones de agarre que modifican notablemente la fuerza y los desplazamientos que pueden lograr. Por ejemplo, tal como informa un proveedor de estos actuadores, hay dos formas de fijar el actuador:

- Fijo desde un solo extremo: Esta configuración es la más habitual. El extremo a fijar se une a una estructura metálica o cerámica generalmente mediante el uso de resina epoxi o un agarre mecánico. Los datos de flecha y fuerza provistos por los fabricantes normalmente están dados para esta configuración.

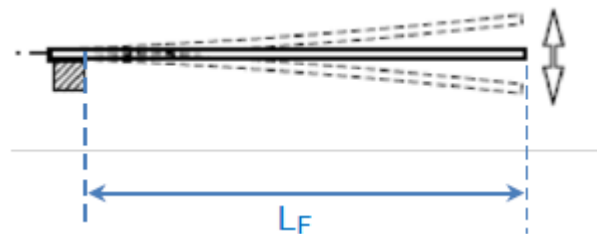


Figura 7. Sujeción con extremo libre de un piezobender.

- Fijos desde los dos extremos: esta configuración tiene como objetivo modificar las curvas de desplazamiento y fuerza que provee el fabricante. El método de fijación puede ser cualquiera de los dos mencionados anteriormente. Con esta configuración, se logran desplazamientos cuatro veces menores que los nominales, pero fuerzas cuatro veces mayores.

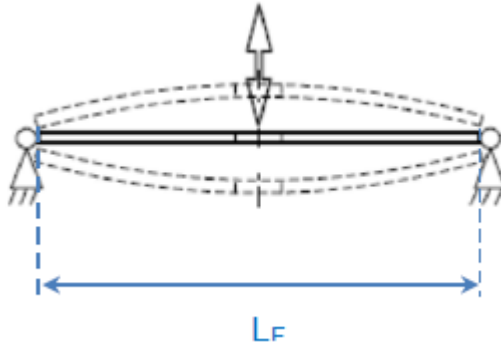


Figura 8. Sujeción con extremos fijos de piezobender.

Estos piezoeléctricos presentan una muy buena combinación Fuerza/Desplazamiento para el tipo de movimiento que se desea en este caso. Se muestra en *Figura 5* un método de selección para el tipo de actuador según las dos variables más importantes, fuerza y desplazamiento.

- **Motores piezoeléctricos lineales**

A diferencia de los actuadores anteriormente mencionados, un motor piezoeléctrico utiliza el efecto piezoeléctrico converso para generar vibraciones acústicas o ultrasónicas con el propósito de generar un movimiento lineal.



Figura 9. Motor piezoeléctrico lineal

Ventajas:

1. Gran precisión de movimiento con resoluciones nanométricas.
2. Grandes desplazamientos permitidos (alrededor a 80 mm)
3. Fuerza de bloqueo dentro del rango deseable (6 N)
4. Voltaje de operación reducido (48 V)

Desventajas:

1. Peso relativamente alto, comparado con los actuadores piezoeléctricos (23 gr)
2. Requerimiento de una electrónica de generación de señal sofisticada

3. Temperatura de operación máxima inferior a otros actuadores (70 °C)
4. Costo y acceso al mercado: fabricantes no presentes en el país y utilizados en aplicaciones muy específicas. Costo sin accesorios de control US\$ 470

- **Motores piezoeléctricos *Squiggle***

Una tecnología alternativa que presentan los piezoeléctricos son los motores piezoeléctricos *Squiggle* que ofrecen características interesantes y con tamaño reducido. Tal es el caso del motor *Squiggle* ofrecido por *New Scale Technologies*.

Ventajas:

1. Fuerza de bloqueo: De acuerdo a lo informado por el fabricante, se pueden obtener fuerzas de bloqueo de hasta 5 N.
2. Resoluciones nanométricas
3. Velocidad de respuesta muy alta
4. Tamaño reducido: Esta tecnología está adecuada a aplicaciones de tamaño reducido, como las lentes de cámaras fotográficas, por lo tanto, el tamaño es pequeño. Como ejemplo, el motor ofrecido por *New Scale Technologies* es de 1,8 x 1,8 x 6 mm.
5. Voltaje de operación reducido (3,3 V)

Desventajas

1. Costo y acceso al mercado: Tal como ocurre con los motores piezoeléctricos lineales, esta tecnología no se consigue en el país y su costo, sin el sistema de control, ronda los US\$ 550.
2. Sistema de control: El control de posicionamiento del motor es considerablemente más complejo al compararlo con los actuadores piezoeléctricos mencionados anteriormente.



Figura 10. Motor squiggle

1.3 Etapas de diseño

A continuación, se presentan los diferentes diseños propuestos y se describe, en modo cronológico la evolución del prototipo hasta que el mismo adquiere la geometría y disposición satisfactoria, la cual finalmente se procedió a producir. Asimismo, se incluyen las ventajas y desventajas que se determinaron en cada uno de estos.

Cabe destacar que la estrategia adoptada para el diseño del prototipo consistió en un proceso de innovaciones graduales y acumulativas que desembocaron en el diseño final.

1.3.1 Iteración N°1: “La galleta mana”

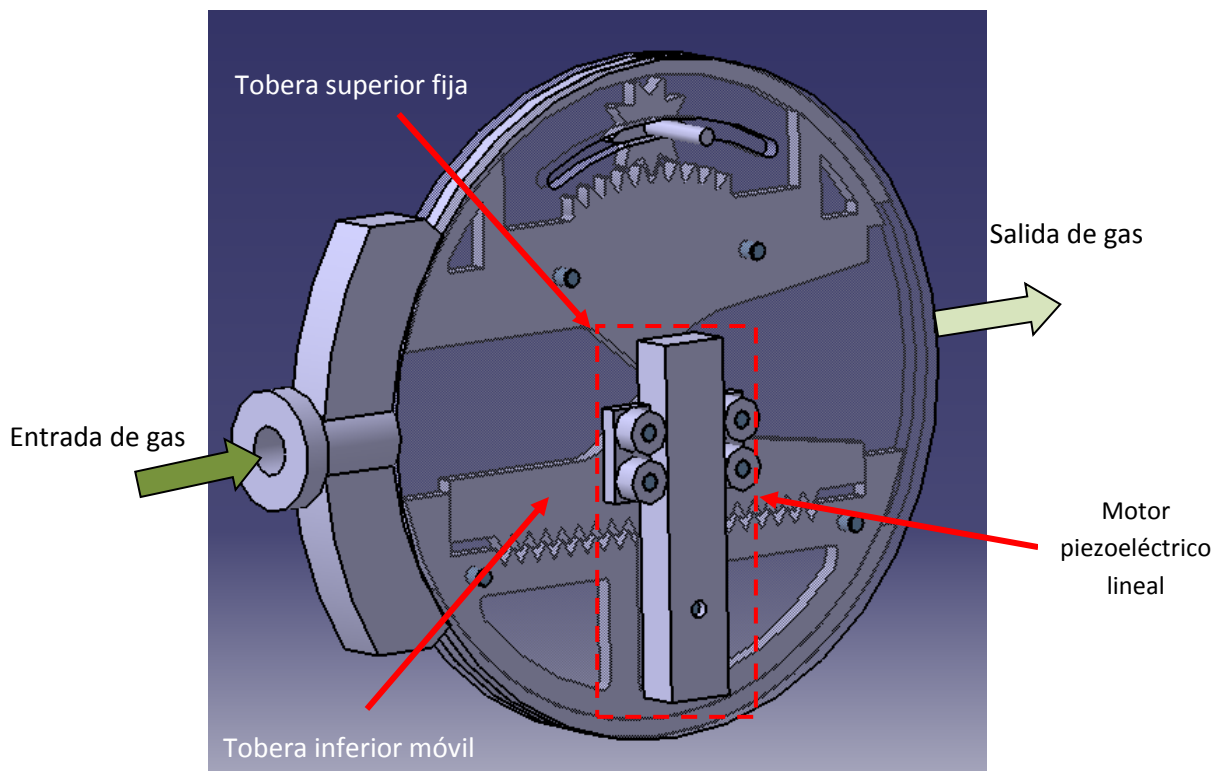


Figura 11. Esquema del diseño inicial propuesto.

Como puede apreciarse en el esquema de la *Figura 11*, el movimiento de las toberas, y consecuentemente la regulación de empuje, se logra mediante la presencia de un motor piezoeléctrico lineal solidario a una de las toberas. De esta manera el movimiento generado es lineal.

Por otra parte, la generación de movimiento responsable del control de dirección se resuelve al contener el conjunto dentro de dos piezas guías de geometría circular (ver *Figura 12*) y una superficie que engrana con un piñón responsable de la transferencia de torque. Las mismas se encontrarían estancas y solidarias con respecto a la estructura del satélite y actuarían como vínculo entre las toberas y el satélite. De esta forma se transfiere el empuje desde la región donde se genera (toberas) hasta su consumidor (satélite) permitiendo libertad de movimiento.

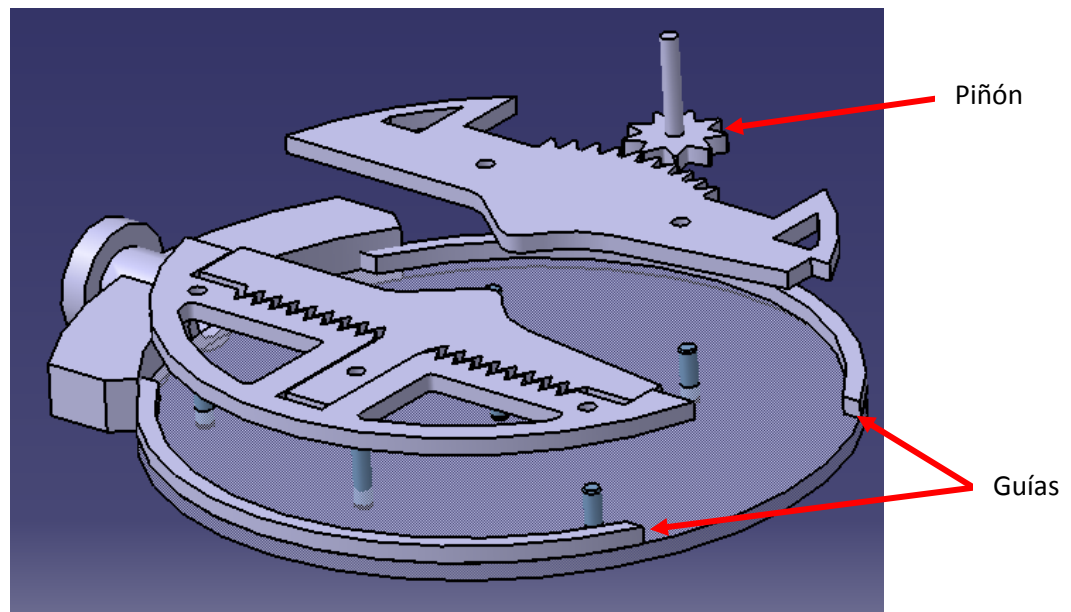


Figura 12. Diseño 1, generación de movimiento.

Las ventajas y desventajas del diseño entonces son:

Ventajas:

- Se permite la generación de movimiento tanto de control de empuje (desplazamiento relativo de las toberas) como de rotación para control de dirección.
- El control de los movimientos generados es independiente el uno del otro. De esta forma se simplifica en gran medida la operación de los actuadores.
- Geometría mayormente plana.

Desventajas:

- Área potencial de fugas grande.
- Dimensiones y masa considerables.
- La generación de movimiento direccional es mediante la utilización de un conjunto de piñón engranaje. Adiciona complejidad al diseño y *backlash* al conjunto. Posible comportamiento no deseado. Dificultad de diseño del engranaje.

- Para los motores piezoeléctricos lineales se debe contar con un sistema de realimentación de la posición. A su vez, el costo económico de los mismos es considerablemente mayor que el de los actuadores de tipo *piezobender*.
- Múltiples superficies internas en las piezas. Mayor complejidad del mecanizado.

Por las desventajas enunciadas se procedió a realizar una segunda iteración en el diseño del conjunto que permitiese resolver, o evitar los problemas enunciados, respetando las ventajas estipuladas.

1.3.2 Iteración N° 2: “El sarcófago”

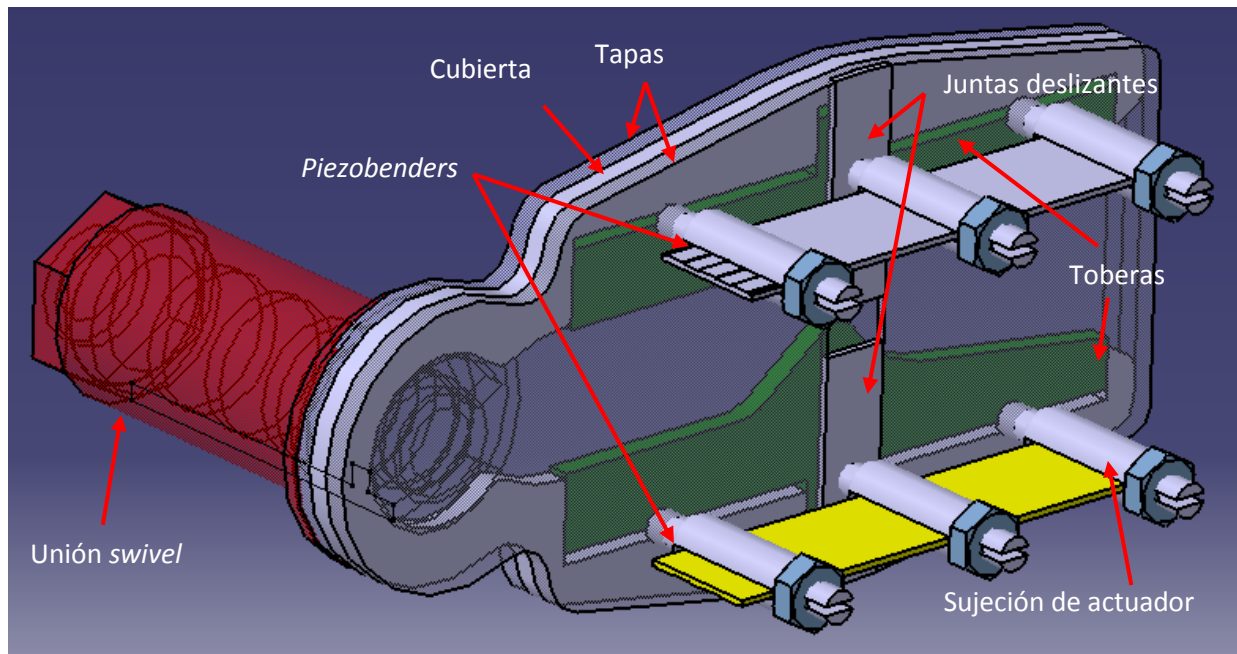


Figura 13. Esquema del diseño propuesto en la iteración N° 2.

En el presente diseño se preservó el concepto de mayor cantidad de piezas de geometría plana, favoreciendo el proceso de mecanizado a partir de un *blank* inicial.

Respecto al diseño anterior, en la iteración *N° 2* se prestó especial atención a la ***simplicidad en el diseño*** y el potencial proceso de mecanizado del conjunto. Como puede observarse en la *Figura 13* el conjunto cuenta con una pieza denominada “*cubierta*” la cual constituye una superficie continua que rodea las toberas, esto permite que alrededor del conjunto se pueda definir un ***perímetro continuo de sello***, con excepción de la región de salida de la tobera. Consecuentemente, la superficie de fugas se reduce considerablemente.

Por su parte, el concepto de generación de movimiento ***mediante actuadores independientes*** se respetó en este diseño con respecto a la iteración *N° 1*, esto es, el desplazamiento de las toberas y por ende la reducción en el área de garganta; y el movimiento direccional. Sin embargo, con respecto a la iteración *N° 1* el diseño logra el movimiento direccional por intermedio de ***una junta “rotoide” o “Swivel joint”*** aguas arriba a la alimentación de gas del conjunto. Al utilizar tal junta, se simplifica en gran medida el problema del área de sellado con respecto a la iteración *N° 1* y además ***se terceriza la solución al problema asociado a un consumo de fluido desde un sistema no estático***; como es el caso aquí planteado.

En resumen, las ventajas y desventajas del diseño presentado en la iteración *N° 2* son:

Ventajas:

- Se cuenta con un perímetro continuo de sello que reduce el área potencial de fugas considerablemente.
- Se utiliza una junta rotoide o “*swivel joint*” para obtener un movimiento direccional.
- Piezas en su mayoría planas y de contorno continuo. Mayor facilidad para operaciones de corte a partir de un *blank*.
- Para el movimiento de las toberas se utilizan actuadores del tipo *piezobenders* sensiblemente más económicos que los motores piezoeléctricos lineales.
- La cantidad de piezas con respecto a la iteración *N° 1* es menor y las piezas son más simples.

Desventajas:

- El movimiento de las toberas, y por lo tanto la apertura o cierre de garganta es lineal, lográndose el mismo mediante la utilización de guías mecanizadas en la “*cubierta*”. Este tipo de mecanismos tienden a atascarse por acumulación de suciedad o frente a falta de mantenimiento.
- Las piezas encargadas de la sujeción de los *piezobenders* son de geometría compleja y tamaño reducido, por lo que su manufactura resultaría dificultosa.
- La transferencia de movimiento de los piezoeléctricos a las toberas requiere de una junta deslizante que representa una superficie adicional de potenciales fugas.

1.3.3 Iteración N° 3: “El hombre de jengibre”

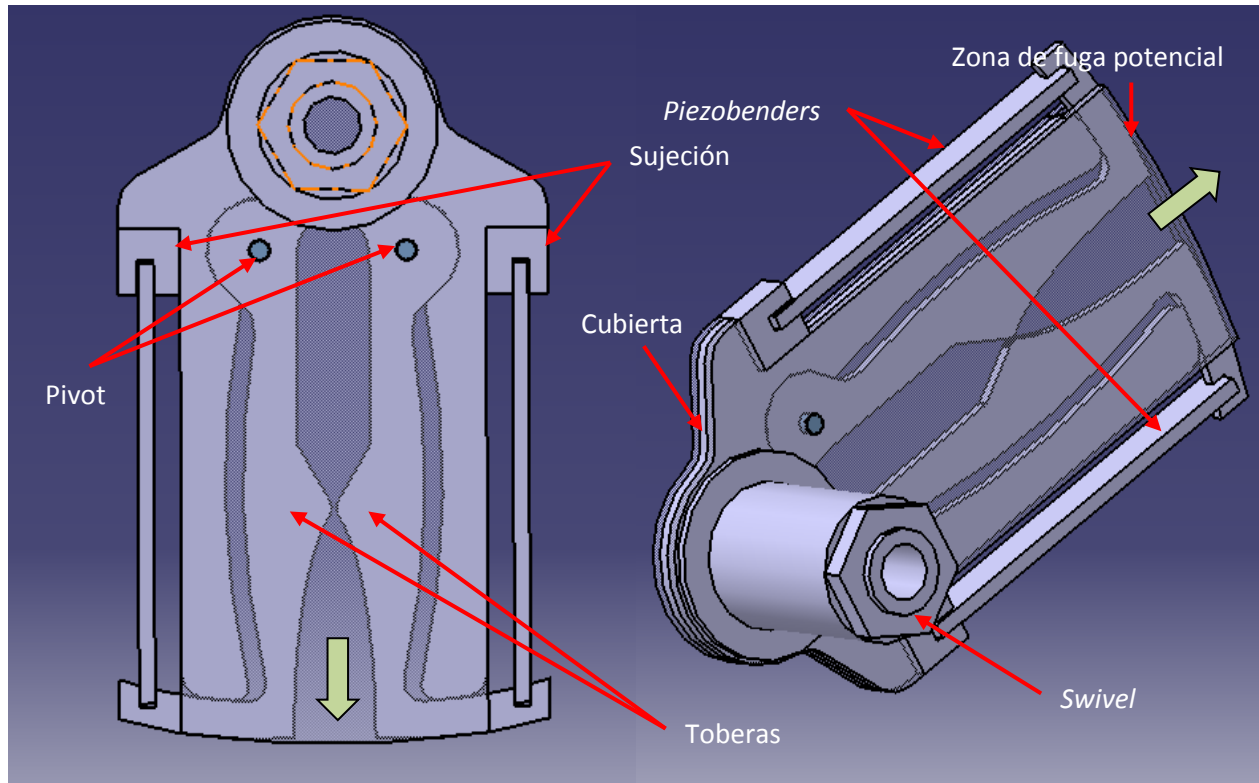


Figura 14. Esquema del diseño propuesto en la iteración N° 3.
Las flechas sólidas indican la dirección de flujo de gas.

En el diseño presentado en la iteración N° 3 se incluyeron una serie de modificaciones con respecto al presentado en la iteración N° 2.

En primer lugar, como puede observarse en la *Figura 14* el movimiento de cierre y apertura de garganta se logra por medio de la rotación de las toberas con respecto a un punto de pivóteo fijo. Las toberas se encuentran solidarias a los *piezobenders* los cuales mediante la flexión desplazan las mismas hasta alcanzar la posición deseada.

Respecto a la iteración N° 2, se procedió a cambiar la orientación de los piezoeléctricos y a utilizar un movimiento de rotación en las toberas debido a los problemas de potencial atasco de las piezas destacados anteriormente frente a un movimiento lineal. Es menester mencionar que esto implicó un rediseño de la sujeción de los actuadores, que, en comparación a su contraparte anterior, se simplificó en gran medida como se observa en el esquema de la *Figura 14*.

Por otra parte los aspectos positivos del diseño presentado en la iteración N° 2 se conservaron, como por ejemplo, la presencia de un perímetro continuo que permite el sello y reduce la superficie de fugas; la utilización de un *swivel joint* para permitir el movimiento de rotación y control de dirección, manteniéndolo independiente del movimiento de control de apertura de garganta; la

utilización de piezas de geometría plana y sin superficies internas para facilitar la manufactura; entre otros.

Ventajas:

- Se evitan los problemas de atasco de las toberas asociados al mecanismo de la iteración N° 2.
- La sujeción de los actuadores resulta más simple y sencilla de implementar.
- La única superficie de potenciales fugas en el perímetro del conjunto se encuentra adyacente a la región de salida del gas, sobre la misma superficie. Por lo tanto, cualquier potencial fuga, si bien resulta indeseada, se mitiga parcialmente por convertirse la misma en empuje de igual dirección que aquel que resulta de la salida de gas.

Desventajas:

- La dimensión del conjunto en cuanto a longitud y ancho son considerables (82 mm x 48,6 mm), variables pendientes de optimización.
- La junta *piezobender*-toberas no permite la rotación libre del extremo del actuador. El mismo requiere una libre rotación de sus extremos, ya que su restricción provoca que la flecha o deflexión del actuador se produzca en su superficie media (transversal) y no en su extremo.

1.3.4 Iteración N° 4: “El propulsor”

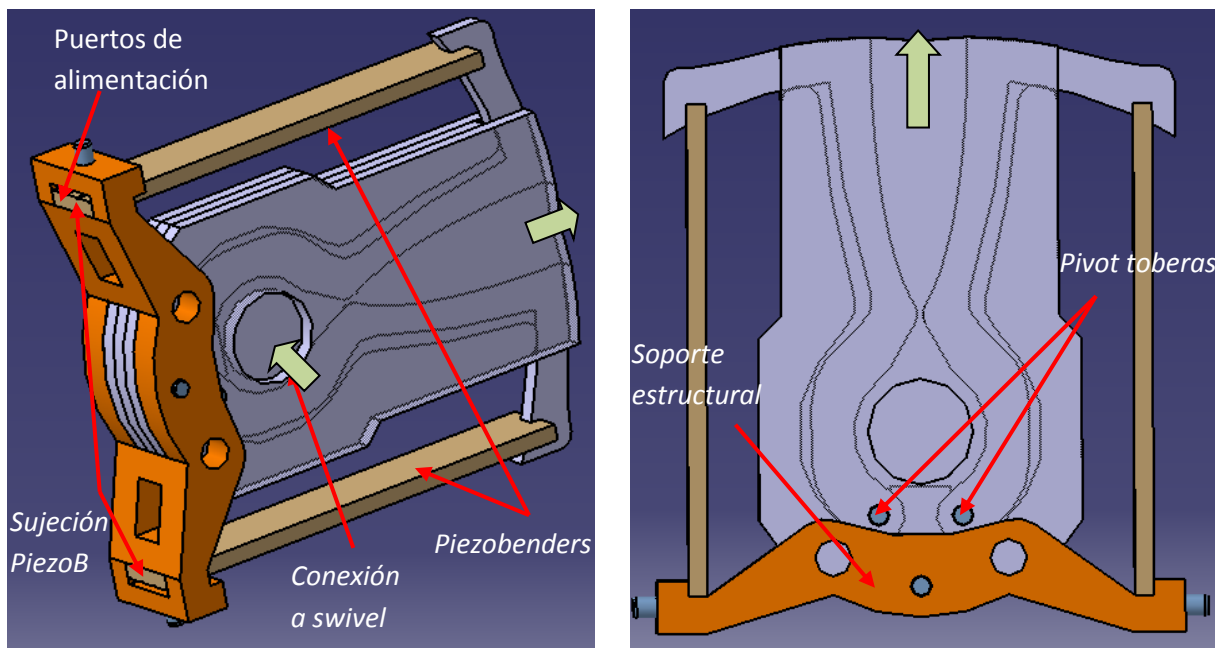


Figura 15. Esquema del diseño presentado en la iteración N° 4. Las flechas sólidas indican la dirección de flujo de gas.

En el diseño presentado en la iteración $N^\circ 4$ (ver *Figura 15*) se pueden observar una serie de cambios con respecto al diseño anterior.

En primer lugar, se ha desplazado la región de entrada del gas hacia el frente del plano definido por los *pívots* de las toberas. Esto permite una reducción en dimensiones a lo largo del plano longitudinal del conjunto de un 33%. Es menester destacar que la reducción de tamaño indicado tiene su impacto en la generación de movimiento, particularmente en el movimiento de apertura y cierre de garganta. Es posible cuantificar el impacto a partir del siguiente análisis.

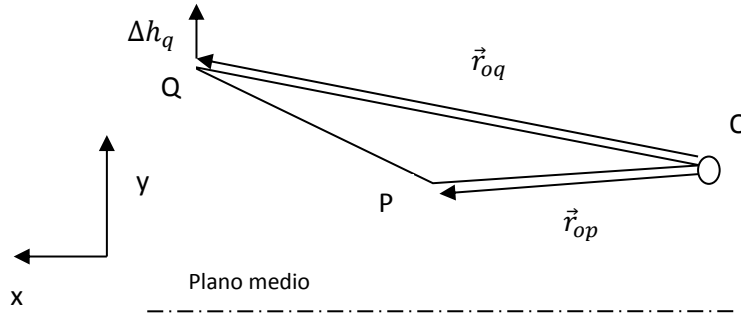


Figura 16. Esquema de un sólido rígido representativo.

Considerando a las toberas como un sólido rígido similar al presentado en el esquema de la *Figura 16* se identifican los puntos de interés P , correspondiente al plano de garganta; y Q , correspondiente al plano del extremo móvil del *piezobender* solidario a la tobera.

Por lo tanto, ante cualquier movimiento en la dirección y del punto Q se pueden escribir las ecuaciones (13) y (14) correspondientes a un sólido rígido.

$$(13) \quad \Delta h_q = \theta \hat{k} \times (r_{oqx} \hat{i} + r_{oqy} \hat{j}) \cdot \hat{j} = \theta r_{oqx}$$

$$(14) \quad \Delta h_p = \theta \hat{k} \times (r_{opx} \hat{i} + r_{opy} \hat{j}) \cdot \hat{j} = \theta r_{opx}$$

siendo Δh_q , Δh_p los desplazamientos en la dirección y de los puntos Q y P respectivamente, y θ el ángulo de giro del sólido (tobera) tomando como centro de rotación el punto O (pívot). Dividiendo (14) / (13) se obtiene:

$$(15) \quad \frac{\Delta h_p}{\Delta h_q} = \frac{r_{opx}}{r_{oqx}} = k_{arq}$$

Por lo tanto, el cambio en el espesor de garganta es directamente proporcional a la flecha del actuador, siendo la constante de proporcionalidad k_{arq} , como se indica en (15).

Para la iteración $N^\circ 3$, se encuentra que $k_{arq} = 0,57$, mientras que en la iteración $N^\circ 4$ $k_{arq} = 0,49$. Esto implica una reducción del 14% en el “rendimiento” del mecanismo en términos de aprovechamiento de la flecha del actuador como consecuencia de la reducción de tamaño. En la

sección *Ingeniería de detalle* se determinan los valores proyectados de desplazamiento a partir del modelo de *piezobender* seleccionado.

Por su parte, para acompañar la reducción de tamaño en este diseño, se debió incorporar una pieza adicional (color anaranjado en la *Fig. 15*) que provea sujeción a los extremos de los *piezobenders* y además fije su posición relativa con respecto al resto del conjunto. Tal pieza de soporte resulta de geometría compleja y se opone a uno de los principios de diseño del conjunto, la simplicidad del diseño en cuanto a su manufactura. Por tales razones se definió realizar esta única pieza mediante la técnica de *additive manufacturing* o impresión 3D. Además, se debe mencionar que la geometría de la pieza de soporte es de carácter temporal y su diseño final dependerá de la aplicación. Por ejemplo, para la geometría presentada en la *Figura 15* el uso final es la prueba en un banco de pruebas estático y no su uso comercial.

En segundo lugar, la forma de sujeción de los *piezobenders* para la iteración *N° 4* no requiere de un rediseño del conexionado eléctrico de los mismos ya que los puertos de alimentación disponen de espacio físico para la disposición de los cables. De esta forma, se puede utilizar el conexionado del fabricante de los actuadores sin necesidad de cambios. Esto facilita el ensamble del conjunto.

Por último, la razón de la inclusión de una pieza de soporte como intermediaria para fijar la posición de los *piezobenders* respecto al conjunto es el aislamiento del actuador. La temperatura máxima de operación de los piezoeléctricos es de $150\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ante el requerimiento de operar con un propelente a temperatura superior al límite del actuador, la pieza de soporte puede rediseñarse y construirse de material aislante para permitir el funcionamiento normal del actuador.

En resumen, se listan entonces las ventajas y desventajas del diseño presentado en la iteración *N° 4*:

Ventajas:

- Respecto a la iteración *N° 3*, se reduce el largo del conjunto en un 33%, obteniendo así un conjunto más compacto.
- La inclusión de la pieza de soporte da mayor flexibilidad al diseño en términos de aislamiento y simplifica el conexionado de los actuadores.

Desventajas:

- Reducción en k_{arq} de un 14%, se prioriza la reducción del tamaño del conjunto **por indicación del tutor**.
- Introducción de una pieza de compleja manufactura, se opta por producirla mediante técnicas de impresión 3D.
- Al igual que en la iteración *N° 3*, el presente diseño no contempla la rotación del actuador en su extremo móvil, con potencial restricción del movimiento del mismo. Esto se contempla en el siguiente diseño.

1.3.5 Iteración N° 5: “El propulsor 2”

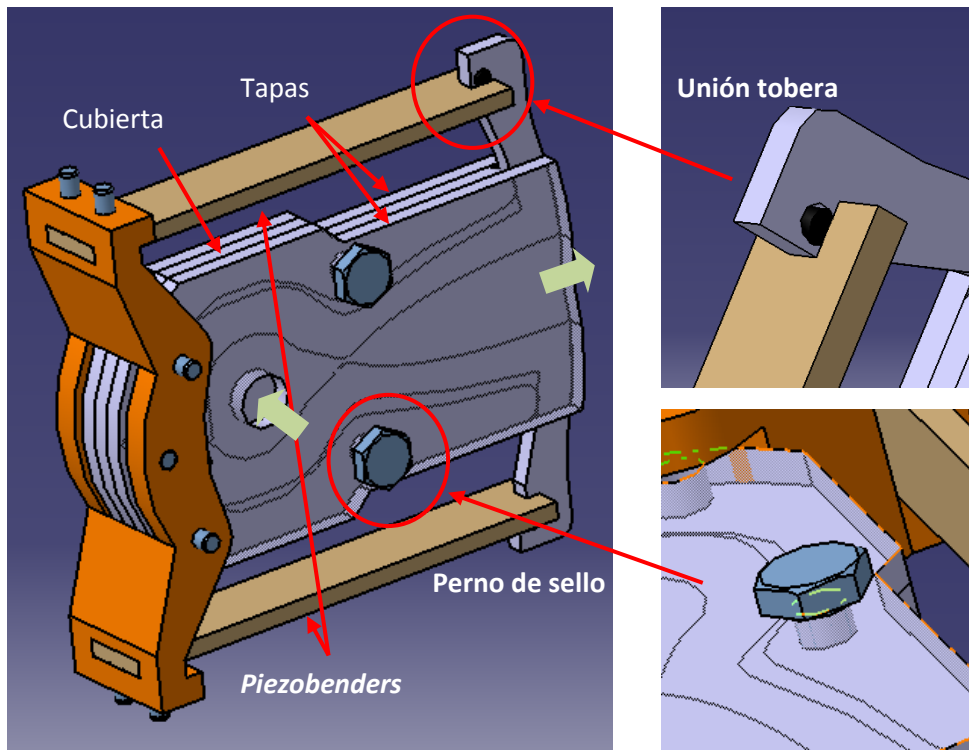


Figura 17. Esquema del diseño presentado en la iteración N° 5. Las flechas sólidas indican la dirección del flujo del gas.

En el diseño presentado en la iteración N° 5 (ver *Figura 17*) se pueden observar una serie de modificaciones con respecto a la iteración N° 4. Por un lado, la unión tobera-piezobenders se modificó de manera tal de contemplar la rotación del extremo móvil. La solución por la cual se optó fue mecanizar un alojamiento para *O-Ring* en la tobera, en la región de contacto con el actuador. De esta forma la presencia del *O-Ring* se estima, otorga flexibilidad a la unión y permite la rotación del extremo móvil sin anclarlo.

Por otro lado, se incluyeron sendos agujeros pasantes en las tapas para pernos de métrica M3. Los mismos se pretende actúen como refuerzo mecánico para la unión de las piezas apiladas tapas, cubierta y toberas frente a la acción de la presión que ejerce el fluido propelente que tiende a separar el conjunto.

Ventajas:

- Con respecto a la iteración N° 4 se permite parcialmente la rotación del extremo móvil del actuador piezoeléctrico.
- La inclusión de pernos M3 contribuye a la rigidez estructural del conjunto y favorece al sello al garantizar un mejor contacto entre las tapas y la cubierta. Además, facilita el ensamble posterior del conjunto.

Desventajas:

- La inclusión de los agujeros para los pernos complejiza el proceso de mecanizado de las tapas y la cubierta al agregar una operación más por pieza.

Teniendo en cuenta el diseño presentado en la iteración N° 5 se procedió a hacer la ingeniería de detalle del conjunto y posteriormente se prosiguió con la manufactura del mismo.

1.4 Ingeniería de detalle

En la presente sección se detallan los cálculos realizados con el objetivo de obtener las cotas funcionales, así como demás parámetros de diseño del conjunto presentado en la iteración $N^{\circ} 5$.

Se utilizó como punto de partida para la definición del diseño la geometría de las toberas presentadas en el trabajo de investigación [1]. En el mismo, se define la curva de la región de salida del flujo (post *choke* o estrangulamiento) a partir de la hipótesis de flujo isoentrópico. El perfil se observa en la *Figura 18*. Se toma como referencia, además, el espesor de las placas utilizadas durante los ensayos presentados en [1], el cual fue de 2 mm. Este mismo espesor se mantuvo para todos los diseños presentados en este trabajo.

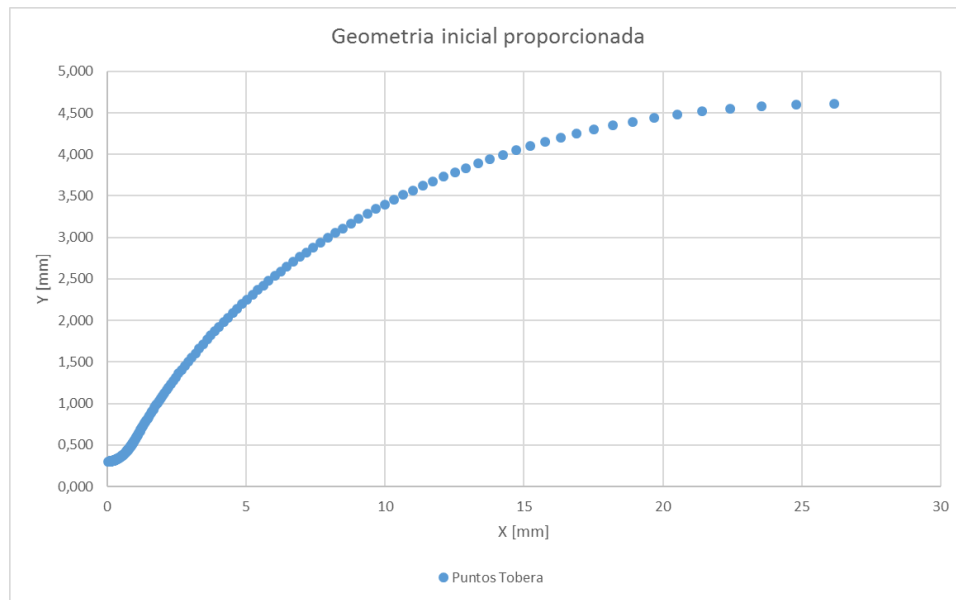


Figura 18. Geometría inicial de referencia proporcionada en [1].

Se procede entonces a continuar con el diseño del conjunto. Como se detalló en la iteración $N^{\circ} 5$, el actuador a utilizar es del tipo *piezobender*. La razón de utilizar *piezobenders* reside en la capacidad de generación de movimiento lineal de los mismos, que otorgan sin necesidad de mecanismos intermediarios. Manteniendo así la simplicidad del diseño y la masa del conjunto reducida.

De la búsqueda que se realizó sobre los fabricantes de los mismos se determinó que la gama de productos ofrecida por *NOLIAC Systems* presentaba la mejor relación desplazamiento/fuerza del mercado. En la *Tabla 2* se presentan los productos ofrecidos por *NOLIAC* según se indica en el sitio web de la compañía.

Tabla 2. Gama de piezobenders ofrecidos por *NOLIAC*.

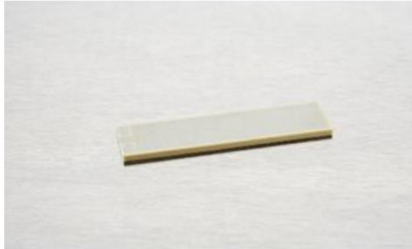


PLATE BENDERS

Noliac **multilayer** bending actuator generate a bending mode. The piezo plate benders are produced with a stroke up to +/- 1270 μm .

Products

Product type	Length / outer diameter	Width / inner diameter	Height	Operating voltage, max.	Free stroke, max.	Blocking force, max.
> CMBP01	21 mm	7.8 mm	0.7 mm	200 V	$\pm 195 \mu\text{m}$	1.2 N
> CMBP02	21 mm	7.8 mm	1.3 mm	200 V	$\pm 120 \mu\text{m}$	3.7 N
> CMBP03	21 mm	7.8 mm	1.8 mm	200 V	$\pm 85 \mu\text{m}$	5.5 N
> CMBP04	32 mm	7.8 mm	0.7 mm	200 V	$\pm 475 \mu\text{m}$	0.75 N
> CMBP05	32 mm	7.8 mm	1.3 mm	200 V	$\pm 345 \mu\text{m}$	2.25 N
> CMBP06	32 mm	7.8 mm	1.8 mm	200 V	$\pm 210 \mu\text{m}$	4.3 N
> CMBP07	50 mm	7.8 mm	0.7 mm	200 V	$\pm 1270 \mu\text{m}$	0.4 N
> CMBP08	50 mm	7.8 mm	1.3 mm	200 V	$\pm 850 \mu\text{m}$	1.6 N
> CMBP09	50 mm	7.8 mm	1.8 mm	200 V	$\pm 635 \mu\text{m}$	2.9 N

En el trabajo de investigación [1] se utilizó durante los ensayos un rango para espesores de garganta de las toberas de entre 0,3 mm y 1,2 mm. Tales valores se tomaron como referencia para la generación de movimiento.

En la *Figura 19* se muestra un esquema de las dimensiones propuestas para la pieza móvil del conjunto, o tobera.

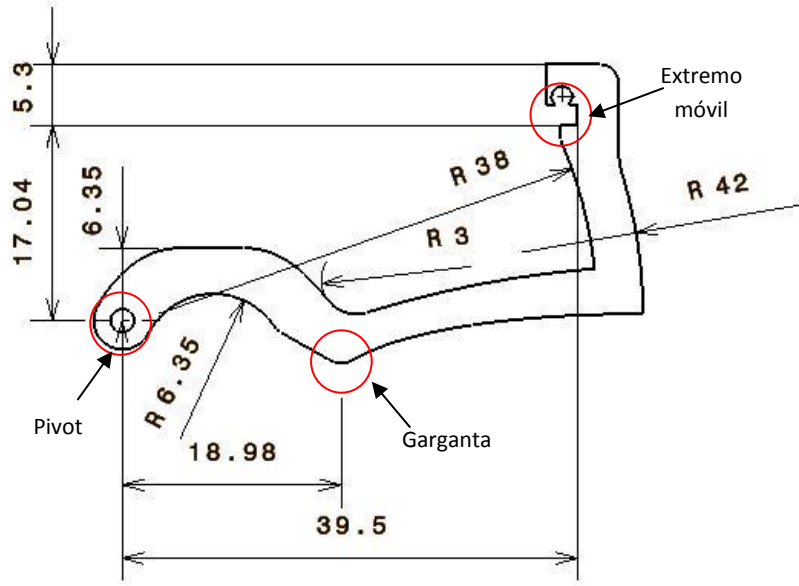


Figura 19. Dimensiones propuestas para la tobera.

El criterio elegido para reducir la cantidad de grados de libertad en lo que respecta a parámetros de diseño fue de utilizar espesores mínimos de sección, que se fijaron a 4 mm. En la *Figura 19* se puede observar que la distancia horizontal entre la región de garganta de la tobera y el pívot es de 18,28 mm y la distancia horizontal entre el extremo móvil del *piezobender* y el pívot es de 39,5 mm. De esta forma se determina que $k_{arq} = \frac{18,28 \text{ mm}}{39,5 \text{ mm}} = 0,4627$.

De acuerdo a la ecuación (16) presentada en la sección 1.2.4:

$$(16) \quad k_{arq} = \frac{\Delta h_g}{\Delta h_p}$$

donde Δh_g es el desplazamiento vertical de la garganta y Δh_p el desplazamiento del extremo móvil del *piezobender*. Suponiendo que el movimiento de las toberas es simétrico⁵ con respecto al plano medio longitudinal del conjunto se obtiene que, dado el modelo de actuador “x”, el rango de espesores de garganta sobre el cual el conjunto podría operar es:

$$(17) \quad \{\min e; \max e\} = \{2y_{med} - k_{arq}\Delta h_x; 2y_{med} + k_{arq}\Delta h_x\}$$

donde e es el espesor de garganta, y_{med} la posición neutra equivalente a 0,3 mm (actuadores sin deflexión) y Δh_x el valor absoluto de la flecha del actuador. La ecuación presentada en (17) no contempla la reducción en la flecha máxima del actuador debido a la presencia de fuerzas externas durante su operación.

⁵ Las curvas de respuesta tensión vs desplazamiento de los actuadores para los efectos del presente diseño, se consideraron idénticas. De acuerdo a la hoja de datos de los actuadores, la tolerancia en la flecha máxima es de $\pm 15\%$, y la tolerancia en la fuerza de bloqueo es del $\pm 20\%$.

Por tal motivo, se procedió a estudiar el comportamiento de los diferentes modelos de actuadores presentados en la *Tabla 2* bajo condiciones de operación, utilizando la geometría presentada en la *iteración N° 5*.

Durante la operación, es decir en aquella situación en la cual el actuador debe realizar algún esfuerzo, se identifican las siguientes fuerzas que intervienen en el actuador:

- 1- Fuerza reactiva en el extremo fijo del mismo
- 2- Fuerza reactiva en el extremo móvil.

Esta última resulta de particular interés ya que es la que provee el momento necesario para contrarrestar el momento generado por el perfil de presiones que se desarrolla sobre la superficie interna de las toberas móviles al estar en contacto con el fluido.

Si se determina como punto de referencia de momentos al punto de pivot (ver *Figura 19*), de ahora llamado punto “O”, se determina por el equilibrio de momentos en la tobera móvil, la ecuación (18)

$$(18) \quad 0 = M_{piezo}^o + M_{presion}^o$$

donde M_{piezo}^o es el momento que ejerce el *piezobender* al encontrarse energizado y $M_{presion}^o$ el momento que ejerce la presión del fluido en su camino hacia la zona de descarga. En (18) no se tuvieron en cuenta los momentos debidos a la presencia de fuerzas de roce estático sobre la tobera móvil debido a la incertidumbre en su magnitud, de igual manera se procedió a tratar el momento que ejercen los esfuerzos cortantes del fluido sobre la superficie interna de la tobera. Por lo tanto, el presente análisis es conservador en términos prácticos al despreciar las fuerzas de roce.

Prosiguiendo con el término:

$$(19) \quad M_{presion}^o = \int_A \vec{r}_{op} \times -p_p \hat{n} dA$$

siendo $\vec{r}_{op}$ el vector posición del punto p con respecto al pivot O y $\hat{n}$ la normal a la superficie en contacto con el fluido, con dirección al fluido. A por su parte es la región en la cual se realiza la integral de superficie, en este caso particular, la superficie en contacto con el fluido.

Si se toma como origen de coordenadas O , es posible escribir $\vec{r}_{op}$ como:

$$(20) \quad \vec{r}_{op} = x\hat{i} + y\hat{j}$$

A su vez también se sabe:

$$(21) \quad \hat{n} = n_x\hat{i} + n_y\hat{j}, \quad \hat{t} = t_x\hat{i} + t_y\hat{j}$$

donde $n_x = t_y$ y $n_y = -t_x$

desarrollando el integrando en (19) a partir de (20) y (21), se obtiene:

$$(22) \quad \vec{r}_{op} \times \hat{n} = \hat{k}(xn_y - yn_x) = \hat{k}(-xt_x - yt_y) = -\hat{k}(\hat{t} \cdot \vec{r})$$

Sustituyendo (22) en (19) y desarrollando la integral se obtiene:

$$(23) \quad M_{presion}^o = e\hat{k} \int_{\gamma} p(\hat{t} \cdot \vec{r})dl = e\hat{k} \int_{\gamma} p(xdx + ydy) \\ = e\hat{k} \left\{ \int_0^L p(x)xdx + \int_0^L p(x)y \left(\frac{dy}{dx} \right) dx \right\}$$

donde e es el espesor de las toberas y surge por tratarse de una geometría plana. γ por su parte resulta la curva de contorno de la *Figura 19* que se encuentra en contacto con el fluido.

Desarrollando el segundo término y aplicando regla de la cadena:

$$\int_0^L p(x)y \left(\frac{dy}{dx} \right) dx = \int_0^L p(x) \frac{1}{2} \left(\frac{dy^2}{dx} \right) dx = \frac{1}{2} y(L)^2 p(L) - \frac{1}{2} \int_0^L y^2 \frac{dp}{dx}(x) dx$$

Discretizando⁶ (al ser γ una curva definida en forma discreta) se obtiene (24):

$$(24) \quad M_{presion}^o \approx e\hat{k} \left\{ \sum_{i=1}^{n-1} \left(p \left(x_{i+\frac{1}{2}} \right) x_{i+\frac{1}{2}} - \frac{1}{2} y_{i+\frac{1}{2}}^2 \frac{dp}{dx} \left(x_{i+\frac{1}{2}} \right) \right) (x_{i+1} - x_i) + \frac{1}{2} y_n^2 p(L) \right\} \\ \text{con } \frac{dp}{dx} \left(x_{i+\frac{1}{2}} \right) \approx \frac{p_{i+1} - p_i}{x_{i+1} - x_i}$$

Por su parte $p(x)$ se obtiene a partir de las ecuaciones de flujo isoentrópico unidimensional [2]⁷.

Finalmente, la fuerza que realiza el actuador se deriva al combinar (20) y (24):

$$(25) \quad |F_{carga}| = \frac{M_{presion}^o}{\vec{r}_{oq} \cdot \hat{i}}$$

siendo $\vec{r}_{oq}$ el vector que vincula el extremo móvil del actuador con el punto de pivot.

Además, es necesario introducir el concepto de factor de carga del actuador, el cual se definirá como:

⁶ Se importaron los puntos de la curva presente en el archivo CAD de la iteración N° 5 mediante la utilización de un Macro de VBS dentro del entorno de *scripting* de CATIA.

⁷ Ascher Shapiro, referencias

$$(26) \quad f_{carga} = \frac{F_{carga}}{F_{bloqueo}}$$

donde F_{carga} es la fuerza que actúa sobre el extremo móvil del actuador y $F_{bloqueo}$ la fuerza de bloqueo del mismo, indicada en la columna 7 de la *Tabla 2*.

En consecuencia, considerando el comportamiento lineal de los *piezobenders* respecto a la relación desplazamiento-carga, se puede concluir que la flecha del mismo en operación será:

$$(27) \quad d_{operacion} = d_{libre}(1 - f_{carga})$$

donde d_{libre} es la flecha máxima, indicada en la columna 6 de la *Tabla 2*.

A continuación, se presentan en las *Figuras 20 y 21* las curvas trazadas a partir del anterior análisis para diferentes modelos de actuador presentados en la *Tabla 2* y se concluye por optar por un modelo de actuador conveniente para el diseño.

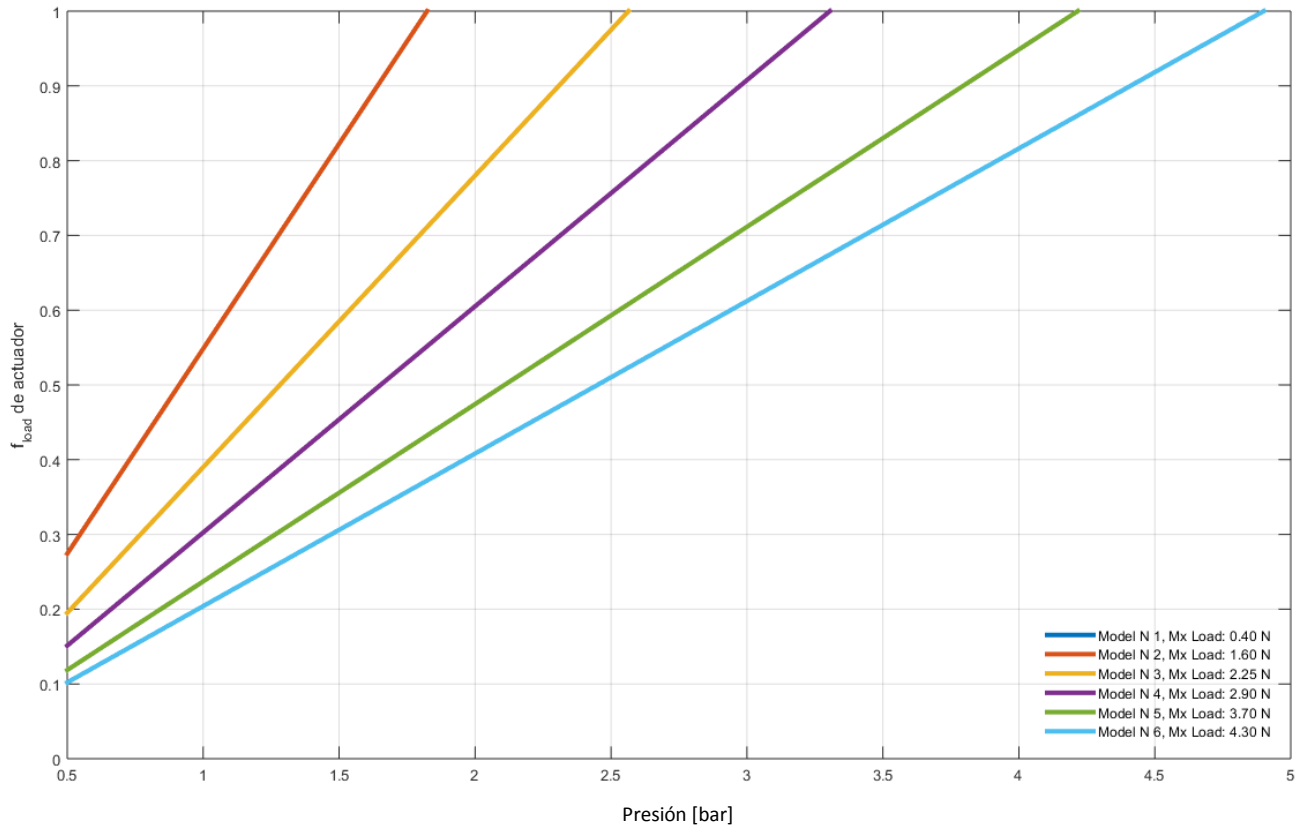


Figura 20. Factores de carga de diferentes modelos como función de la presión de operación (estancamiento).

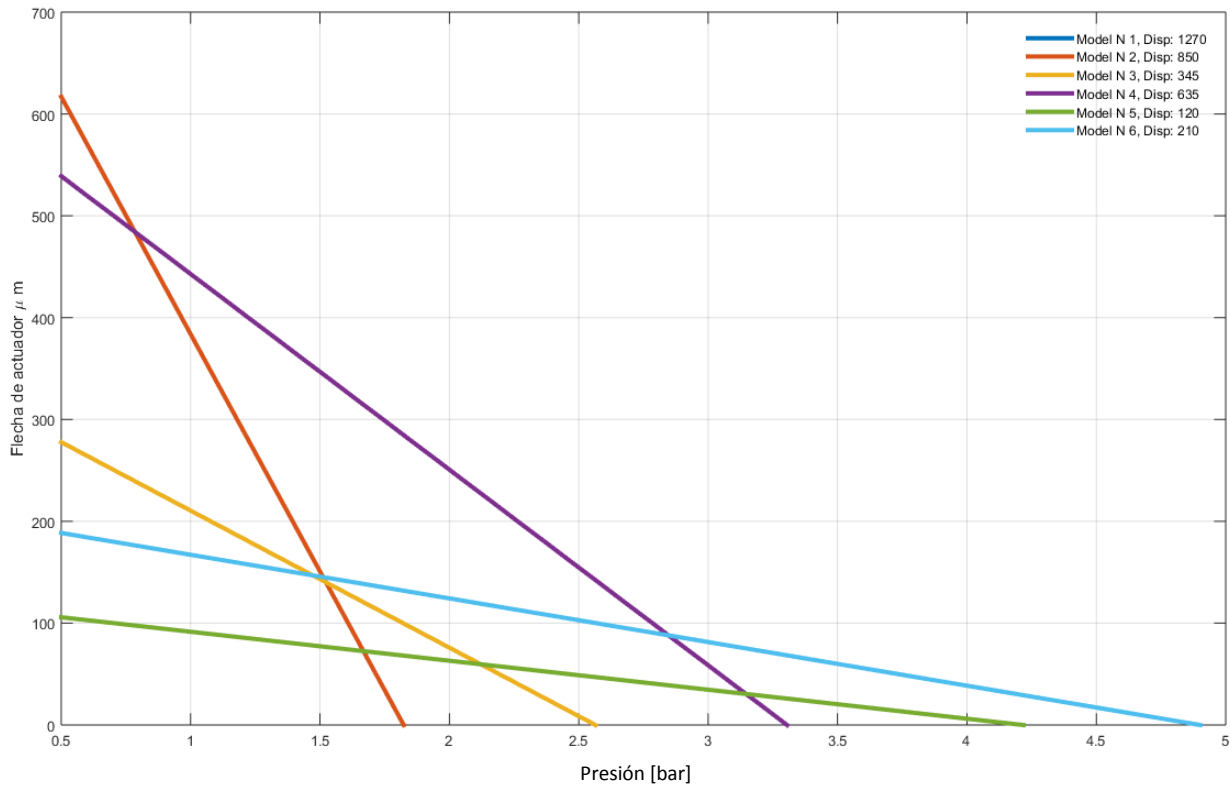


Figura 21. Flecha en operación para los diferentes actuadores como función de la presión (estancamiento).

Como puede observarse, se presenta una presión límite de operación, a partir de la cual el factor de carga estimado supera la unidad. De esto se desprende que la tecnología de *piezobenders* constituya una limitación para operar con presiones elevadas, esto es, superiores a los 5 *bara*.

Puesto que la presión de operación propuesta para el presente diseño es de 1 *bara* se procede seleccionar el modelo de *piezobender* óptimo para tal condición de operación. Se puede observar de la *Figura 20* que el modelo que menor factor de carga presenta a tal presión es el N° 6, número de producto CMBP06 de acuerdo a la *Tabla 2*. Sin embargo, es de interés para este proyecto que además que el actuador tenga el suficiente desplazamiento, y para la presión mencionada, el modelo con mayor desplazamiento resulta ser el N° 4 (ver *Figura 21*). Además, se observa que el mismo presenta el mejor desplazamiento en el rango de 0,75 a 2,75 *bara*.

Por ende, se determina que el actuador óptimo resulta ser el CMBP09. De lo expuesto anteriormente, resulta de la ecuación (17) para presión de operación de 1 *bara* y modelo seleccionado CMBP09:

$$(17') \quad \{\min e ; \max e\} \approx (0,39 \text{ mm} ; 0,81 \text{ mm})$$

1.4.1 Análisis de incertidumbres:

En la presente sección se procede a realizar un análisis cualitativo de las incertezas involucradas en el diseño, así como su potencial efecto en el funcionamiento del conjunto.

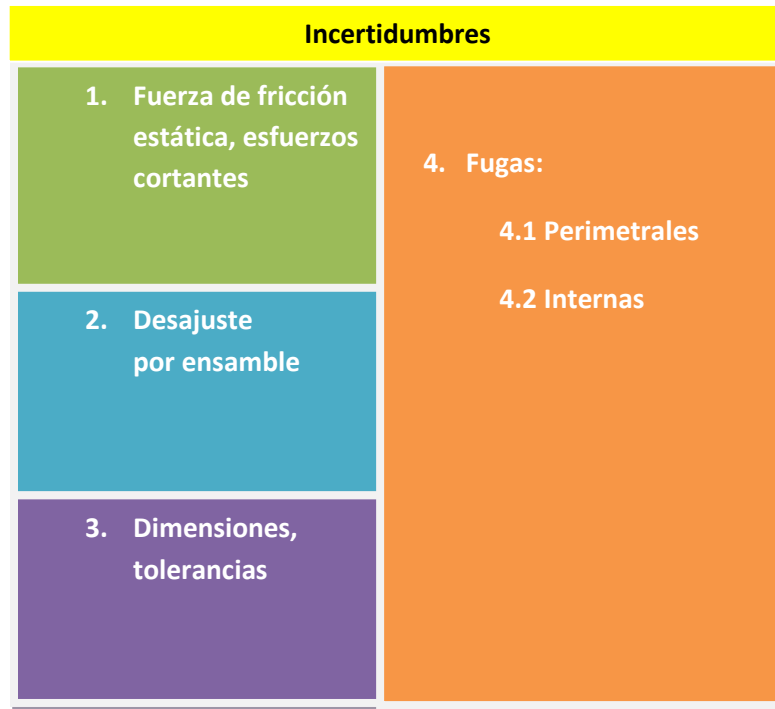


Ilustración N° 1. Esquema ilustrativo de las incertidumbres en el diseño y sus causas.

Como se observa en la *Ilustración N°1* las fuentes de posible incertidumbre identificadas son:

1. i. Fuerza de fricción estática: dado que se desconoce *a priori* la magnitud de la fuerza de roce entre las toberas y las tapas que las contienen, se desconoce si la misma afectará el movimiento de los actuadores; tanto en etapa de posicionamiento, esto es, cuando el actuador debe desplazar la tobera hasta su posición de operación; como para la etapa de operación, es decir, en la etapa en la cual se tiene un flujo desarrollado en la tobera. Una fuerza de fricción estática excesiva puede bloquear los actuadores impidiendo el desplazamiento de las toberas y por lo tanto impedir la regulación de empuje y caudal. Por otra parte, la presencia de una fuerza de fricción estática lo suficientemente pequeña puede resultar conveniente (inferior a 1 N), ya que, al ser la fricción dinámica inferior que la estática, el impacto en el movimiento del actuador durante la etapa de posicionamiento se compensaría por el aporte que la fricción estática realizaría para contrarrestar el momento de fuerzas de presión que tienden a abrir el mecanismo.
- ii. Esfuerzos cortantes: En el presente trabajo, se entiende por esfuerzo de corte a las fuerzas de superficie presentes en la interface del fluido que se originan por los

componentes no hidrostáticos del tensor de tensiones. En el caso unidimensional, se puede considerar al esfuerzo cortante como:

$$(28) \quad \tau_w = \frac{1}{2} \rho V^2 f_{fric}$$

donde τ_w constituyen los esfuerzos cortantes, ρ es la densidad del fluido, V la velocidad del flujo y f_{fric} un factor de fricción dependiente del régimen del flujo. Típicamente la determinación del factor de fricción es empírica y dependiente en gran medida de la configuración geométrica. Por estas razones, no se consideraron los esfuerzos cortantes en la estimación del momento que realiza el flujo en la selección del modelo de *piezobender*.

2. Desajuste por ensamble: los desajustes asociados al ensamble del conjunto pueden tener un impacto considerable en la *performance* del prototipo una vez ensamblado. Esto se debe a que por diseño la apertura de garganta se encuentra determinada por la posición neutra de los actuadores. Cualquier desviación de los actuadores durante el ensamble tendrá su impacto directo en la apertura de garganta inicial, y, en consecuencia, en la magnitud del empuje y caudal másico obtenidos.

Un ensamble inadecuado también puede derivar en un aumento de la superficie de fugas perimetrales.

3. i. Tolerancias dimensionales: las tolerancias dimensionales obtenidas del proceso de manufactura, así como la rugosidad impactan considerablemente en la *performance* del conjunto.

En primer lugar, dadas la escala de las dimensiones de las piezas, una tolerancia grande resultará en un error relativo dimensional considerable. Esto puede resultar en asimetrías en el conjunto, desalineamiento del plano de garganta de la tobera, excesivo roce en el pivót de las piezas móviles, entre otros. Las consecuencias en el funcionamiento del conjunto debido a estos posibles escenarios son variadas, como, por ejemplo: incertidumbre de la dirección de empuje, flujos asimétricos, bloqueo de actuadores, cambio de la estructura del flujo con incertidumbre en el empuje generado.

En segundo lugar, se encuentran las tolerancias de forma, en particular la planitud de las piezas. La planitud en las piezas móviles y las tapas determina en gran medida la fuerza de fricción que se tenga entre las toberas y las tapas, así como las posibles fugas internas del fluido propelente. Esto impacta considerablemente la *performance* del conjunto con respecto a los valores estimados teóricos.

- ii. Tolerancia de actuadores: A los efectos del presente diseño, se procedió a suponer que la curva de respuesta tensión vs desplazamiento de los actuadores son idénticas. A su vez, se tomó como referencia para el diseño, los valores de flecha máxima y fuerza de bloqueo indicados en la hoja de datos de los mismos. Sin embargo, es menester aclarar, las

tolerancias en ambas magnitudes, de acuerdo a los valores indicados por el fabricante, son del 15 y 20% respectivamente.

4. Fugas:

Las fugas se pueden representar mediante la siguiente ecuación (29):

$$(29) \quad \dot{m}_{total} = \dot{m}_{exit} + \dot{m}_{perimetral} + \dot{m}_{internas}$$

Como puede observarse el caudal másico total $\dot{m}_{total}$ que ingresa al conjunto se puede descomponer en: $\dot{m}_{exit}$, que constituye el caudal que se observa en la región de salida responsable por la generación de empuje; $\dot{m}_{perimetral}$ que constituye el caudal de fugas perimetrales y $\dot{m}_{internas}$ que constituye el caudal de fugas internas. En conjunto, todas las fugas tienen su impacto en el desempeño del mecanismo, tanto desde el punto de vista del empuje generado como del empuje específico.

- a. Fugas perimetrales: son aquellas que surgen por fallas en el sellado perimetral del conjunto o bien en el agujero para los pernos pasadores que soportan la unión rotoide de las toberas. Estos últimos se encuentran sellados por diseño. Estas fugas al tener una dirección y localización aleatoria en la superficie del conjunto, se asume que no generan empuje de ningún tipo. Incluso pueden generar un contraempuje en el caso que las fallas de sellado se localicen en la región opuesta a la región de salida del flujo.
- b. Fugas internas: son aquellas que se producen por el escape de fluido de la corriente principal hacia otros compartimentos del conjunto, debido a la holgura existente entre las piezas móviles y las tapas. Las mismas se encuentran determinadas por la planitud de las toberas y las tapas, el espesor de la capa límite existente y el huelgo que se desee dar por diseño para permitir el movimiento con reducida fricción.

En primer lugar, la planitud de las toberas y las tapas se encuentra estrechamente relacionado al proceso de manufactura elegido. Por su parte el espesor de la capa límite se determinó aproximadamente por las simulaciones de *CFD* en [1]. El valor de la misma ronda los $0,1 \text{ mm}$.

Un esquema de las fugas internas se muestra en la *Figura 22*. Una particularidad de las mismas es que al abandonar el conjunto por la zona adyacente a la región

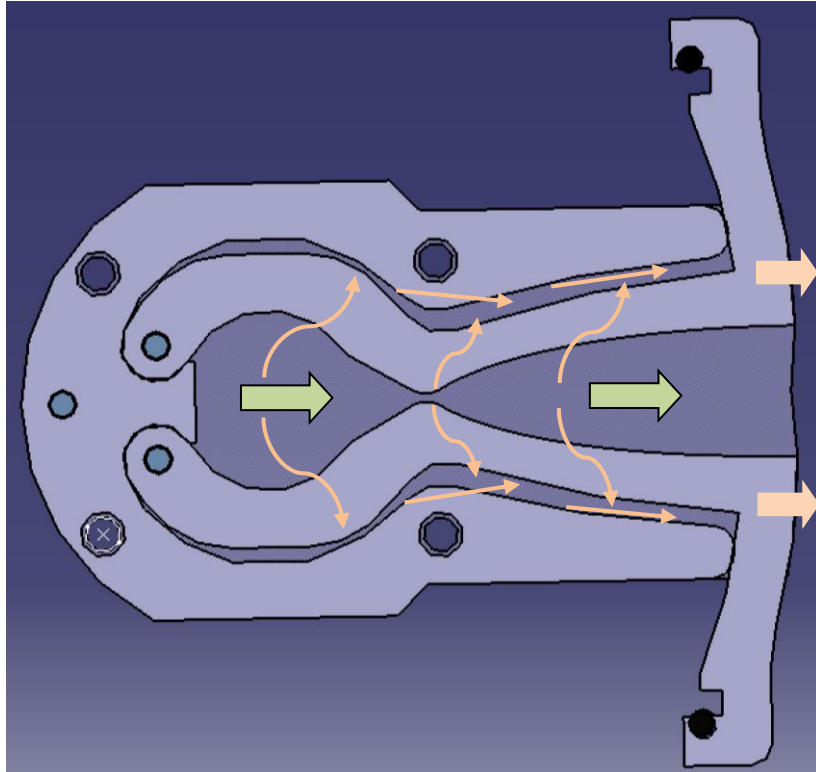


Figura 22. Esquema de las fugas internas y el flujo principal.

de salida generan empuje en la dirección adecuada. Por tal motivo, $\dot{m}_{internas}$ genera empuje, aunque con un empuje específico mucho menor de lo que se obtendría si tal caudal másico fuese parte del flujo principal. El número de *Mach* de salida de $\dot{m}_{internas}$ es aproximadamente 1 ya que constituye un flujo sub-expandido cuya estrangulación ocurre específicamente en la región de salida. En cambio $\dot{m}_{exit}$ se conforma por un flujo supersónico en la región de salida con un número de *Mach* de aproximadamente 5.

2. Proceso de manufactura

Una vez definido un diseño que se considera que cumple los requisitos presentados durante la etapa de ingeniería básica, se exploraron todas las posibles alternativas para fabricar el conjunto.

Dentro de lo que son los requisitos básicos que debían cumplir los procesos de fabricación, se pueden enumerar:

- Buen control dimensional
- Acabado superficial
- Capacidad de reproducir piezas con geometrías complejas
- Costo accesible

La principal característica del conjunto es la complejidad geométrica que es propia del perfil de la tobera y el tamaño que tienen las piezas. Además, hay una pieza que actúa como pieza sujetora del conjunto tobera/celda de carga y otra pieza que fija y posiciona a los piezoeléctricos. Estas últimas dos piezas son auxiliares al conjunto y su fabricación se hizo aparte.

Es decir, entonces, que al conjunto se lo puede dividir en dos: Piezas metálicas y piezas auxiliares. A continuación, se tratarán por separados explicando el proceso de selección del método de fabricación para cada subconjunto:

2.1 Fabricación de piezas funcionales

Las piezas metálicas son aquellas que se mencionaron anteriormente en la memoria de diseño como: Toberas, Tapa superior, Tapa inferior y Cubierta. Estas piezas son las de mayor relevancia y las que más control dimensional tienen que tener. En cuanto a las piezas que contienen el perfil de las toberas, es de fundamental importancia poder replicar correctamente el perfil de diseño de la tobera en sí para poder evaluar correctamente el funcionamiento de esta. Por otro lado, el control en el espesor de las piezas es otra de las dimensiones funcionales de mayor importancia. Esto se debe a que la diferencia de espesores que tiene que haber entre la Cubierta y las Toberas cumple un rol fundamental: Facilitar el movimiento de las piezas móviles.

Las piezas móviles son las piezas que tienen el perfil de la tobera. Estas piezas se encuentran delimitadas por la cubierta que cumple las funciones mencionadas en la memoria de diseño. Para que el mecanismo funcione, es necesario disminuir en la medida de lo posible el roce al máximo y para ello, se tiene que disminuir el roce entre las piezas móviles y la tapa superior. Esto se logra haciendo que la cubierta tenga un espesor mayor que el espesor de las piezas móviles. Entonces, las piezas móviles no entran en contacto con la tapa superior. Sin embargo, si la altura de la pieza denominada cubierta es muy distinta a las piezas móviles, el gas no seguirá el camino de la tobera, sino que se puede fugar por otros lados. Si el juego de espesores entre las piezas no es suficiente para garantizar que la tapa superior y las toberas no entren en contacto, el roce entre ambas puede quitar eficiencia al mecanismo en cuanto a que la disponibilidad de movimiento en la garganta se verá limitada por el bloqueo de la fuerza en roce.

Por lo tanto, para cumplir con las especificaciones de los planos, era necesario elegir un proceso de corte con mucha precisión dimensional y luego elegir una operación de acabado en algunas piezas para lograr la planitud deseada y la diferencia de espesores en las piezas “cubierta” y aquellas que contienen el perfil de las toberas.

El primer paso fue seleccionar el material a utilizar para luego definir un proceso de corte acorde y finalmente mandar a rectificar el conjunto.

2.1.1 Selección y breve descripción del material

Idealmente, para este tipo de aplicación (aeroespacial) se eligen aleaciones de Titanio dadas sus excelentes propiedades mecánicas y su baja densidad respecto del acero. Características tales como su alta relación resistencia/peso, gran rango de temperaturas apto para su uso (-250 a 590°C), excelente tenacidad, resistencia a la fatiga y resistencia a la corrosión, lo hacen un material a considerar para las aplicaciones aeroespaciales. Sin embargo, por tratarse de un primer prototipo y que su oferta no es tan abundante como si la es con el acero o incluso en aceros inoxidable, no se ha optado por fabricar las piezas con aleaciones de Titanio.

El material elegido fue un acero AISI 304, que es un acero inoxidable de la familia de los austeníticos. Se ha optado por un acero inoxidable en vez de un acero común para evitar que se desarrolle cualquier proceso corrosivo en el conjunto y que este afecte las dimensiones de las piezas antes o durante el proceso de experimentación. Las tolerancias dimensionales requeridas y la importancia de algunas medidas funcionales fuerzan a que no se desprecie fácilmente ningún factor que pueda incidir negativamente sobre las dimensiones del conjunto.

Si bien una de las primeras objeciones para realizar respecto al material utilizado podría ser su alta densidad ($7,93 \text{ g/cm}^3$ en vez de los $4,43 \text{ g/cm}^3$ del Titanio), al tratarse de un primer prototipo y entendiendo que necesariamente por la curva de aprendizaje del proceso se realizarán más iteraciones en el proceso de diseño, se ha optado por un material que sea de fácil obtención, maquinable y donde se tenga experiencia y conocimiento para predecir su comportamiento. La cuestión del peso es importancia al ensayar la tobera por temor a que el peso del conjunto exceda al límite impuesto por la celda de carga y por lo tanto la sature. Se descartó dicho temor luego de verificar al realizar el CAD que el conjunto no pesará más de lo que la celda de carga pueda medir (*300 gramos*). Una vez obtenido el conjunto total, se lo pesó y la balanza dio un valor de *67 gramos*.

A continuación, se muestra brevemente una tabla con las propiedades del acero elegido:

Elemento	Porcentaje en Peso
C	Max 0.08
Cr	18-20
Fe	66.345-74
Mn	Max 2
Ni	8-10.5
P	Max 0.045
S	Max 0.03

Tabla 3:
Composición
del material.

Como se mencionó anteriormente, el acero elegido es un acero aleado de Cr-Ni, con bajo contenido de Carbono para evitar la sensibilización y la precipitación de carburos con el aumento de la temperatura. Es resistente a la corrosión intergranular y a ambientes salinos y ácidos. En cuanto a su capacidad para ser trabajado, es un material dúctil, de fácil laminado, conformado y torneado. Su bajo contenido en Carbono lo hace fácil de soldar sin preocupación de que la zona afectada por el calor lo sensibilice. Es esencialmente no magnético excepto cuando es laminado en frío. Las propiedades mecánicas se enumeran a continuación en una tabla

Tabla 4. Propiedades mecánicas

Propiedad	Valor
Densidad [g/cm ³]	8
Dureza Rockwell B	18-20
Tensión de Rotura [MPa]	505
Tensión de Fluencia [MPa]	215
Módulo Elástico [MPa]	193-200 MPa
Relación de Poisson	0.29

2.1.2 Procesos de fabricación del conjunto

Una vez identificado el material para fabricar el conjunto, se debían considerar opciones de manufactura. Por la experiencia previa a este trabajo, la opción estaba acotada a procesos de corte del estilo: Oxicorte, corte por agua, corte por láser y corte por hilo. También se consideró realizar los cortes con la fresadora CNC disponible en la facultad, pero por cuestión de tamaño de fresas disponibles y la necesidad de realizar algunas modificaciones en el diseño que podían evitarse si se elegía otro método de fabricación, se descartó la opción.

Cualquiera de estos procesos de corte mencionados anteriormente era apto para cortar las chapas de dos milímetros de acero inoxidable. El factor decisivo en este caso es la tolerancia de cada proceso en sí.

Al momento de pedir cotizaciones se preguntaban a los fabricantes las tolerancias que ofrecían. Estas se muestran en la tabla siguiente:

Tabla 5. Tolerancias de procesos

Proceso	Tolerancias dimensionales [mm]
Corte por Hilo	±0.02 a ±0.04
Corte por agua	±0,12 a ±0,25
Corte por laser	±0,10 a ±0,20

Basándose principalmente en las tolerancias ofrecidas por cada proveedor, se eligió realizar las piezas por corte por hilo.

El corte por hilo es un tipo de corte que pertenece a la categoría de electroerosión o de maquinado por descarga eléctrica (EDM, según sus siglas en inglés) y que, tal como su nombre lo indica, se basa en la erosión de un material (necesariamente conductor) mediante la descarga de una chispa. La chispa produce una temperatura localizada lo suficientemente alta para fundir o vaporizar el metal en la vecindad inmediata del lugar de descarga. El electrodo en este caso es un hilo de cobre (puede ser de latón, tungsteno o molibdeno) de diámetro pequeño ($\sim 0,30$ mm) para devastado por el cual se conduce la descarga. Sin embargo, el diámetro de la pieza no implica que el corte causado tenga esa misma dimensión. La descarga genera un sobrecorte que normalmente se encuentra en el rango de $0,020$ a $0,050$ mm por encima del diámetro del alambre. Esto se observa mejor en la figura siguiente en la cota denominada espacio de chispa.

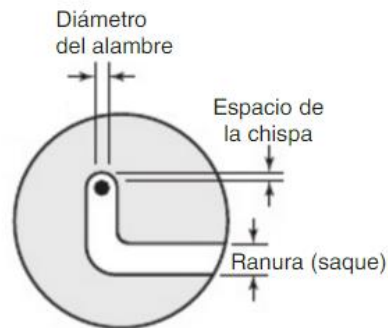


Figura 23. Esquema de un proceso de corte por hilo.

La descarga de la chispa se produce a velocidades aproximadamente entre 200 y 500 kHz, con voltajes de 50 a 380 V y corrientes de 0.1 a 500 A. El volumen de material removido por descarga está en el intervalo de 10^{-6} a 10^{-4} mm³.

La pieza de trabajo es la que avanza a través del hilo (a una velocidad que puede variar entre los $0,15$ m/s hasta 9 m/s) para obtener la trayectoria de corte generalmente diseñada por una máquina de control numérico. Conforme se realiza el corte, el alambre avanza en forma lenta y continua entre un carrete de alimentación y uno de recuperación para presentar un electrodo nuevo de diámetro constante ya que de otra manera el hilo se iría gastando y de esta manera, perdiendo la capacidad de corte dimensionalmente constante. Como una característica de los cortes por electroerosión, el corte debe realizarse en presencia de un material dieléctrico que puede ser un fluido aplicado mediante boquillas dirigidas a la intersección pieza/hilo o por inmersión de la pieza de trabajo. El fluido dieléctrico tiene como objetivo desalojar el material removido en la separación y retirar el calor de la pieza de trabajo. En la figura siguiente se puede observar un esquema del proceso de corte.

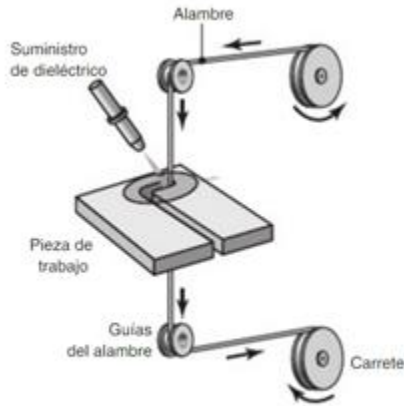


Figura 24. Esquema simple de una máquina de un proceso de corte por hilo.

Se consultó presupuesto en varias empresas que proveen este tipo de corte, pero fueron pocas las que se interesaron debido al tamaño pequeño de las piezas y la baja cantidad de piezas que se necesitaban hacer. Afortunadamente, se encontró un proveedor que conseguía el material, realizaba el corte y también se encargaría del proceso de rectificado de las piezas. Sin embargo, una vez encargado el pedido, nos comunicó que las piezas no se podían rectificar sin que se produzca una deformación en las piezas una vez que estas eran retiradas de la mesa magnética. El proveedor sugirió hacer un proceso de lapeado en vez de un proceso de rectificado ya que él consideraba que el problema no se produciría en ese caso, pero por una cuestión económica (el lapeado es un proceso de acabado superficial considerablemente más fino que un rectificado) y de tiempos se prefirió buscar otras alternativas. Una de las alternativas posible era comprar chapas de 2 mm que ya vinieran esmeriladas. Sin embargo, las chapas de 2 mm de espesor más pequeñas que se podían conseguir eran de 1000 x 2000 mm y nuestro conjunto entero ocuparía solamente un 15% aproximado del volumen.

Por lo tanto, debido al inconveniente, no se podía garantizar la planitud en las piezas del conjunto. Tampoco se podría obtener el juego de espesores entre las piezas móviles y las piezas fijas. El acabado superficial de las piezas también era bastante pobre y con múltiples arañazos ya que estas eran chapas de 2 mm tal como se recibían de fábrica. Sin embargo, los cortes eran precisos y el producto final fue aceptado. En la figura siguiente se muestran las piezas del conjunto mecanizadas y algunos detalles sobre el estado superficial de las piezas.



Figura 25 y 26. Piezas de acero inoxidable fabricadas.

Para lograr que las piezas tuvieran finalmente distintos espesores, había dos alternativas: Quitar material en las piezas móviles o agregar material, de manera muy controlada, en la pieza denominada cubierta.

Se encontraron posibilidades de buen control dimensional en la aplicación de Níquel por deposición electroquímica. Este proceso, denominado *Electroless Níquel*, se usa generalmente como revestimiento anti corrosivo y anti desgaste y permite aplicar capas de Níquel con una precisión de $5\mu\text{m}$. El proceso consiste básicamente en la aplicación del Níquel mediante una reducción química autocatalítica. Para que el proceso funcione, se necesita un agente reductor que reaccione con el Níquel para lograr su deposición a la pieza metálica. Previo al tratamiento, la pieza debe ser limpiada ya que de otra manera cualquier suciedad o irregularidad en la superficie permanecerá allí.

Teniendo la posibilidad de aplicar un recubrimiento de Níquel a las piezas, se procedió a tomar medidas de espesor de las piezas en múltiples lugares para determinar con mayor precisión qué tan

irregular era la superficie. Se utilizó un micrómetro para medir con mayor exactitud y se midieron las tres piezas más críticas: Las dos piezas móviles y la cubierta. Los espesores variaban alrededor de las 5 milésimas de milímetros en una misma pieza, sobre todo en las zonas donde había agujeros ya que claramente allí había quedado rebaba. Para mitigar estas irregularidades, se procedió a utilizar la máquina pulidora ubicada en el CEDIM. Una vez que se tenían las piezas pulidas y con las diferencias de espesores bien identificadas, se procedió a hacer un análisis respecto a cuál es el juego más conveniente para lograr un compromiso entre disminuir la fricción entre las piezas sin hacer que el escape del gas sea excesivo.

Para ello, se recurrió a las simulaciones en CFD que se habían realizado previo a este proyecto y donde se había determinado que la capa límite tendría un espesor de $0,1\text{ mm}$. Conociendo el espesor de la capa límite, se consideró prudente hacer que la deposición de Níquel fuera del equivalente a un 20% del espesor de la capa límite, es decir, $0,02\text{ mm}$. Esto permitía tener un huelgo necesario para que las piezas móviles fueran accionadas por los actuadores sin roce excesivo, pero que el huelgo siga siendo menor a la décima de milímetro y por lo tanto contar con los efectos viscosos de la capa límite como sello para prevenir que el gas se escape por ese huelgo.

La pieza a aplicar el *Electroless Níquel* sería la pieza central (denominada cubierta) y las medidas en el espesor se encontraban en el rango de $1,985$ a $1,990\text{ mm}$. Por lo tanto, el espesor final de la pieza considerando la precisión de 5 micrones en la deposición sería de $2,03 \pm 0,02\text{ mm}$. Las piezas móviles, que incluyen el perfil de la tobera por su parte se encuentra en $1,99 \pm 0,01\text{ mm}$ con lo cual resultaría en los siguientes valores de juego para el ajuste:

- Juego Máximo: $0,07\text{ mm}$ (la mitad, es decir, $0,035\text{ mm}$ equivale al 35% del espesor de la capa límite)
- Juego Mínimo: $0,01\text{ mm}$ (la mitad, es decir, $0,005\text{ mm}$ equivale al 5% del espesor de la capa límite)

Una vez niquelada la pieza, el conjunto estaba listo para su ensamble y los ensayos.

2.2 Fabricación de piezas auxiliares

En cuanto a los sujetadores, al no tener ninguna otra función más que el posicionamiento del conjunto y de los piezoeléctricos y entendiendo que no serán sometidos a cargas significativas de ningún tipo, se buscó un método alternativo de fabricación que sea más rápido y económico. Por ello se decidió fabricar las piezas utilizando la impresión 3D. Las piezas se fabricaron con PLA (Ácido Poliláctico). Además de las razones ya expresadas, se decidió también su impresión en 3D debido a que su fabricación en metal probablemente se debiera hacer mediante otro proceso distinto al que se propondría para el resto del conjunto. Esto se debe a su complejidad geométrica fuera del plano (su fabricación no es posible a partir de una chapa tal como se podría fabricar el resto del conjunto). Por otro lado, fabricarlas con metales produciría agregar más peso al conjunto innecesariamente. La impresión de plástico en 3D resolvía todos estos problemas y a un costo considerablemente inferior.

Sin embargo, la impresión en 3D tiene también su desventaja y estas son las tolerancias dimensionales y la calidad superficial. En cuanto a las tolerancias geométricas, estas podrían afectar principalmente el posicionamiento de los piezoeléctricos dado que la pieza contiene dos ranuras por las cuales los piezoeléctricos encastran. Si estas ranuras no están directamente alineadas con la ranura que tienen las piezas móviles del conjunto, entonces la sección de garganta inicial sería distinta a los $0,6\text{ mm}$ de garganta nominal que se habían determinado por diseño. Por otro lado, la pieza también contiene agujeros que tienen que coincidir con agujeros pasantes que se ubican en el conjunto metálico. En cuanto a la calidad superficial, esta no es una variable que afecte al funcionamiento del conjunto y por ello no se le dio mucha importancia. Se muestran a continuación las piezas fabricadas en impresión 3D.

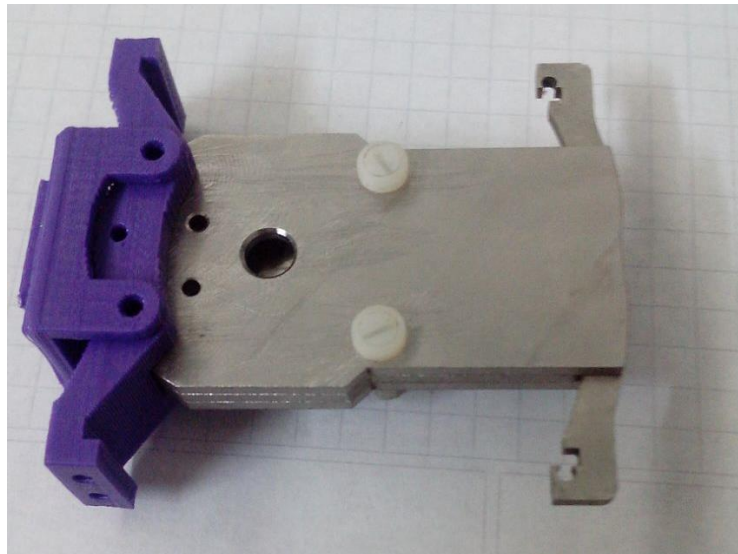


Figura 27. Conjunto armado con piezas impresas en 3D.

3. Instrumentación de la cámara de ensayos

El banco de pruebas para ensayar este tipo de artefactos debe cumplir con los siguientes requisitos:

- Replicar las condiciones ambientales reales de uso de la tobera: Esto implica principalmente lograr el mejor vacío posible. Para ello, la cámara además de estar perfectamente sellada, debe tener un conducto de escape del aire donde se conecte una bomba de vacío.
- Ser lo suficientemente espaciosa para poder albergar no solo al prototipo a ensayar sino también los sensores necesarios, la balanza y las conexiones eléctricas pertinentes permitiendo a los usuarios fácil acceso y fácil manipulación de los componentes.
- Estar aislada del ruido electrónico que pueda alterar las mediciones de los sensores

El banco de pruebas se podría dividir en tres partes:

1. La primera parte corresponde a la cámara de vacío en sí, en donde se realizan todas las pruebas necesarias para evaluar el funcionamiento de la tobera. Esta consiste en un recipiente cilíndrico hecho con acero inoxidable y una tapa bridada con accesos auxiliares a la misma que permiten la generación de vacío y su instrumentación. Adentro de ella se encuentra la balanza, espumas y alfombras cuyo objetivo es minimizar las vibraciones propias de la operación de la bomba de vacío y del exterior, sensores, una válvula solenoide y la tobera.
2. El gabinete electrónico ubicado por encima de la cámara de vacío en el cual se albergan todos los componentes electrónicos necesarios para adquirir datos y alimentar los componentes. El gabinete, además de servir de soporte estructural para los equipos eléctricos y electrónicos, tiene la función de aislar a todos los componentes del ruido electrónico actuando como una jaula de Faraday.
3. Por último, se podrían agrupar a todos los dispositivos que no se ubican ni dentro de la cámara ni en el gabinete, por ejemplo: La bomba de vacío, la fuente, el interruptor de la válvula solenoide, la computadora utilizada para adquirir los datos y el sensor de presión ambiente (de la cámara) y el sensor de caudal.

En las fotografías siguientes se muestra el banco de pruebas donde se pueden observar varios de los elementos mencionados anteriormente. En la segunda fotografía, se detalla el contenido del gabinete en el cual residen todos los componentes electrónicos encargados de transmitir la información de los sensores a la placa de adquisición de datos.

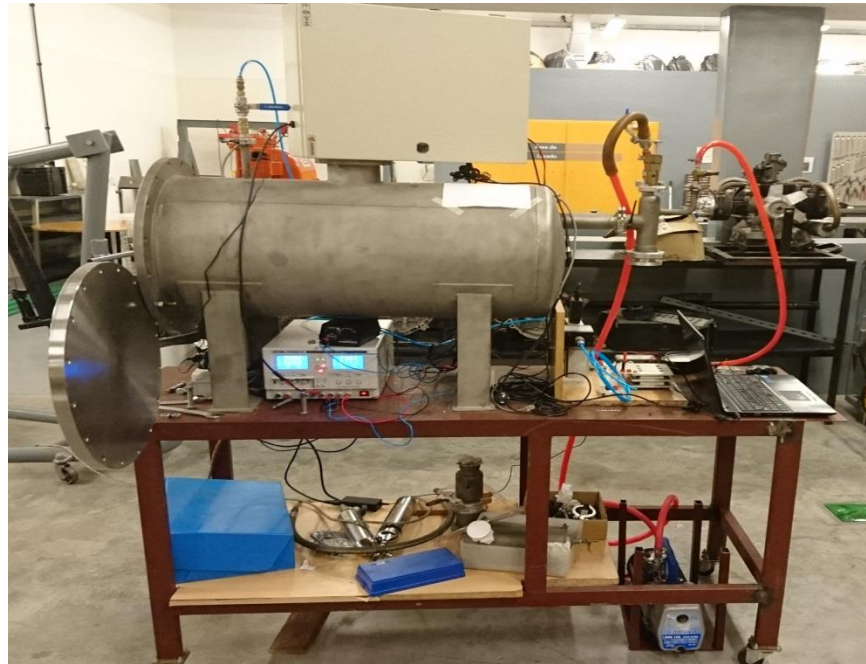


Figura 28. Banco de ensayos.

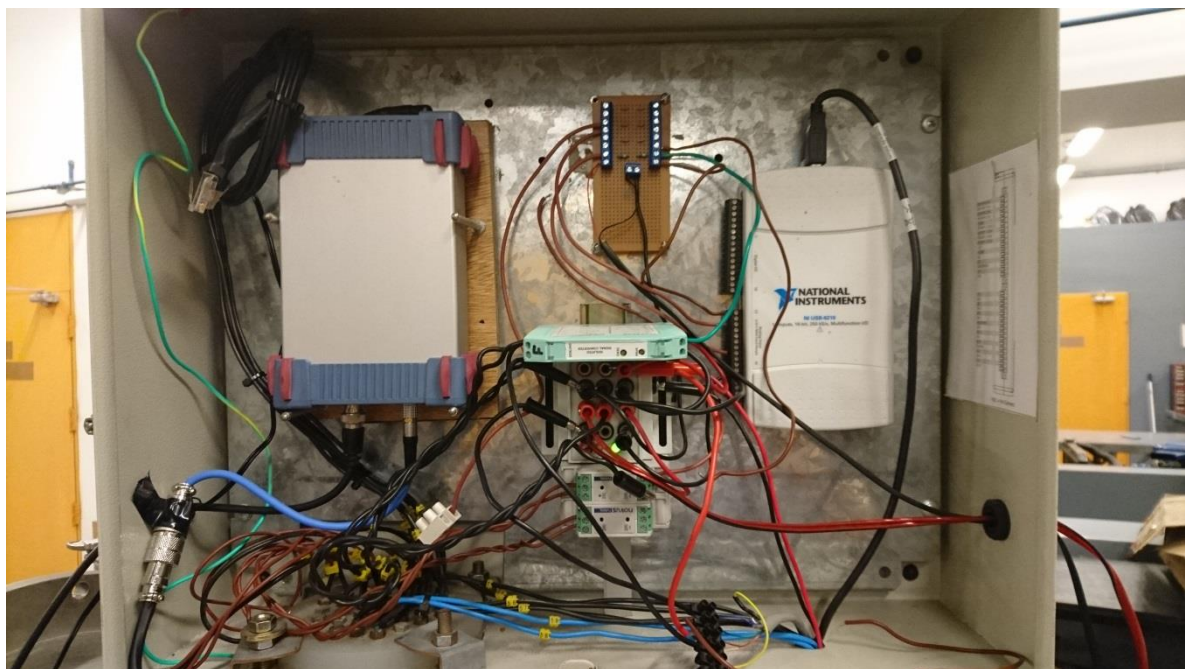


Figura 29. Gabinete de conexiones

3.1 Sensores

Los sensores necesarios son principalmente los nombrados a continuación:

- **Sensores de presión:** El conocimiento de esta variable es menester en dos condiciones distintas. En primera instancia, es necesario un sensor para conocer la presión con la que el gas entra a la tobera y de allí poder hacer los cálculos pertinentes para entender los distintos estados del gas una vez dentro de la tobera. Por otro lado, es necesario colocar otro sensor de presión más para conocer la presión ambiente de la cámara de ensayos. Ya se mencionó anteriormente que los ensayos se realizan buscando vacío dentro de la cámara. Por lo tanto, es necesario para evaluar correctamente el desempeño de la tobera conocer la presión ambiente de la cámara.



Figura 30. Sensor de presión Nagano



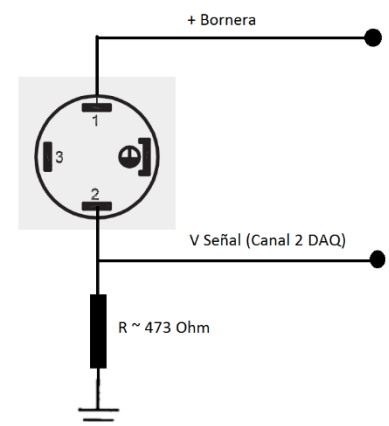
Figura 31. Vacuómetro tipo Bourdon

En la imagen superior se muestran los dos sensores utilizados: Un sensor Nagano para medir la presión manométrica en la línea de gas que fluye hacia la tobera, y un vacuómetro tipo Bourdon para medir la presión ambiente en la cámara de vacío. A continuación, se describen con mayor detalle las características generales de cada sensor:

- **Sensor Nagano, Línea SML:** Sensor de presión para uso industrial con un rango de presión de hasta 1000 bar (rangos estándar de 0-10 hasta 0-250 bar). Funciona mediante una membrana sensible a los cambios de presión y cuyos movimientos se traducen en una señal eléctrica de 4-20 mA. Tiene un voltaje de operación de 9-32 V_{DC} con una precisión menor a 0.5% del fondo de escala a temperatura ambiente. En la figura de la derecha se muestra la conexión de este tipo de sensor.

En la figura se muestra una resistencia de 473 Ohm. Esto resulta en un rango de voltaje de señal del sensor de entre 1,89 V y 9,86 V. Considerando que la placa de adquisición DAQ (ver **Sección 3.3**) tiene un rango de lectura de 0-10 V, esto implica una pérdida de un 24,32% sobre el rango de

Figura 32. Esquema de conexión eléctrica del sensor de presión.



lectura de la placa. Se utilizó esta resistencia, en lugar de una de 500 Ohm para el sensor de presión, ya que esta era la magnitud menos relevante para la evaluación del prototipo. Esto se debe a que las variables a las que mayor relevancia se les dio para la evaluación del prototipo fueron empuje y caudal másico.

- **Vacuómetro Bourdon**: Sensor sin salida digital. Se utiliza simplemente para verificar que se haya alcanzado vacío en la cámara y para limitar el flujo del gas a la cámara hasta que se alcanza una determinada presión en los ensayos. Tiene una escala de 0-50 *mBar*. Tal como indica su nombre, funciona mediante el principio de funcionamiento tipo Bourdon, es decir, una pieza metálica aplanada y enrollada en forma de espiral. Un extremo de la pieza, es soldado al perno roscado del vacuómetro, formando con este un único cuerpo; el otro extremo cerrado, en cambio, es liberado. Al aumentar la depresión o la presión en su interior, el muelle tiende a deformarse, modificando su posición original (efecto Bourdon). El movimiento del extremo libre del muelle determina la depresión-presión. Todo el conjunto está protegido por una robusta caja metálica, que incluye el cuadrante y el indicador, visibles a través de un cristal.
- **Caudalímetro Alicat Scientific de la serie M**: Variable de gran importancia para conocer cuánto caudal de gas demanda la tobera y poder contrastarlo con el caudal teórico que debería demandar. Se ubica fuera de la cámara, cercano a la zona de admisión del aire y aguas abajo de un deshumidificador tal como se muestra en la foto siguiente. Con un voltaje de alimentación de 18-36 V y con una salida de 4-20 mA. Tiene capacidad para calibrarlo para distintos gases o mezcla de gases.

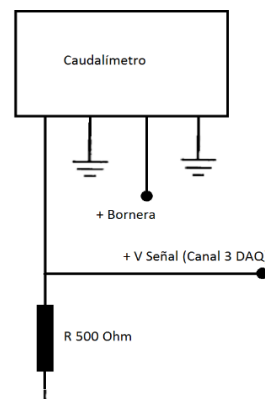


Figura 33 y 34. Caudalímetro de gases y esquema de su conexión eléctrica.

Se utilizó una resistencia de $500 \pm 1 \text{ Ohm}$ debido a lo explicado anteriormente al describir el sensor de presión.

- **Celda de carga:** La celda de carga es un sensor utilizado para medir el empuje que realiza la tobera. La celda de carga con la que contaba el banco debió ser modificada ya que esta contaba con un rango de medición considerablemente alto lo cual implica que la magnitud del error de medición es mayor que el de una celda de carga con un rango de medición menor. Esto se debe a que el error de medición proporcionado por los fabricantes es directamente proporcional con el fondo de escala del sensor. Por lo tanto, a mayor rango de medición, mayor error sería introducido en el valor medido. Sabiendo esto, se buscaron alternativas a la celda de carga. Se buscaron proveedores tanto nacionales como internacionales, teniendo como prioridad el rango de medición que ofrecían. Los proveedores nacionales como MLBalanzas, KYASERV, FLEXAR SRL, BSL-Celdas y PREC-Precisión, por nombrar algunos, ofrecían celdas de cargas con rangos muy variados, pero todos a partir de los 2 Kg.

Distinta era la situación al buscar proveedores en el extranjero, donde se ofrecía muchísima más variedad y los rangos podían ser hasta tan pequeños como 100 gramos.

La celda de carga seleccionada finalmente es una **RAPG Low Capacity Single Point** de aluminio provista por Loadstar Sensors ubicada en California, Estados Unidos. Esta celda tiene la capacidad de medir hasta 300 gramos y el error es un 0.02% respecto del fondo de escala. Este tipo de celda de carga mide por flexión. Es por eso que se la sujeta de un extremo y en el otro extremo se coloca el equipo (en este caso la tobera) del cual se medirá su carga o empuje.

Con esta nueva adquisición se minimizaba una fuente de error de la medición.



Figura 35. Celda de carga

La celda de carga es alimentada por 10V_{DC} con un máximo de 20 V_{DC}. Por su principio de funcionamiento (strain gauge/Puente de Wheatstone) la señal de salida de la celda que es de 0-10 V, es conducida a un transmisor encargado de amplificar la señal emitida y transmitirla (en este caso a una placa de adquisición de datos) en el tipo de señal configurable. Para este caso, el transmisor utilizado es un **DATEXEL Strain Gauge Converter DAT 5025**, que se muestra a continuación, el mismo convierte la señal 0 a 10 V de la celda a 4-20 mA.



Figura 36. Transmisor de celda de carga

La celda de carga, requiere estar montada y sujeta tal como se muestra en la figura siguiente en una planchuela de metal denominada **balanza** y cuyo objetivo es ser el soporte estructural del conjunto tobera/mecanismo, sensores y válvulas. Más adelante se detallará más sobre la balanza en sí. Para fijar la celda de carga, se utilizan pernos M3 que fijan la celda a la balanza y además se usa el siguiente arreglo:

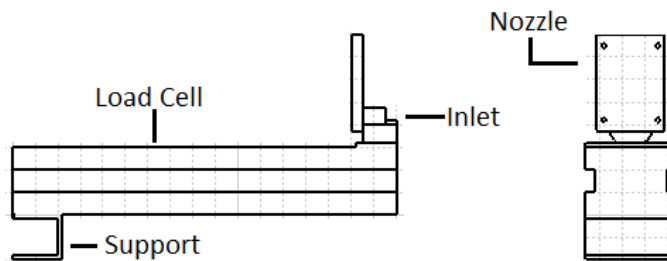


Figura 37. Unión celda-tobera-balanza

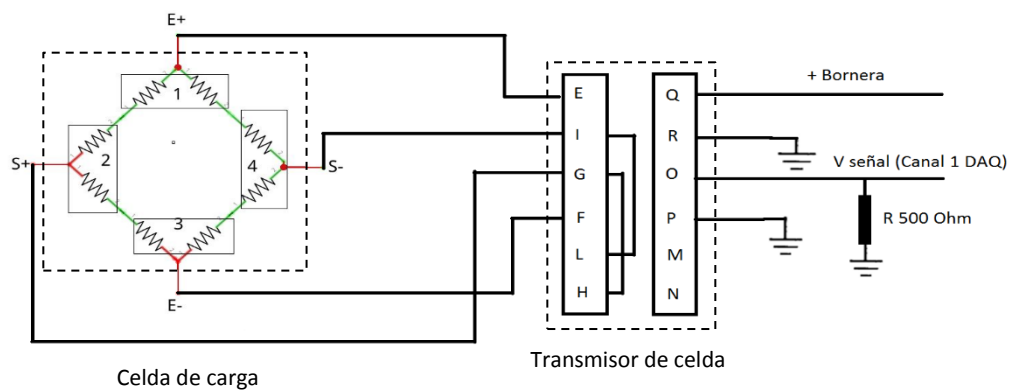


Figura 38. Esquema de conexión eléctrica de la celda de carga.

3.2 Equipamiento auxiliar y líneas

Por otro lado, además de los sensores, la cámara de ensayos cuenta con una línea dedicada al transporte del gas para la tobera y otra línea para la generación de vacío.

La línea de vacío cuenta principalmente con el elemento generador de vacío, una bomba **Dosivac** de la línea **DVR 140** con una capacidad de extracción de *160 litros por minuto*. Es una bomba compacta, rotativa a paletas de dos etapas que permite obtener un nivel de vacío elevado en relativamente poco tiempo. Se muestra en las figuras siguientes una tabla con sus características principales y a la derecha una imagen de la bomba.

DVR 140	
Motor	1/2 HP
Potencia	50 / 60 Hz
Frecuencia	1440 @ 50 Hz
RPM	1730 @ 60 Hz
Tensión	110 / 220 V
	Arranque por capacitor
	Protector térmico c/ react. automática
Desplazamiento	140 l/min @ 50 Hz
	170 l/min @ 60 Hz
Nº etapas	2
Vacío nominal	15 µm Hg
	0.020 mbar
Conexiones	1/4" FLARE - 1/2" ACME
Peso	15,9 kg
Ancho	14,5 cm
Altura	26,5 cm
Longitud	43 cm
Cont. de aceite	1 litro

Figura 39. Bomba de vacío y sus especificaciones técnicas.



De la entrada de la bomba sale una manguera comprada especialmente para que esta no colapse durante la etapa de generación del vacío que conduce a una especie de *manifold* que se muestra en la imagen siguiente y que es la entrada a la cámara de vacío. Nótese en la imagen que previo a la conexión de la manguera a la cámara de vacío, la línea ya cuenta con 2 válvulas de bloqueo: Una válvula propia de la bomba a la salida de esta y otra válvula mariposa cercana al *manifold*.

El *manifold* cuenta con 3 puertos de entrada/salida los cuales son ocupados por: El escape de aire a través de la bomba, el vacuómetro Bourdon y una válvula aguja cuyo propósito es el de permitir la entrada de aire a la cámara de manera paulatina en la operación de ruptura de vacío. Es posible conectar otro dispositivo al *manifold* por medio de otra entrada que tiene en la parte inferior pero ya que este no se utilizaba se fabricó especialmente una tapa de aluminio que se realizó en uno de los tornos del taller.

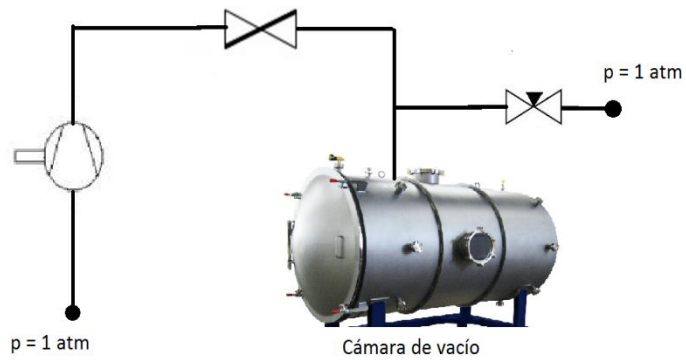


Figura 40 y 41. Línea de vacío y esquema del circuito de vacío.

La otra línea de aire, es la línea que conduce directamente a la tobera. Esta línea de aire atraviesa inicialmente el caudalímetro y una válvula mariposa, ambos exteriores a la cámara de vacío. Una vez que el aire fluye a través de la válvula mariposa, se adentra a la cámara y pasa por el sensor de presión Nagano e inmediatamente se encuentra una válvula solenoide *on/off*. Aguas abajo de la válvula se encuentra la tobera (ver *Figura 45*). Todo este tramo lo realiza en un tubo de PVC de 5 mm de diámetro interno que se puede apreciar en la foto siguiente donde se muestra un detalle de la válvula mariposa que se encuentra justo antes de la entrada a la cámara de vacío. Toda la línea cuenta con acoples neumáticos racor automáticos que facilitan el armado y desarmado de la línea.



Figura 42, 43 y 44. Acople rápido, válvula mariposa en línea de alimentación y sensor de presión y válvula solenoide.

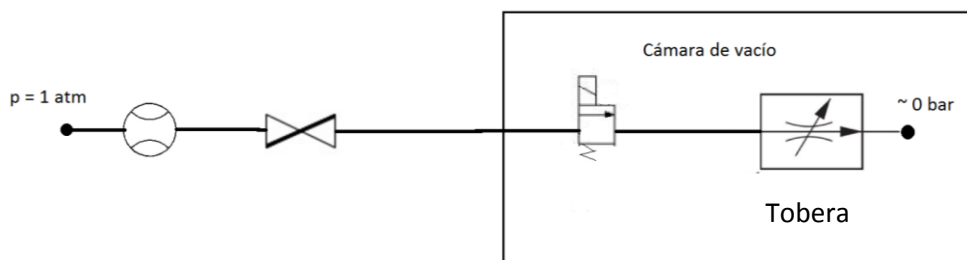


Figura 45. Esquema del circuito de alimentación de la tobera.

Por otra parte, como se ha mencionado anteriormente, al describir los piezoeléctricos seleccionados, la alimentación de estos es de $\pm 100V$. Para alimentarlos se recurrió a una fuente de alimentación del laboratorio de energía y se compró a *Noliac*, la misma empresa proveedora de los actuadores, un *driver* específico para los piezoeléctricos comprados que amplificaba el voltaje que enviaba la fuente. Es decir, la fuente era operada manualmente mediante las perillas que regulan el voltaje, de 0 a 10 V y el driver amplificaba ese voltaje de -100 a 100 V. La manera en que el *driver* amplifica el voltaje es configurable mediante unos botones ubicados en el panel posterior, es decir, que se puede configurar el voltaje de output para que sea de $\pm 100V$ o de 0 a 200V, según el movimiento que se desee que realicen los piezoeléctricos. Mediante el uso de este equipo se obtiene una alimentación sencilla y segura a la hora de manejar 100V. El equipo en cuestión se muestra a continuación y también se exhibe un diagrama de las conexiones eléctricas:

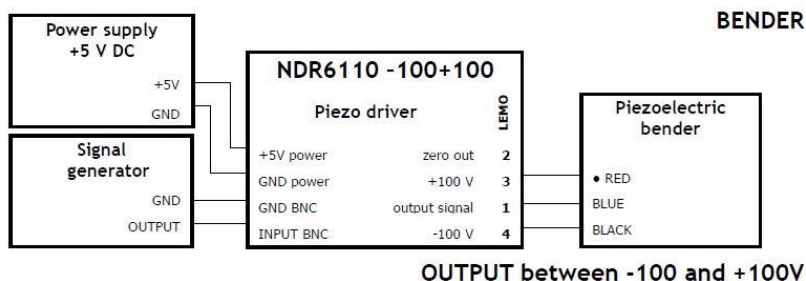


Figura 46. Driver y conexión eléctrica piezoeléctricos-driver.

3.3 Puesta a punto del banco

Si bien el banco de pruebas ya había sido utilizado y contaba con gran cantidad de conexiones eléctricas pertenecientes a los sensores utilizados para las pruebas de los prototipos de tobera con garganta fija, era necesario realizar algunas modificaciones en el esquema para adaptarlo al prototipo a construir.

En primer lugar, se debieron revisar todas las conexiones eléctricas ya que habían estado en desuso por un tiempo y por lo tanto se temía que alguna pudiera estar afectada. Además, la cantidad de sensores que se habían utilizado anteriormente era distinta ya que las pruebas anteriores se habían realizado con butano a alta temperatura. Por lo tanto, había conexiones innecesarias que anteriormente servían para el circuito de medición de temperatura.

En segundo lugar, se harían modificaciones importantes respecto a la configuración que había inicialmente:

- *Placa de adquisición de datos:* Así como anteriormente se mencionó que la celda de carga fue modificada respecto a la que había anteriormente, un cambio similar se produjo con la placa de adquisición de datos. Para los ensayos realizados se utilizó una placa **National Instruments de la serie M** con conexión USB, de 16 bits con 16 entradas analógicas y velocidades de muestreo multicanal es de 250KS/s. Esta placa tiene la ventaja de que la adquisición de datos se puede realizar de manera relativamente sencilla mediante el **software LabView** el cual está diseñado para integrarse de modo PnP con el hardware ofrecido por *National Instruments*. El programa de adquisición y medición a tiempo cuasi real de datos se encuentra descrito en la sección siguiente.



Figura 47. National Instruments DAQ 16-bit (placa de adquisición de datos)

- *Reemplazo del sensor de presión:* Para medir el vacío dentro de la cámara, originalmente se utilizaba un sensor Pirani, digital, con capacidad para medir presiones tan bajas como hasta 1×10^{-5} mbar. Por supuesto que esa presión no era alcanzable con la bomba de vacío utilizada pero el sensor permitía tener un valor considerablemente preciso y de manera digital, lo que resultaba muy conveniente. Sin embargo, por razones aún desconocidas, el sensor dejó de funcionar correctamente y se lo tuvo que reemplazar por un vacuómetro del tipo Bourdon analógico con un rango de medición de 0 a 50 mbar.

- *Agregado de conexiones para el mecanismo piezoeléctrico:* Se debieron realizar las conexiones pertinentes para hacer funcionar el mecanismo. Conexión fuente - driver y finalmente driver- piezoeléctricos (2 piezoeléctricos en total).

- *Manufactura de la balanza:* Se denomina balanza a una planchuela de aluminio que contiene al conjunto tobera/mecanismo, la celda de carga, el sensor de presión y la válvula solenoide "On/Off" que permite o no el paso del aire desde el exterior a la tobera. La balanza tiene como objetivo principal servir de soporte estructural a todos los elementos mencionados antes y además debe aislar a la celda de carga de cualquier vibración externa que pueda existir durante los ensayos. Para ello, la balanza debe estar equilibrada, es decir, que los pesos deben estar correctamente distribuidos dentro de la planchuela con el objetivo de que esta no se mueva al momento de ensayar la tobera y debe ser un elemento relativamente pesado. La balanza se realizó reutilizando una planchuela de aluminio de aproximadamente $600 \times 350 \times 15$ mm, a la cual se le realizaron las perforaciones correspondientes para poder fijar la celda de carga y se fabricó un cilindro de plástico con una ranura para albergar tanto al sensor de presión como a la válvula solenoide. El tocho de plástico, además de servir como soporte estructural, tiene el objetivo de hacer lo más corto y recto posible el tramo de manguera que une la válvula solenoide - tobera y así minimizar el movimiento repentino de la manguera al instante en el que se hace circular el aire aguas debajo de la válvula solenoide. Es de vital importancia minimizar los movimientos repentinos de la manguera que conduce el aire ya que la tensión generada se puede ver traducida en la celda de carga y de esta manera afectar las mediciones. Se muestra en la *Figura 44* el cilindro de plástico, la válvula y el sensor. La balanza reposa dentro de la cámara en tramos de alfombras y paneles de espuma rígida de Poliuretano con el objetivo de minimizar las vibraciones del exterior y las propias de la operación de la tobera

3.4 Programa de adquisición

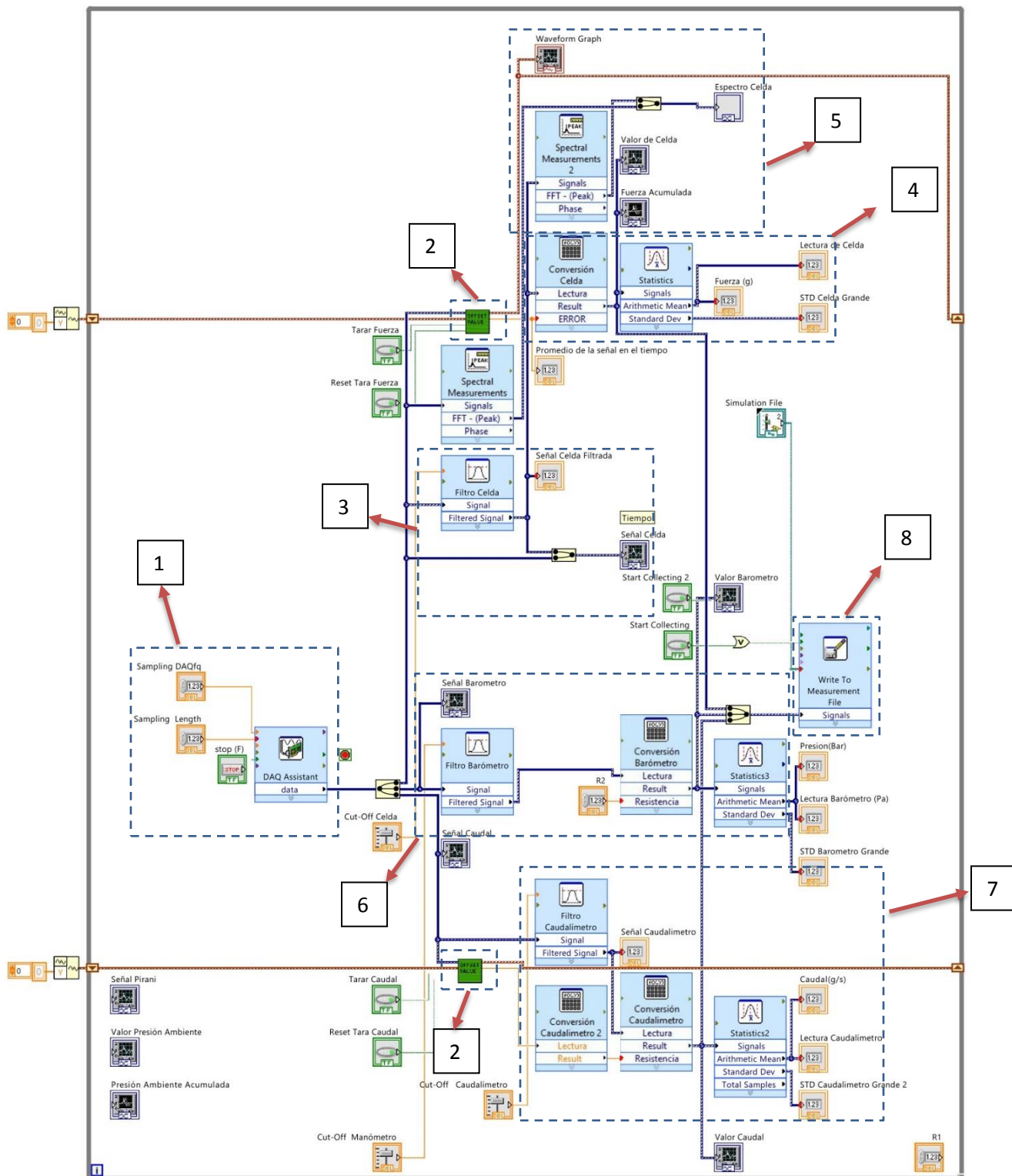


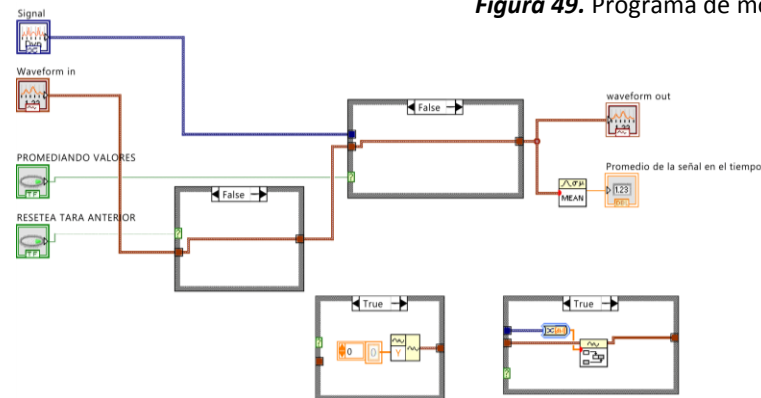
Figura 48. Programa de adquisición de datos (LabView 2011)

El programa de adquisición mostrado en la figura anterior, se realizó en “*National Instruments LabVIEW 2011*” ya que el *hardware* que se utilizó para la adquisición de datos, la placa *DAQ National Instruments de 16-Bit* pertenece al mismo fabricante. El programa cuenta con los *drivers* necesarios para trabajar con el equipamiento mencionado, y permite la visualización y post-proceso de los datos relevados por los sensores en tiempo cuasi real.

Secciones del código:

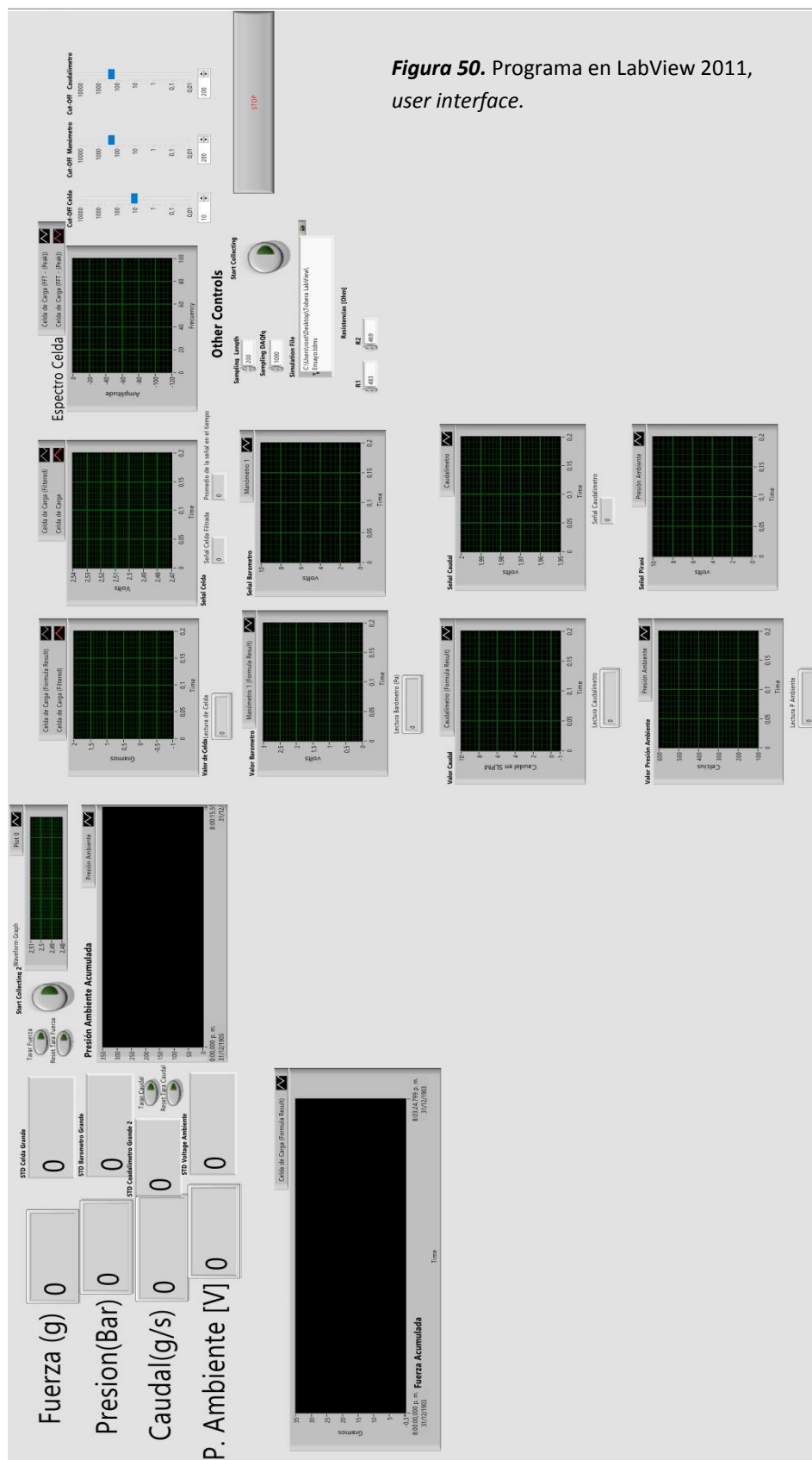
1. Módulo de adquisición: es el encargado de actuar como interfaz entre el programa y el DAQ. Se seteo una frecuencia de adquisición de *10 kHz* con tres canales para los tres sensores con señal de 0-10 V que se utilizaron (celda de carga, presión y caudalímetro).
2. Módulo de tara: este módulo cumple la función de tarar las salidas de la celda de carga y el caudalímetro en los inicios de los ensayos de manera tal de substraer de la medición cualquier valor inicial que no es interés del ensayo.

Figura 49. Programa de módulo de tara



3. Módulo de filtro-celda de carga: este módulo tiene la función de aplicar un filtro pasa bajos numéricos de tipo *Butterworth* de forma tal de eliminar ruidos de fuentes indeseadas, como por ejemplo la tensión de línea (*50 Hz*). La frecuencia de corte se determina manualmente desde la *UI (User Interface)* del programa.
4. Módulo de conversión y estadística – celda de carga: este módulo se encarga de realizar la conversión de voltaje de salida a gramos de la señal filtrada como función del fondo de escala del instrumento. Asimismo, se realiza un promedio y desvío cada 1000 datos de muestra.
5. Módulo de descomposición espectral – celda de carga: se procede a realizar una *FFT (Fast Fourier Transform)* con una muestra de tamaño 1000. De esta manera se permite visualizar las frecuencias que afectan la señal en el momento del ensayo y decidir sobre la frecuencia de corte en 3.
6. Módulo de filtro – conversión – estadística de barómetro: similar a celda de carga.
7. Módulo de filtro – conversión – estadística de caudalímetro: similar a celda de carga.
8. Módulo de exportación de datos: sección del código encargada de la generación del archivo de datos del ensayo, típicamente “. *tdms*”.

A continuación, se muestran imágenes de la *UI (User Interface)* del programa así como fotografías del mismo en funcionamiento.



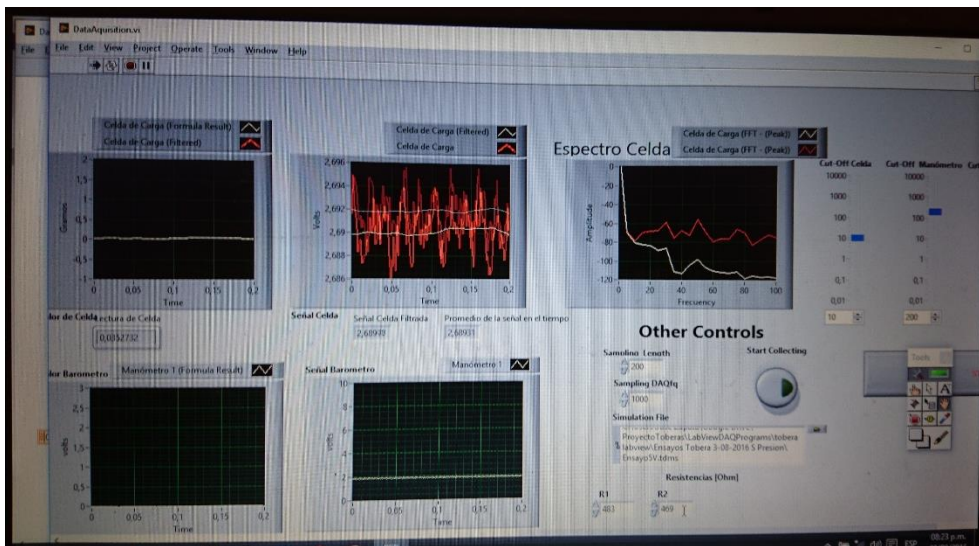
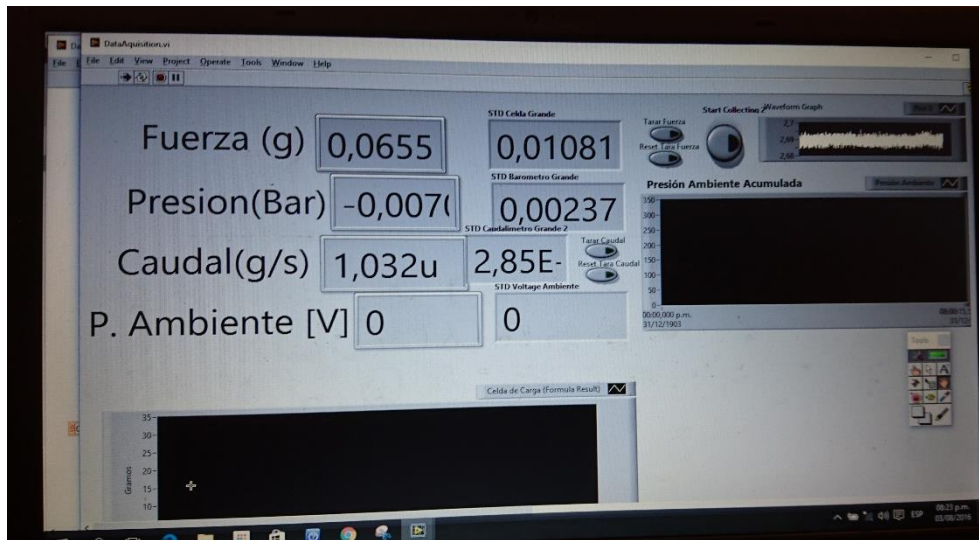


Figura 51. Resultados del programa vistos desde UI en funcionamiento.

4 Ensayos

Una vez fabricado el conjunto, incluido el niquelado de las piezas y las piezas en 3D, y con el banco de pruebas a punto, se procedió a ensamblar y ensayar el prototipo. Se realizaron múltiples ensayos antes de poder arribar a resultados concluyentes o al menos, determinantes. Se debieron realizar modificaciones al diseño ya construido para superar inconvenientes de fugas e incluso modificaciones en la línea de aire y del programa de adquisición de datos.

Para mayor información acerca del protocolo y las condiciones de ensayos, referenciarse al **apéndice A**. Se describen a continuación los ensayos realizados.

4.1 Primer ensayo: Análisis cualitativo del mecanismo

El primer ensayo fue de carácter exclusivamente cualitativo. Por cuestiones obvias, el objetivo de este no fue el de obtener datos definitivos sobre el funcionamiento del conjunto sino analizar cuestiones básicas como, por ejemplo, si el mecanismo funciona, si el programa de adquisición funciona tal como fue diseñado, observar si ocurren problemas no previstos y observar y analizar cualitativamente y de manera gráfica las curvas que se obtienen de presión, caudal y empuje. Es decir, este ensayo iba a permitir despejar todas las incertidumbres en cuanto a variables que anteriormente no se habían podido cuantificar.

Se siguió el protocolo de ensayos descripto y se realizaron 12 ensayos comenzando desde 0V hasta 11V entregados a los actuadores. Durante el ensayo, se hizo evidente la necesidad de buscar un sellado auxiliar que permitiera reducir las pérdidas ya que estas no eran las que se habían previsto durante el diseño y se observaba poca variación en el empuje y en el caudal.

Por otro lado, además de las fugas se observaba un fenómeno transitorio en el inicio de la curva de empuje que exhibía un aumento inicial del empuje y una consecuente abrupta caída. Este comportamiento no era de ninguna manera un comportamiento habitual o esperado en el ensayo y por lo tanto se procedió a buscar el porqué de este comportamiento y que acciones se podrían hacer para poder eliminarlo en los próximos ensayos. Luego de analizar el porqué de este comportamiento y realizar distintas evaluaciones experimentales, se determinó que la curva exhibía dicho comportamiento debido a que la válvula solenoide que controlaba el flujo a la tobera se ubicaba demasiado próxima a esta y por lo tanto el aumento repentino de caudal causaba que el empuje aumente desproporcionadamente al inicio y luego disminuya a sus valores nominales abruptamente. Es decir, que el llenado del tramo de línea que faltaba hasta llegar a la tobera desde la válvula solenoide era relativamente corto y, por lo tanto, al abrir la válvula, el aire que entraba lo hacía de tal manera que generaba un golpe en la manguera y la tensionaba generando el pico que se observaba en la gráfica siguiente.

Por ello, cuando se cambió el esquema de ensayo, se abrió primero la válvula solenoide ubicada dentro de la cámara y luego se abrió la válvula mariposa ubicada fuera de la cámara. Esto generaba que en el tramo desde la válvula mariposa hasta la válvula solenoide exista una caída de presión tal que minimice el impacto inicial en la curva de empuje.

Ensayo 0 V

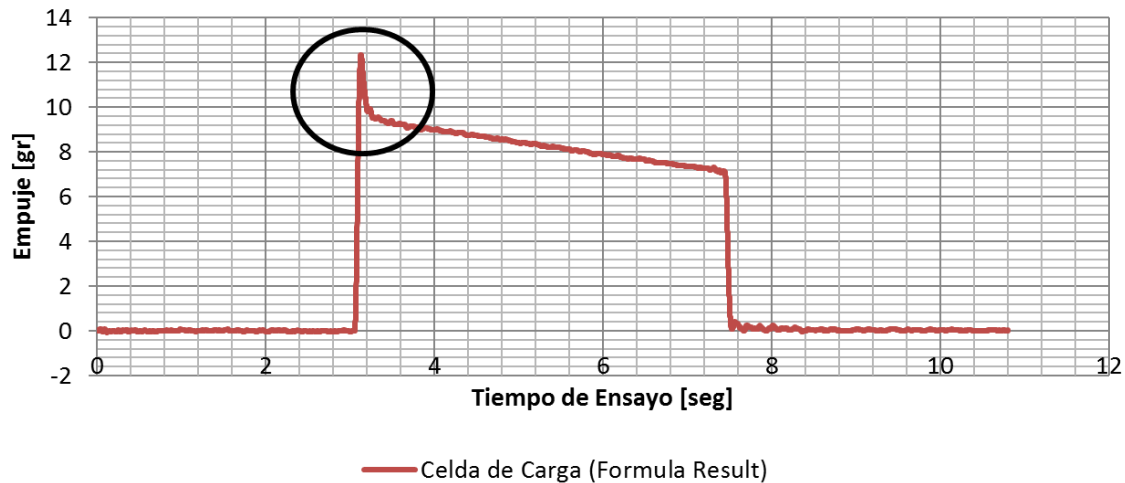


Gráfico 1. Empuje vs. tiempo, presencia de pico en empuje.

El primero de los ensayos realizados permitió entonces obtener conclusiones sobre que mejoras se pueden hacer para maximizar el funcionamiento de la tobera y del mecanismo propuesto. Asimismo, fue el primer ensayo donde se obtuvieron las curvas de empuje y donde se apreciaba su variación conforme se modificaba la sección de garganta.

La conclusión más importante del primer ensayo realizado fue que era menester realizar un sellado perimetral a todo el conjunto y minimizar lugares potenciales de fuga, por ejemplo, los pernos. Por otro lado, se había observado que lograr un movimiento perfectamente simétrico de parte de los actuadores era muy difícil de conseguir, sino imposible. Esto se podía deber al roce proveniente de la falta de planitud o del rectificado practicado a las piezas sobre las cuales reposan las partes móviles. Si bien se habían pulido para buscar una superficie lo más pareja posible, se hacía evidente al momento de ensayar el movimiento de los actuadores

4.2 Segundo ensayo: Verificación de fugas, sellado y trabajo sobre la asimetría en los actuadores

Después de haber realizado el primer ensayo y de analizar los resultados obtenidos y realizar conclusiones sobre el performance observado, se trabajó principalmente en resolver los problemas surgidos, sean estos:

- Las fugas en el conjunto
- El movimiento asimétrico observado en los piezoeléctricos

El primer paso para solucionar las fugas en el conjunto era identificar justamente donde ocurrían estas. Para ello, se utilizó un compresor y se preparó una línea más corta que se tendió desde el compresor hasta el conjunto, con una válvula mariposa para regular, sin tener control fino, el caudal de aire comprimido.



Figura 52. Línea de presión para verificación de fugas.

El método de verificación consiste en enviar aire a presión (1 bar) al conjunto y verificar al tacto si hay escape de aire por otros lugares que no sean la de salida de diseño. Luego, se procede a aplicar espuma en la periferia del conjunto y en los agujeros donde se ubican los pernos y evaluar la formación de burbujas en esas zonas. Se observó que efectivamente se producían burbujas en todo el perímetro, tal como era esperado, pero principalmente en el extremo opuesto al de la salida de aire del conjunto. Las fugas observadas se muestran en la figura siguiente.

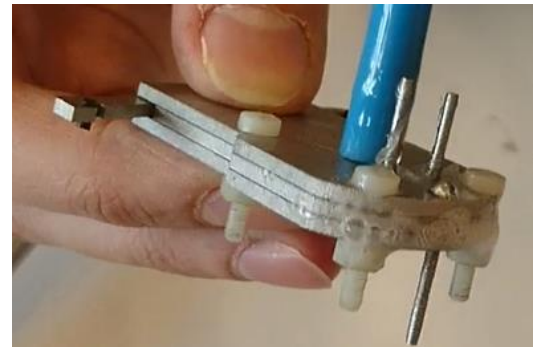


Figura 53. Fugas siendo evaluadas mediante el uso de espuma.

Por otro lado, aunque en menor medida, se observaron fugas en los pernos blancos y los pernos metálicos. Una vez que se observaron los puntos de fuga, se procedió a desarmar el conjunto y a limpiar las distintas partes. Durante la limpieza de las piezas, se notó el deterioro por la manipulación de las piezas y particularmente en las piezas móviles que contienen los perfiles de la tobera. Se puede observar en la figura siguiente el daño localizado que tiene una de las piezas.



Figura 54. Desgaste superficial de una de las toberas.

Este daño en la pieza está producido por un roce que tiene con una arista de la pieza más cercana y con la cual conforman lo que sería el punto del pivote de las toberas. La figura debajo, muestra la zona de roce mencionada y como está afectó a las piezas. Comparando con la pieza “hermana”, esta no presenta la misma situación, por lo que una de las posibles causas sea que el perno que fija la posición de la pieza pivotante no está en la posición de diseño y este puede ser un factor determinante a la hora de querer lograr un movimiento simétrico con los actuadores.

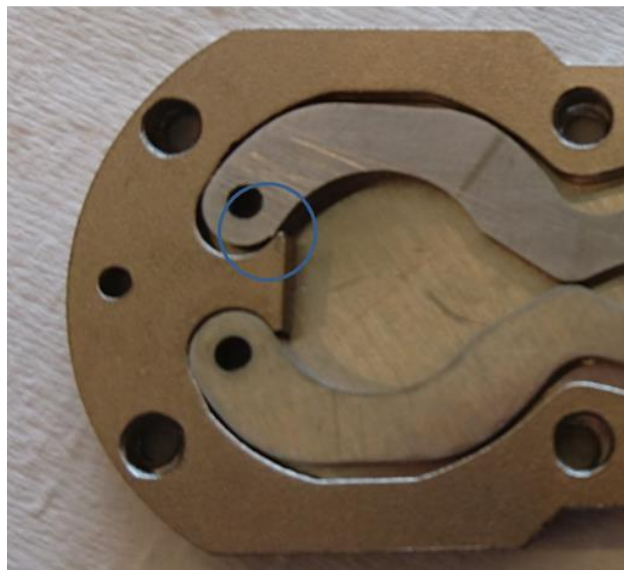


Figura 55. Región de contacto tobera-cubierta. Evaluación de desgaste superficial de tobera.

Con las piezas ya limpias y secas, se procedió a armar al conjunto y a aplicar sellador comercial en el perímetro del conjunto, que había sido diseñado para permitir esta aplicación sin perjudicar el movimiento del mecanismo, y en los agujeros de los pernos.

Se procedió a ensayar el conjunto sellado y se observó con claridad como aumentaba el valor del empuje, lo cual es un indicador claro de que el sellado cumplía su función y que, por lo tanto, había mayor porción del caudal que pasaba por la tobera en vez de fugarse por otro camino.

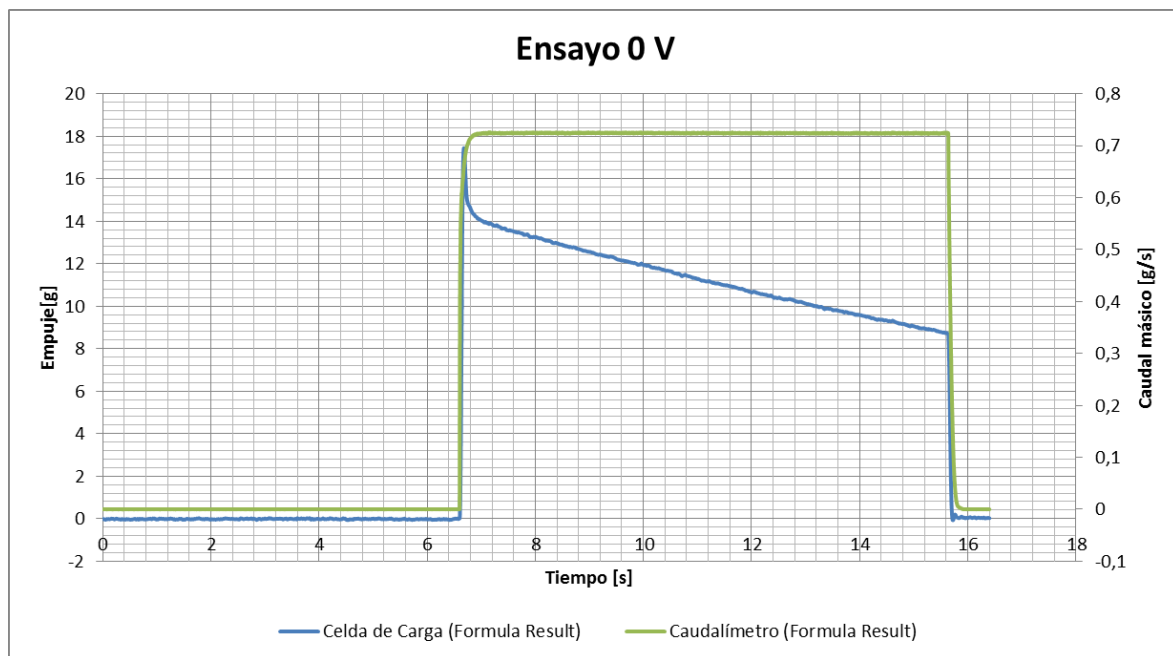


Gráfico 2. Curvas de caudal y empuje vs. tiempo, ensayo 0 V con pernos.

En cuanto al movimiento asimétrico observado en los actuadores, se tomó la decisión de quitar los pernos que hacían de eje de rotación. Estos pernos eran dispensables ya que se los había colocado como medida para asegurarse de que las piezas móviles rotaran pivotando en su alojamiento y sin salirse de lugar. Sin embargo, por diseño, la geometría del alojamiento se había concebido de manera tal que las piezas quedarán correctamente posicionadas y sin riesgo de quedar desalineadas. Se removieron los pernos entonces y se sellaron los agujeros correspondientes y se volvió a ensayar para ver si la medida tomada afectaba al funcionamiento del conjunto. La curva siguiente muestra de manera concisa que efectivamente los actuadores se trababan por la fricción con los pernos y esto producía que su movimiento no fuera el de diseño. Se observa un incremento notable en el empuje al contrastar el gráfico siguiente con la figura mostrada anteriormente y un incremento aun mayor al contrastar con los resultados mostrados en el primer ensayo de todos.

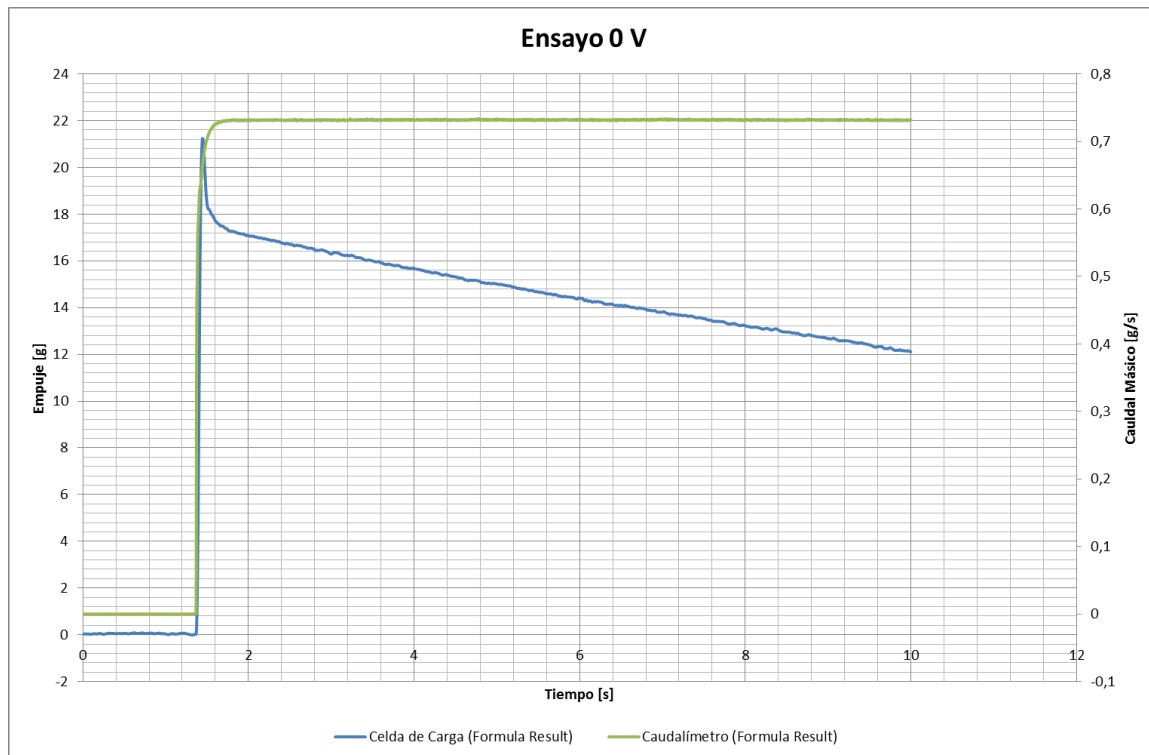


Gráfico 3. Curvas de caudal y empuje vs. tiempo, ensayo 0 V sin pernos.

4.3 Tercer ensayo: Análisis cuantitativo

Habiendo realizado los primeros ensayos con objetivos puramente cualitativos para evaluar el funcionamiento del conjunto y observar que modificaciones habría que realizar para seguir evaluando el funcionamiento, se procedió a realizar una serie de verificaciones necesarias para evaluar el estado del *setup* realizado para ensayar:

- Verificación de los actuadores
- Verificación de pérdidas en la línea
- Auditoria del programa de adquisición de datos

Se describen en los párrafos siguientes las verificaciones mencionadas y finalmente el ensayo de empuje.

4.3.1 Verificación del movimiento de los actuadores

Una vez ensamblado el prototipo, era necesario verificar cualitativamente y cuantitativamente el mecanismo propuesto. Esta verificación es de gran importancia ya que determinaba si el mecanismo propuesto realizaba los movimientos diseñados y de qué manera se movía. Para ello, se comenzó

estudiando el movimiento de las toberas mediante un estudio de imágenes. Se sacaron fotografías que mostraban la variación de la sección de salida en función del voltaje proporcionado a los actuadores. Las fotografías eran obtenidas con el uso de una cámara comercial de alta resolución colocada a una distancia del prototipo que permita obtener un foco adecuado y montada en un trípode para asegurarse que todas las fotos se saquen en las mismas condiciones.

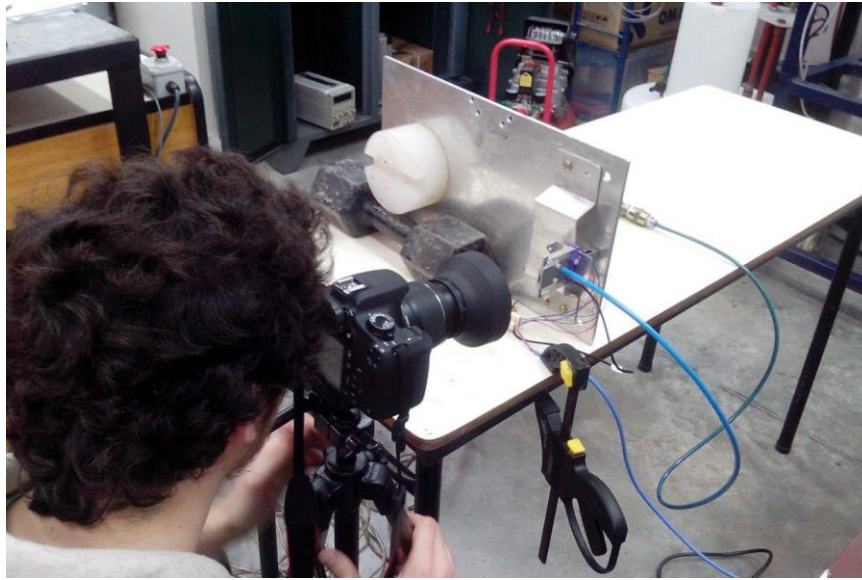


Figura 56. Fotografiado de región de salida de tobera.

Se tomaron un total de 12 fotografías barriendo los voltajes de 0 a 11 V en pasos de 1V con el prototipo a presión ambiente y sin gas fluyendo a través de él. Se muestra en la figura siguiente el esquema de trabajo:

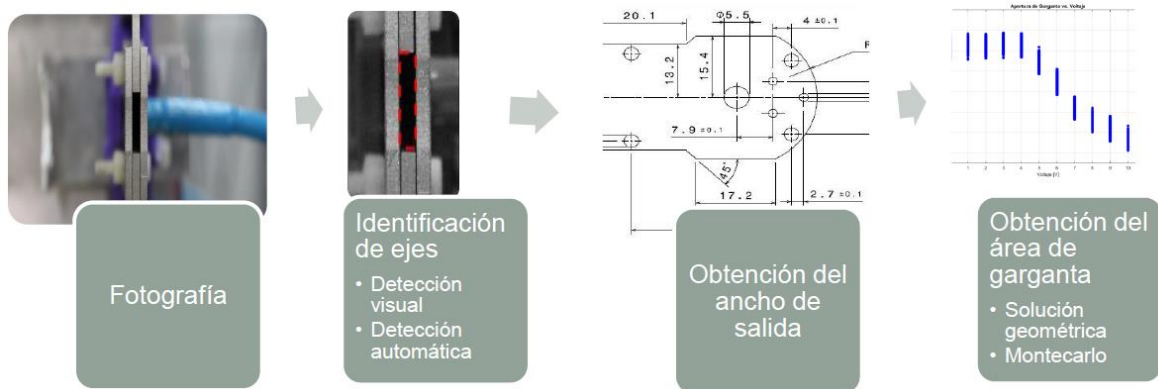


Ilustración 2. Esquema de trabajo para obtención de valores teóricos.

Una vez capturadas las fotografías, se utiliza Matlab para cargar la imagen y a partir de ella identificar 4 puntos importantes mostrados en la imagen siguiente:

- La sección de salida medida mediante dos puntos ubicados en la esquina superior e inferior
- Los bordes superiores e inferiores de las tapas para tener como referencia una longitud conocida.

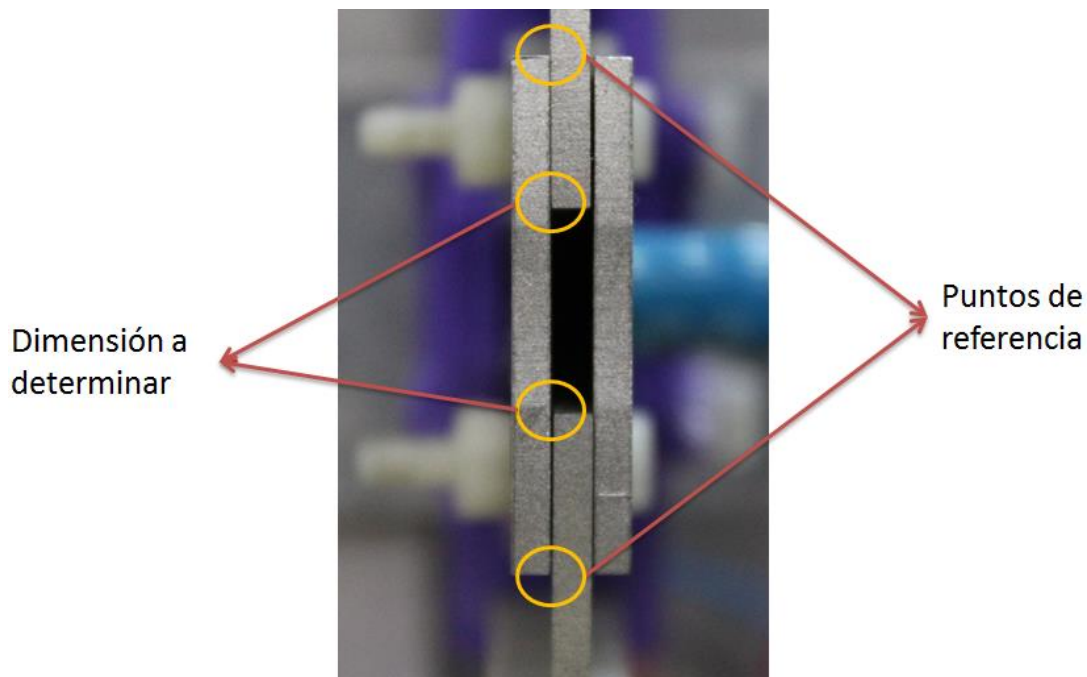


Figura 57. Puntos de referencia para análisis de imágenes.

Una vez determinadas las coordenadas de esos 4 puntos (la posición del pixel informada por Matlab), se utiliza la medida de referencia (determinada por plano y verificada con un calibre) para determinar a cuánto equivalía un pixel y allí saber cuánto mide la sección de salida. Es decir que, si la diferencia entre las coordenadas entre los dos pixeles de referencia era, por ejemplo, de 1909 pixeles y la medida de referencia es de 26,4 mm (por plano), se puede determinar que cada pixel equivale, en este caso, a 0,01383 mm. Teniendo esa conversión, el cálculo del área de salida era sencillo una vez conocida la diferencia entre las coordenadas de los otros dos puntos. Por supuesto que se debe admitir un error de 1 pixel en cada medida considerada y de allí realizar la propagación de errores pertinentes. Este método permitió conocer la sección del área de salida de manera sistemática y reduciendo el error considerablemente al compararlo con una medición manual. Sin embargo, la determinación del área de salida es solo una parte del problema. Lo que realmente interesa es el área de la garganta. Para ello, se debe resolver el problema geométricamente. Se ejemplifica en el siguiente esquema el problema planteado. Se considera para el análisis que las toberas se mueven simétricamente y, por lo tanto, se considera solamente mitad del conjunto (se indica la línea de simetría mediante la línea roja a trazos).

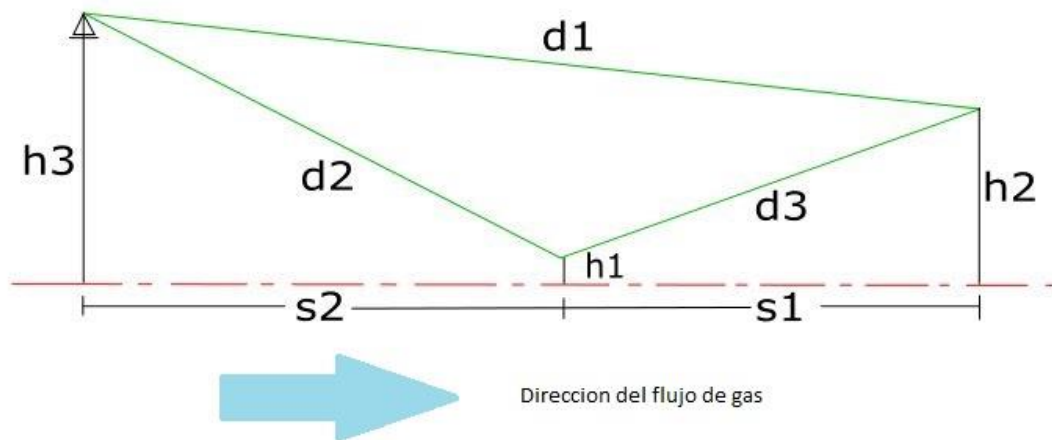


Ilustración 3. Esquema geométrico de la tobera.

Dónde:

- d1 es la distancia entre el punto donde está fijo el actuador, hasta la sección de salida
- d3 es la distancia desde el área de salida hasta el área de garganta
- d2 es la distancia desde el área de garganta hasta el punto fijo del actuador
- h2 representa la mitad del área de salida
- h1 representa la mitad del área de garganta
- h3 representa la distancia desde el punto fijo del actuador hasta el plano de simetría (línea en rojo)
- s1 es la distancia entre el área de garganta al área de salida
- s2 es la distancia entre el punto fijo del actuador hasta el área de garganta medida

Teniendo en cuenta el teorema de Pitágoras, se pueden relacionar las variables de la siguiente manera:

$$(29) \quad \left\{ \begin{array}{l} (h_2 - h_1)^2 + S_1^2 = d_3^2 \\ (h_3 - h_1)^2 + S_2^2 = d_2^2 \\ (h_3 - h_2)^2 + (S_1 + S_2)^2 = d_1^2 \end{array} \right.$$

Mediante algebra se puede llegar a las siguientes dos ecuaciones

$$(30) \quad \begin{aligned} 2S_1S_2 &= 2h_1^2 + 2h_3h_2 + d_1^2 - d_2^2 - d_3^2 - 2h_1(h_3 + h_2) \\ 2S_1S_2 &= 2 * [(d_3^2 - (h_2 - h_1)^2) * (d_2^2 - (h_3 - h_1)^2)]^{1/2} \end{aligned}$$

Al restarlas se obtiene una ecuación no lineal donde la única incógnita es h_1 y se buscan las raíces de la ecuación de manera numérica y así se determina el valor de h_1 , es decir, el valor que indica el área de garganta.

Las variables que son determinadas de antemano son:

$$-d_1 = 45,164 \text{ mm}$$

$$-d_2 = 19,337 \text{ mm}$$

$$-d_3 = 26,531 \text{ mm}$$

$$-h_3 = 3,988 \text{ mm}$$

El valor de h_2 , que representa el área de salida, se determina mediante el análisis de imagen explicado anteriormente. Los valores obtenidos entonces son los mostrados en el siguiente gráfico en función del voltaje proporcionado a los actuadores.

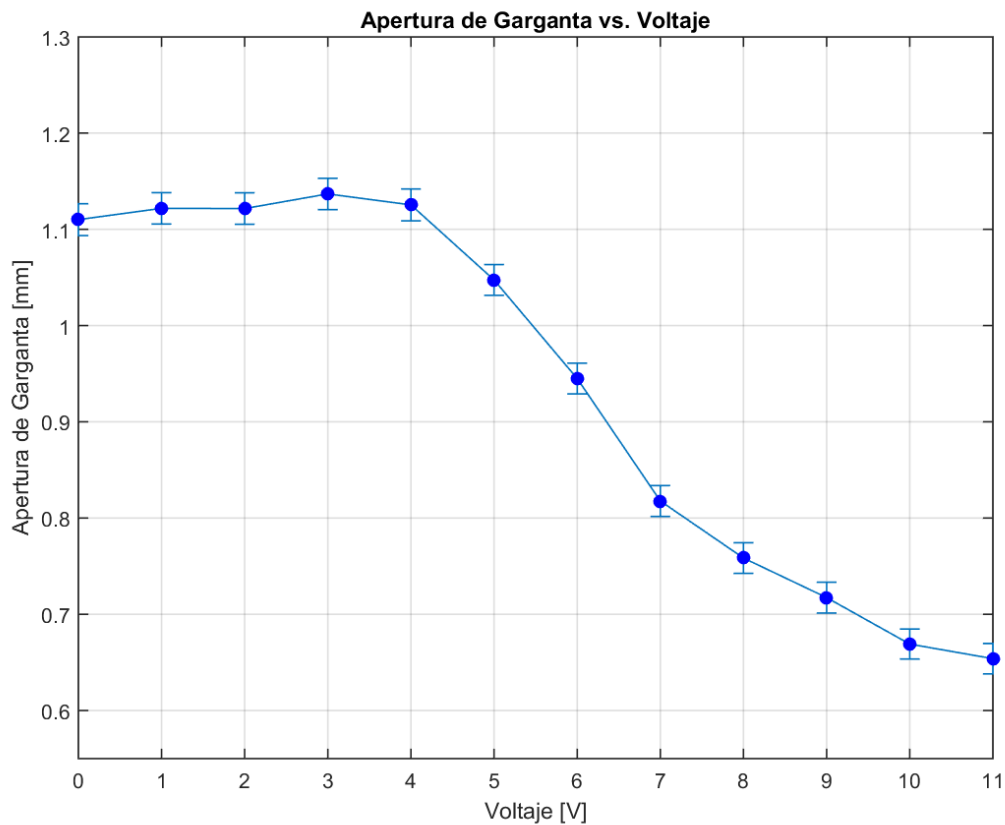


Gráfico 4. Curva de apertura de garganta vs. voltaje de input a piezoeléctricos.

Dadas las curvas de apertura de garganta en función del voltaje estaba caracterizado completamente el movimiento de los actuadores.

Tabla 6. Resultados del análisis de imagen.

Voltaje [V]	Apertura en la salida [mm]	Apertura de garganta [mm]
0	10,44107	1.1098
1	10,46873	1.1215
2	10,46873	1.1215
3	10,50471	1.1366
4	10,47707	1.1250
5	10,29199	1.0470
6	10,04859	0.9445
7	9,748117	0.8180
8	9,606283	0.7583
9	9,509529	0.7176
10	9,394035	0.6690
11	9,357487	0.6537

4.3.2 Verificación de pérdidas en la línea

La correcta verificación de la línea es necesaria para descartar que se produzcan fugas en cualquier tramo de la línea. El objetivo es observar y reparar cualquier pérdida de aire que pueda existir en los componentes instalados a lo largo de la línea. Los componentes son los descritos anteriormente en la sección 3.2, pero se renombran aquí para mayor comodidad.

La línea consiste de un tubo de PVC de 5 mm de diámetro interno, un deshumidificador, un caudalímetro, una válvula mariposa que admite o no la entrada de aire a la cámara, un sensor de presión y una válvula solenoide.

Para ensayar a la línea de manera sencilla, se utilizó un compresor que permitía enviar aire a 1bar manométrico y por lo tanto eliminar la necesidad de hacer vacío dentro de la cámara.

La verificación se realiza examinando tramo por tramo, interrumpiendo el paso de aire mediante el cierre de las válvulas. Mediante el uso del caudalímetro, si este registraba algún valor de caudal apreciable en el circuito cerrado, entonces en ese tramo habría pérdidas.

El primer tramo implicaba la toma de aire, el deshumidificador y el caudalímetro hasta la válvula mariposa, que se encontraba cerrada. El segundo tramo consistía en el primer tramo, más la válvula mariposa (abierta), el sensor Nagano y la válvula solenoide (cerrada). Durante la verificación se detectaron fugas debido a roscas mal ajustadas o falseadas que fueron reparadas mediante el reemplazo de los componentes.

4.3.3 Auditoría en el programa de adquisición de datos

La última evaluación antes de considerar que todo estuviera en orden como para realizar un ensayo de empuje era verificar el correcto funcionamiento del programa diseñado en LabView para la corrección de empuje. Este programa había sido realizado varios meses antes de poder comenzar con los ensayos y se había utilizado para ensayar un prototipo de la empresa *Satellogic*. Por lo tanto, se debía verificar que el programa estuviera en condiciones para realizar nuestros ensayos y proporcionar información correcta. Se registraron dos grandes errores:

- Error en la fórmula de conversión de caudal a *g/s*. Esto se debía a que durante los ensayos realizados por *Satellogic* el fluido utilizado era gas butano a alta temperatura y por lo tanto la densidad del gas era distinta a la del aire a temperatura ambiente que se usarían en nuestros ensayos. Esto provocaba que en nuestros ensayos viéramos el doble del caudal que el que realmente estaba pasando por la tobera.
- Error en la conexión del sensor de presión Nagano: Al momento de adquirir los datos el sensor arrojaba un error en la medición y esto se debía a un problema en la conexión del sensor. Fue reparado rápidamente.

Por otra parte, se procedió a calibrar los parámetros del transmisor de la celda, sean estos *ZERO* y *RANGE*. Para esto, se procedió a utilizar una serie de pesas calibradas hasta verificar que la lectura del programa coincidía con el peso impuesto. Para el sensor de presión en particular, se consideró como límite de escala el proporcionado por el fabricante, es decir, 4 *bar*. El mismo se consideró como aquel que generaría una señal de 20 *mA*. El sensor en vacío (presión ambiente) se verificó que daba una señal de 4 *mA*. En el caso del caudalímetro, solo se verificó que la lectura sin flujo fuese nula. Más allá de eso, se confió en los valores presentados por el *display* del mismo habiendo determinado previamente que la configuración del gas seleccionado era la correcta.

Una vez verificado que el banco de pruebas, la línea, los sensores y el programa de adquisición de datos estuvieran en condiciones, se procedió a realizar los ensayos de empuje que permitieran caracterizar al prototipo diseñado.

4.3.4 Metodología de obtención de resultados en ensayos de empuje

Los resultados que se obtienen por ensayo son similares a los que se muestran en el grafico siguiente

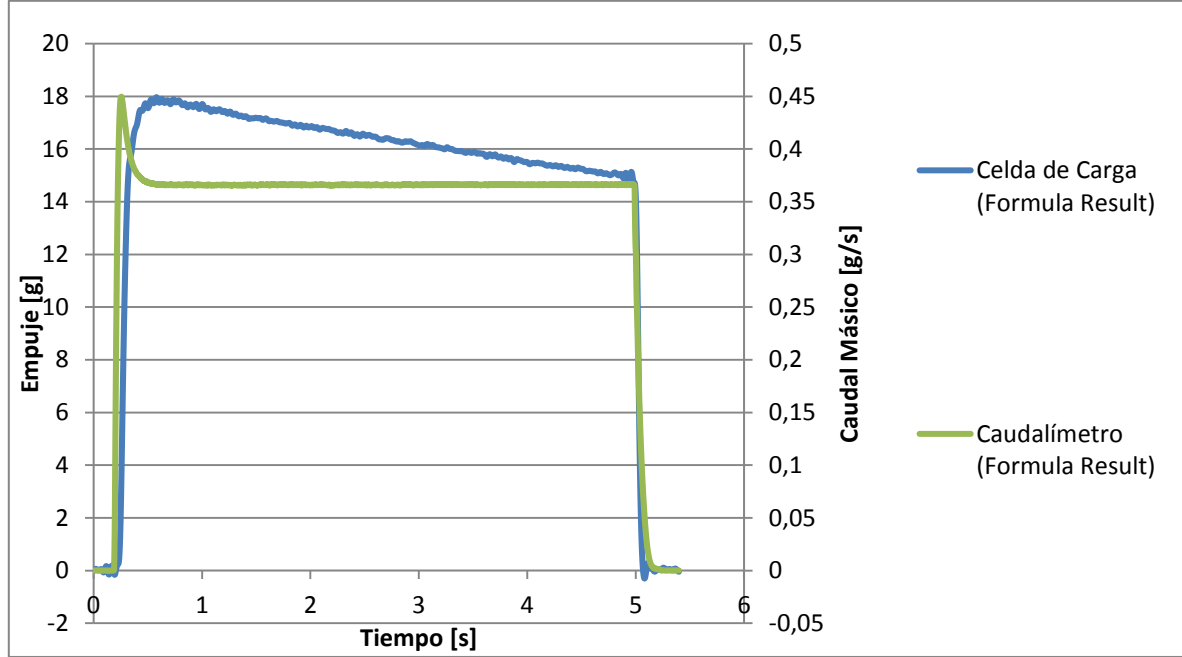


Gráfico 5. Curvas de caudal y empuje vs. tiempo.

En el grafico anterior se pueden observar dos curvas: La curva de empuje medida por la celda de carga y la curva de caudal másico. Asimismo, se pueden observar con claridad 3 partes del proceso: Dos transitorios provocados por la apertura y el cierre de la válvula de admisión de aire y un régimen estacionario en donde el aire fluye libremente por la tobera. Se puede observar con claridad como el caudal permanece constante conforme se descarga el gas mientras que la curva de empuje muestra un decrecimiento gradual conforme se va llenando la cámara con aire. Por otro lado, se observa que se ha eliminado el aumento abrupto del empuje al inicio de cada ensayo que se podía observar en los ensayos anteriores. Respecto a la caída lineal en el empuje que se observa con claridad en las curvas de los ensayos, se explica de la siguiente manera. El llenado de la cámara se asume lineal de acuerdo a las siguientes ecuaciones:

$$(31) \quad F = F_{vac} - p_{amb} * A_s$$

$$(32) \quad p_{amb} \approx p_0 + \frac{\dot{m}_{gas} R_{gas} T_{gas}}{V_{libre}} * t_{ensayo}$$

Siendo F_{vac} el empuje en el vacío, p_0 la presión ambiente, A_s el área de salida del gas en la tobera, p_{amb} la presión en la cámara de vacío al inicio de la descarga, $\dot{m}_{gas}$ el caudal másico de gas el

cual por lo visto en las figuras puede asumirse constante, R_{gas} la constante del gas, V_{libre} el volumen libre de la cámara de vacío, T_{gas} la temperatura del gas y t_{ensayo} el tiempo de ensayo.

Por su parte, analizando el proceso como un proceso abierto con flujo de masa, donde el volumen de control analizado es aquel delimitado por la superficie interna de la cámara del vacío y el gas se asume como gas ideal:

$$(33) \dot{U}_{v.c} = \dot{Q} - \dot{W} + \dot{m}_{in}h_{in}(T_{in})$$

Suponiendo que el gas no tiene suficiente tiempo para intercambiar calor, se aproxima el proceso como adiabático y debido a que no se extrae trabajo tampoco, el sistema resulta:

$$(34) \dot{U}_{v.c} = \dot{m}_{in}h_{in}(T_{in})$$

Integrando ambos miembros y sabiendo que la temperatura de entrada del gas a la cámara es constante e igual a la temperatura ambiente:

$$(35) U_{final} - U_{inicial} = \Delta M_{in}h_{in}(T_{in})$$

Aproximando $U_{inicial} \approx 0$ y $\Delta M_{in} \approx M_{gas}$ se obtiene

$$(36) \frac{U_{final}}{M_{gas}} = u_{gas} = h_{in}(T_{in})$$

Puesto que para un gas ideal $u_{gas} = u_{gas}(T_{gas})$ y dado que T_{in} permanece constante, se puede concluir que h_{in} permanece constante, por la igualdad de u_{gas} también y consecuentemente T_{gas} también. Se demuestra entonces que la temperatura del gas para el proceso es aproximadamente constante y por lo tanto se sostiene la suposición del crecimiento lineal de la presión ambiente y por ende, el decrecimiento lineal en el empuje.

Debido al régimen transitorio del principio y a que la presión ambiente en la cámara de vacío va aumentando, la evaluación del empuje producido por la tobera se debe corregir. Para ello se debe extrapolar el valor del empuje al momento de apertura de la válvula. Para realizar correctamente se determinan dos rectas: Una recta basada en el empuje durante el transitorio y la segunda recta basada en el régimen estacionario. Una vez determinadas esas dos rectas, se busca la intersección entre ambas y allí se obtiene el empuje corregido. En la figura siguiente se muestra este proceso: La curva amarilla es la curva obtenida durante los ensayos, la azul es la recta obtenida por regresión lineal en la etapa transitoria y la roja es la obtenida durante la etapa pseudo-estacionaria.

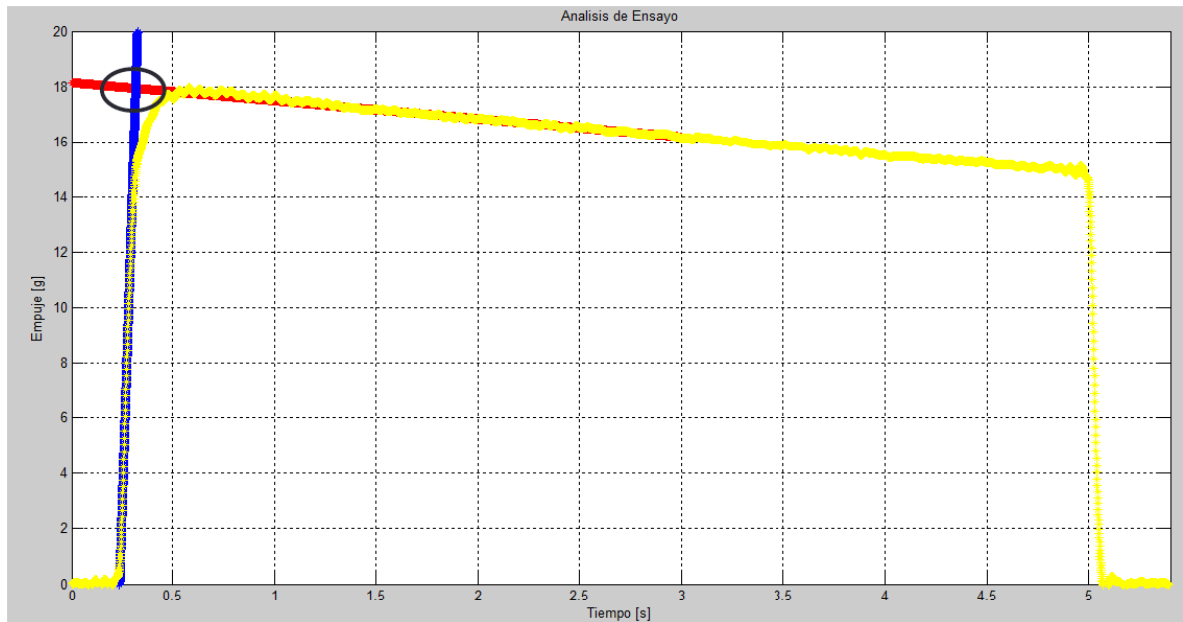


Gráfico 6. Corrección de empuje

Para determinar las rectas se utiliza un análisis de regresión lineal simple donde las rectas se escriben como:

$$(37) Y = \beta_0 + \beta_1 x$$

Dónde:

- Y es la variable independiente del modelo. En este caso, el empuje
- X es la variable dependiente. En este caso, el tiempo
- β_0 y β_1 son los coeficientes de regresión

Una vez calculados los coeficientes de regresión y determinadas las dos rectas, se procede a realizar una estimación del error. Para ello se utiliza el denominado “Análisis de la Varianza” o ANOVA (Analysis of Variance) el cual es un método de evaluar el significado de la regresión. El método utiliza la varianza de los datos observados y con ella se evalúan coeficientes que se utilizan para evaluar el modelo regresivo.

El primer valor a determinar fue el error de la suma de los cuadrados o SS_E por sus siglas en inglés (Error sum of squares), definido como:

$$(38) SS_E = \sum_{i=1}^n e_i^2 = \sum_{i=1}^n (y_i - \hat{y}_i)^2$$

Una vez calculado, se determina el cuadrado de la media del error o MS_E , definido de la siguiente manera:

$$(39) \hat{\sigma}^2 = \frac{SS_E}{n-2}$$

Determinados estos dos valores, se examina el error introducido en los valores de empuje calculados, esto se hace mediante la definición de un intervalo de confianza. Para ello, el intervalo de confianza se determina con un $\alpha=0,05$, lo que determina un intervalo de predicción del 95%. Se aplica la siguiente formula:

$$(40) \hat{y}_i \pm t_{\alpha/2, n-2} \sqrt{\hat{\sigma}^2 \left[\frac{1}{n} + \frac{(x_i - \bar{x})^2}{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x})^2} \right]}$$

Todo esto se realizó mediante su codificación en Matlab. En vez de utilizar la t de Student tal como indica su fórmula, se aproxima mediante una normal de media cero y desvío standard 1.

Se aplica este análisis a cada curva obtenida variando el voltaje otorgado a los actuadores.

En cuanto a la curva de caudal másico, un valor único por ensayo de caudal másico se determina mediante la elección de un intervalo de tiempo dentro del estado estacionario y se calcula el promedio de los valores observados.

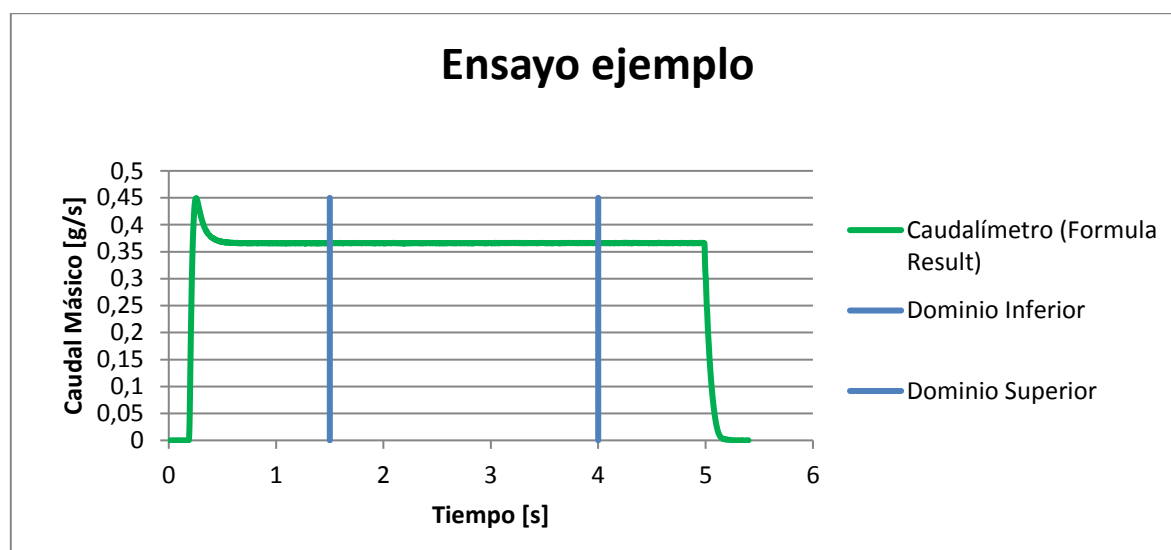


Gráfico 7. Determinación de intervalo para evaluación de caudal de ensayos

Exactamente el mismo procedimiento se aplica para la curva de presión. En este caso, la curva de presión tiene esa forma debido al llenado de la cámara de vacío. El sensor de presión funciona tomando en referencia la presión atmosférica

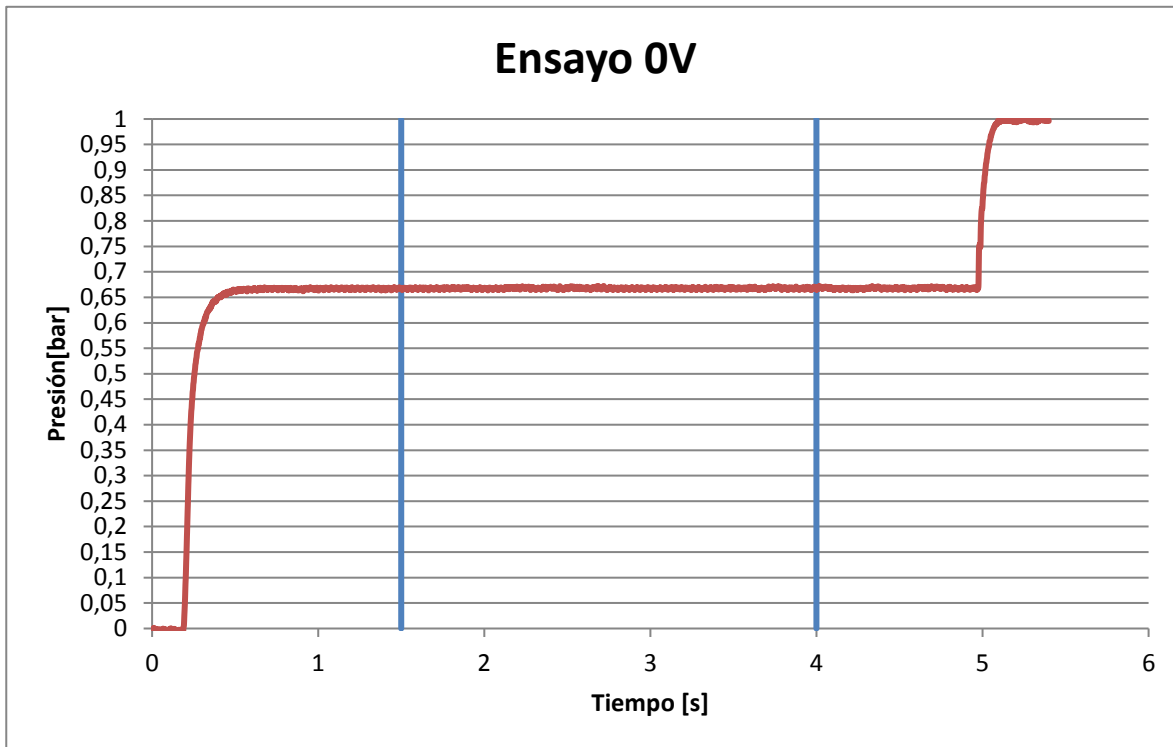


Gráfico 8. Determinación de intervalo para evaluación de presión de ensayo

Para el cálculo de error tanto del valor de caudal másico como de presión, se calcula el desvío estándar.

4.3.5 Cálculo de valores teóricos

Una vez que para los 12 ensayos se obtienen los valores de empuje, caudal másico y presión, estos se deben contrastar con valores teóricos con el objetivo de analizar la eficiencia de la tobera. Para la obtención de los valores teóricos que caractericen al conjunto, se procede de la siguiente manera:

- 1- Determinar del área de garganta por medio de análisis de imagen
- 2- Determinar el número de Mach a la salida a partir de A/A^*
- 3- Determinar Ma^*
- 4- Calcular la velocidad de salida a partir de Ma/Ma^*
- 5- Calcular el caudal másico
- 6- Calcular la presión de salida
- 7- Determinar el empuje teórico

Para determinar los valores teóricos se consideraron las siguientes hipótesis:

- ❖ Flujo compresible, isoentrópico y unidimensional
- ❖ Gas ideal con propiedades constantes. Propiedades del aire a $T=20^{\circ}\text{C}$
- ❖ Flujo estacionario y adiabático
- ❖ Flujo simétrico respecto al plano

La determinación del área de garganta se ha explicado anteriormente, por practicidad se repite una vez más la tabla con los valores de apertura de garganta y de apertura a la salida de la tobera. Los subíndices y superíndices aquí utilizados son los convencionales aplicados a la mayoría de los libros donde se trata el flujo compresible. Esto implica que el subíndice 0 corresponde a las propiedades de estancamiento y el superíndice * corresponde a las propiedades denominadas críticas.

Para calcular el número de Mach a la salida de la tobera se utiliza a siguiente ecuación:

$$(41) \frac{A_s}{A^*} = \frac{1}{Ma} \left[\left(\frac{2}{k+1} \right) \left(1 + \frac{k-1}{2} Ma^2 \right) \right]^{\frac{(k+1)}{2(k-1)}}$$

Una vez que se obtienen los valores del número de Mach a la salida de la tobera, se puede determinar Ma^* que se define como la velocidad local adimensional respecto de la velocidad sónica en la garganta. Este valor se define como:

$$(42) Ma^* = Ma \sqrt{\frac{k+1}{2+(k-1)Ma^2}}$$

Determinado Ma^* se puede calcular la velocidad a la salida de la tobera, la cual será necesaria para calcular el empuje teórico, con la siguiente ecuación:

$$(43) V_s = Ma^* c^*$$

Donde c^* es la velocidad del sonido en la garganta. La velocidad del sonido para gases ideales es exclusivamente función de la temperatura y se define como:

$$(44) c^* = \sqrt{kRT^*}$$

Por otro lado, la temperatura en cualquier tramo de la tobera se puede expresar como:

$$(45) \frac{T_0}{T} = 1 + \left(\frac{k-1}{2} \right) Ma^2$$

Si se desea evaluar la temperatura en la garganta solo basta con evaluar la ecuación anterior con $Ma=1$ y despejar para T, lo que resulta en:

$$(46) T^* = \frac{2T_0}{k+1}$$

Donde T_0 es la temperatura del gas en el estancamiento, lo cual para este caso es igual a la temperatura ambiente.

Por lo tanto, la velocidad a la salida de la tobera es igual a:

$$(47) V_s = Ma^* \sqrt{kRT^*}$$

El empuje se calcula como:

$$(48) F = p_s * A_s + \dot{m}V_s$$

Es decir, que para su cálculo aún resta conocer el caudal másico demandado por la tobera y la presión a la salida. El caudal másico se expresa como:

$$(49) \dot{m}_{m\acute{a}x} = A^* p_0 \sqrt{\frac{k}{RT_0}} \left(\frac{2}{k+1}\right)^{\frac{(k+1)}{2(k-1)}}$$

Es decir, que el caudal másico para un gas ideal queda determinado por la presión y la temperatura de estancamiento a la entrada. Resta solamente por determinar la presión del gas a la salida de la tobera, que se calcula con la ecuación:

$$(50) \frac{P_0}{P} = \left[1 + \left(\frac{k-1}{2}\right)Ma^2\right]^{\frac{k}{k-1}}$$

El contraste entre los valores teóricos y los valores experimentales se hace comparando el empuje teórico y el caudal teórico contra el empuje y el caudal medido en los experimentos.

Los resultados de las experiencias se muestran en la sección siguiente.

4.4 Resultados

Una vez realizado los ensayos barriendo voltajes de 0 a 11 con incremento de 1V por ensayo, se obtuvieron curvas de empuje, caudal másico y presión a la entrada de la tobera en función del tiempo tal como se mostraron en la sección anterior. Para su mejor presentación, las curvas se analizaron, se calcularon valores únicos para cada ensayo y compararon con los valores teóricos obtenidos.

Se muestran a continuación los gráficos donde se observan las siguientes variables:

1. Apertura de garganta, calculada mediante el procesamiento de imágenes
2. Empuje, obtenido directamente de la celda
3. Caudal másico experimental (obtenido del caudalímetro) vs caudal másico teórico
4. Empuje experimental (obtenido de la celda de carga) vs. Empuje teórico
5. Proporción entre el empuje teórico y el empuje experimental: $F_{teórico}/F_{experimental}$
6. ISP (Specific Impulse) definido como: $I_{sp} = F/\dot{m}$, la relación entre empuje y caudal másico
7. Eficiencia, calculada como la relación entre impulso específico teórico vs impulso específico experimental, $\eta = I_{sp,experimental}/I_{sp,teórico}$

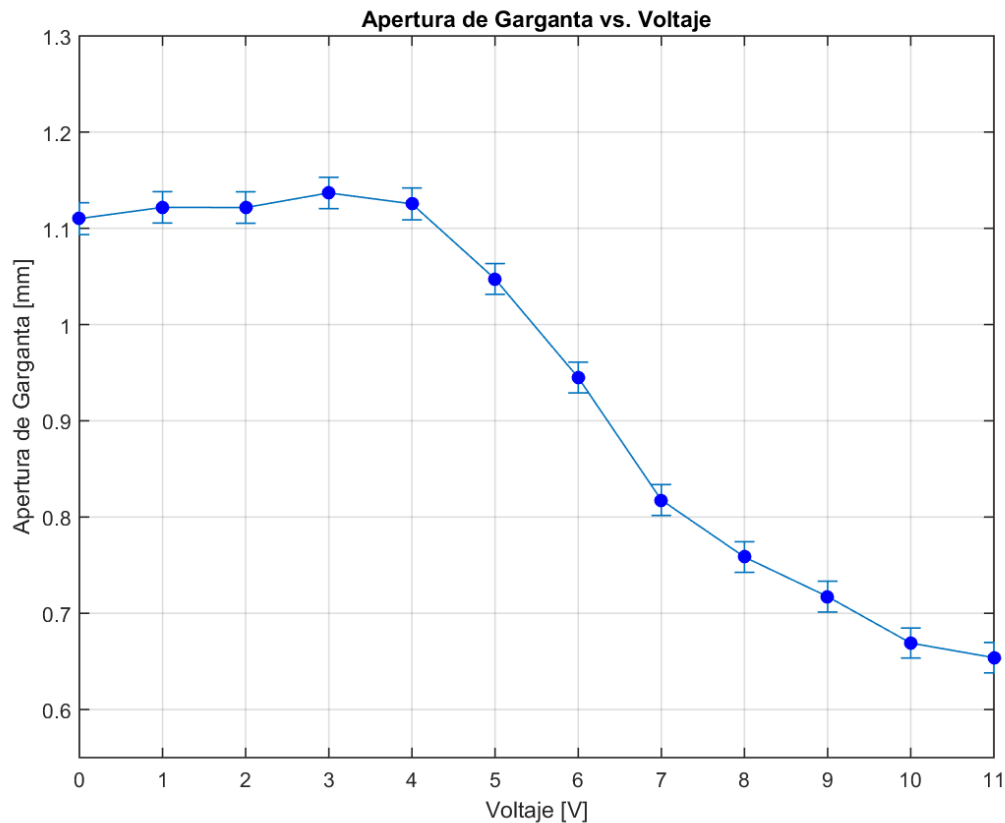


Gráfico 9. Curva de apertura de garganta vs. voltaje de alimentación de piezoeléctricos.

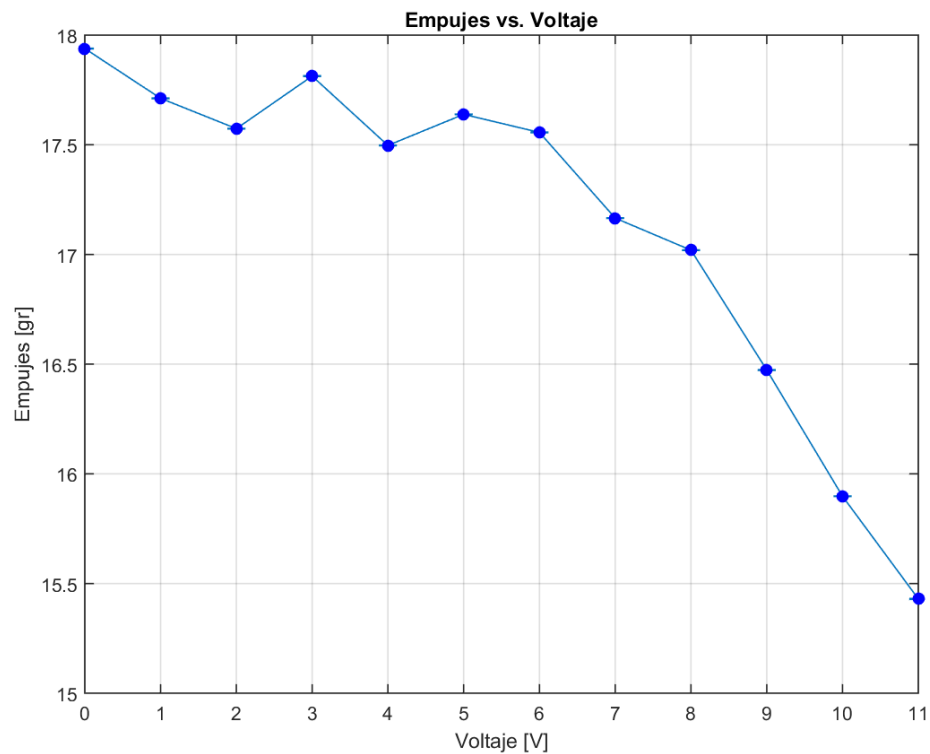


Gráfico 10. Curva de empuje vs. voltaje de alimentación de piezoeléctricos

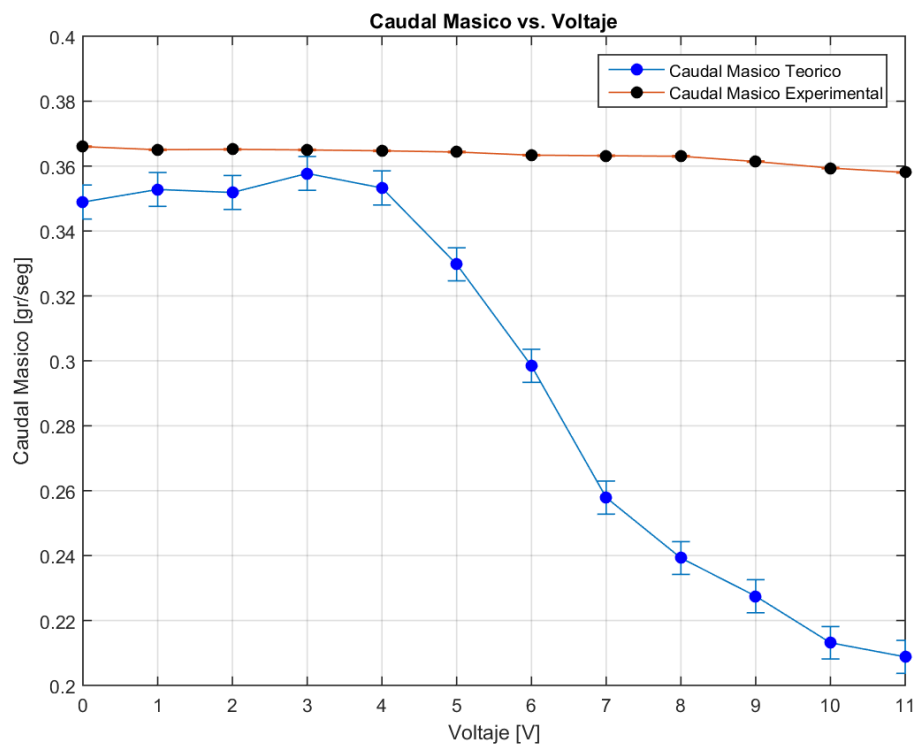


Gráfico 11. Curva de caudal másico vs. voltaje de alimentación de piezoeléctricos

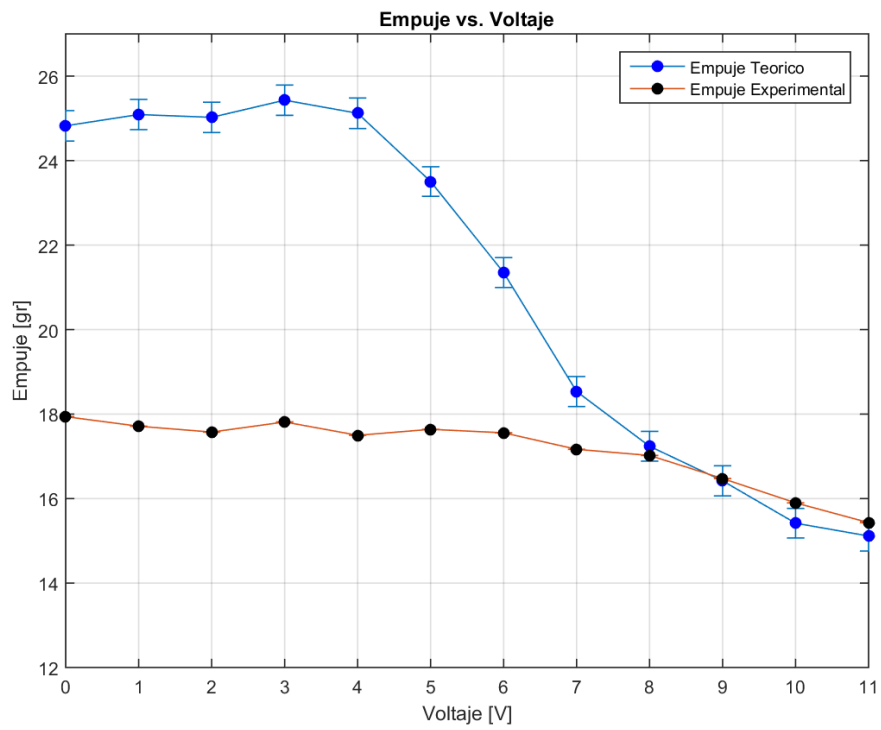


Gráfico 12. Curva de empuje vs. voltaje de alimentación de piezoeléctricos

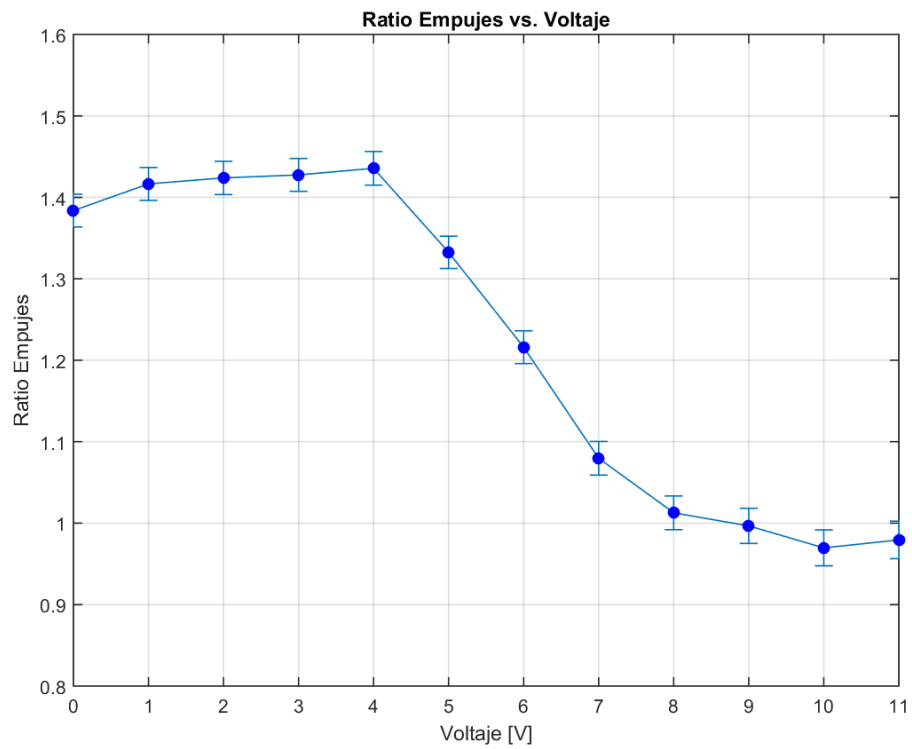


Gráfico 13. Curva de cociente de empujes (teórico/experimental) vs. voltaje de alimentación de piezoeléctricos

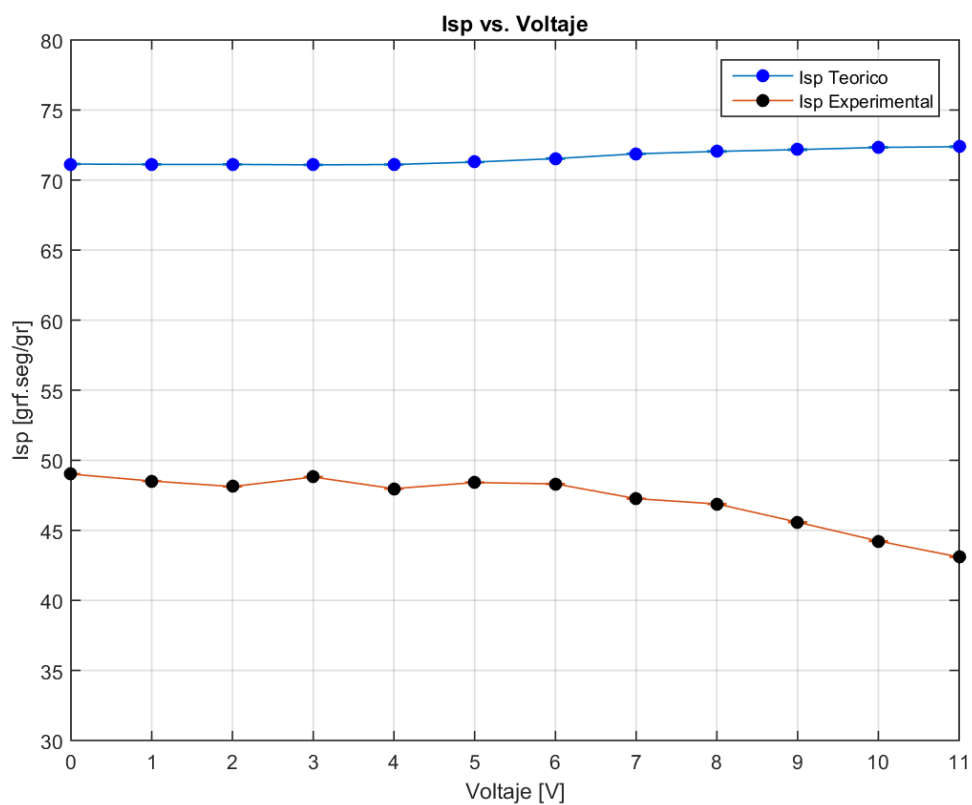


Gráfico 14. Curva de empuje específico vs. voltaje de alimentación de piezoeléctrico

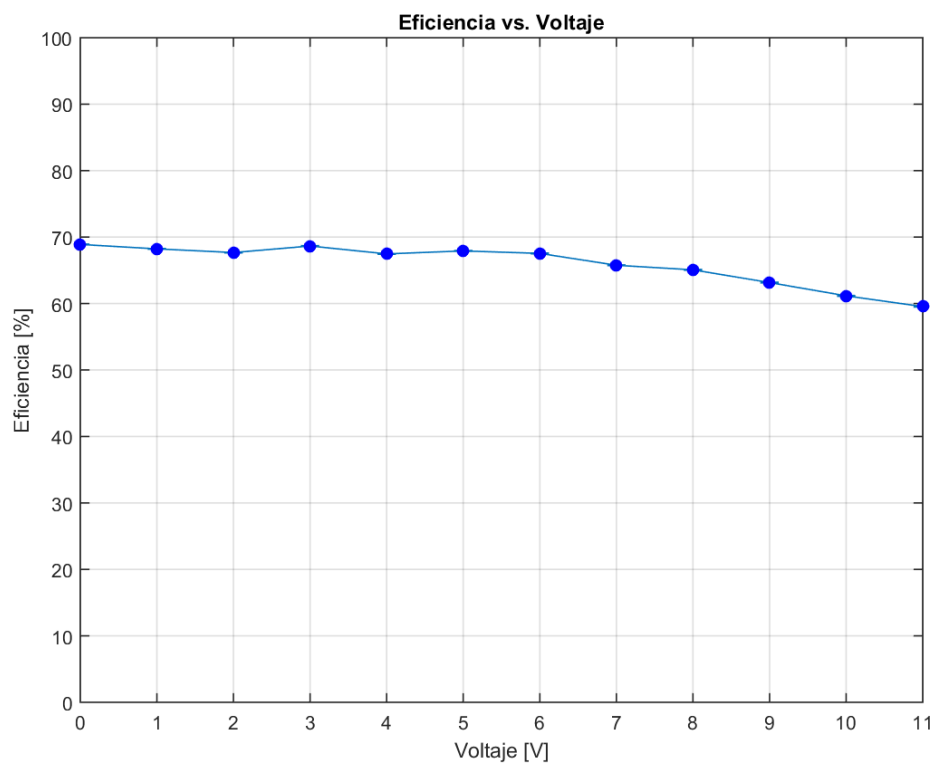


Gráfico 15. Curva de eficiencia vs. voltaje de alimentación de piezoeléctricos

4.5 Discusión de resultados del tercer ensayo

- El gráfico anterior en conjunto con el análisis de imagen realizado para caracterizar el movimiento de los actuadores permite determinar que hay una variación en la sección de la garganta y por lo tanto se registra una variación de empuje. En términos de variación porcentual, se controla empuje en un 15% respecto al valor medio. Asimismo, analizando en particular el movimiento de los actuadores, estos se mueven con bajo roce alcanzando prácticamente su desplazamiento nominal sin carga, según lo calculado, el 89% de su desplazamiento nominal en la región de cierre.
- La eficiencia, según como fue definida, es del 70% aproximadamente
- Las pérdidas perimetrales fueron considerablemente reducidas luego de practicar el sellado perimetral.
- Estudiando la curva de apertura de garganta, se pueden establecer dos segmentos en la misma:
 - El primer segmento (Voltajes de 0 a 4V inclusive) la curva prácticamente permanece invariante, lo cual implica que **los actuadores no están realizando el movimiento adecuado** o que no tienen la capacidad para mover las piezas móviles. Los voltajes de 0 a 4V, corresponde a voltajes que realizan un movimiento de apertura respecto a un valor nominal impuesto por diseño. Esto se debe a una unión actuador-pieza móvil indebida que hace que el mecanismo se trabase. Esto restringe el movimiento del actuador de tal forma que este actúa como si estuviera fijo en los dos extremos y por lo tanto se flexiona en el medio, tal como fue descrito en la *Figura 8*.
 - En el segundo segmento de la curva (voltajes de 5 a 11V) la curva comienza a responder de la manera esperada.

Se recuerda que desde la fuente los voltajes varían de 0 a 11V, pero el driver que recibe dicha tensión la amplifica y la transforma a ± 100 V y esta es la tensión real que es suministrada a los piezoeléctricos. Es por esto que, de 0 a 5 V desde la fuente, el piezoeléctrico recibe voltajes de -100 a 0 V y de 6 a 11 V desde la fuente el piezoeléctrico recibe voltajes de 0 a 100V. Esto significa que si la apertura de garganta por diseño es de 0.6mm, al aplicarle 0V desde la fuente a los piezoeléctricos, la sección de salida debería abrirse +635 μ m. Recién a los 5 V de alimentación desde la fuente, los piezoeléctricos volverían a la garganta de 0.6 mm. Al aplicarles voltajes entre 6 a 11 V, los piezoeléctricos realizan un movimiento tal que reducen la sección de garganta.

- Observando la curva del caudal másico, se puede reconocer rápidamente que no se obtiene control sobre esta variable.

4.6 Cuarto ensayo: Regulación de caudal con geometría fija

El ensayo surge a partir de analizar las curvas obtenidas del ensayo anterior y donde se observa que el conjunto no regula caudal. La hipótesis que más sentido tenía era que el sellado practicado aún no había logrado prevenir las fugas. Para verificar si esta hipótesis era verdadera, se volvió a practicar el mismo ensayo que antes de sellarla perimetralmente: Se preparó una línea auxiliar con el compresor y una válvula mariposa y se utilizó espuma para ver si había fugas. Efectivamente, se observó la presencia de burbujas que indicaban que el aire escapaba por ciertos puntos donde el sellado se había perforado por la manipulación del conjunto y por la fricción con las piezas impresas de plástico a la hora de colocar a la tobera en su soporte con la celda de carga. Las piezas 3D carecían del huelgo suficiente como para ajustarse al conjunto y al sello, por lo que el sobre-espesor creaba una interferencia con las piezas soporte que terminó provocando un daño en el sellado y, consecuentemente, las fugas de aire.

Sabiendo que el sellado no era el óptimo, se buscó corregir la curva de caudal y obtener valores de caudal para 2 configuraciones de apertura de garganta fijas, por lo que se convino en realizar los ensayos sin el mecanismo planteado, es decir, eliminando los actuadores, pero teniendo como objetivo un sellado total. Se procedió a remover el sellado anterior con agua casi en hervor para facilitar la remoción del sello, se secaron y limpiaron las piezas, y se utilizó una sonda de galgas de espesor calibradas para configurar la tobera en una posición de garganta determinada.

Se determinó la evaluación de la tobera en dos posiciones: $0,85\text{mm}$ y $1,05\text{mm}$. Inicialmente, la intención era la de realizar más mediciones, pero al poner sellador por todo el conjunto y no solo perimetralmente, si no también, fijando las piezas “móviles” a la tapa inferior, el desgaste que sufrían las piezas al someterlas al proceso de remoción del sellador generó preocupación por el estado de las piezas y se determinó que con los resultados obtenidos ya era suficiente experimentación.

El sellado se realizó meticulosamente primero fijando los perfiles de las toberas de manera tal que la garganta tenga la distancia buscada y luego se posicionó el resto de las piezas del conjunto y se selló perimetralmente. Un sellado adicional se practicó en la superficie superior e inferior de las piezas que contienen el perfil de la tobera para evitar que el aire pueda fugarse por entremedio de las toberas y las tapas superior o inferior. Cada vez que se sellaba, se esperaba un tiempo de treinta (30) minutos y se evaluaba la calidad del sellado usando el compresor y la espuma. Este proceso se iteró hasta que no observar la formación de burbujas.

El remanente del ensayo, se realizó de manera convencional: En vacío, con aire a temperatura y presión ambiente. El vacío de la cámara era menor a 1 mbar (menor a la escala de lectura del vacuómetro Bourdon) y con el ensayo hasta 10mbar .

Se muestran a continuación los gráficos obtenidos para las dos configuraciones: $0,85\text{ mm}$ de garganta y $1,05\text{mm}$.

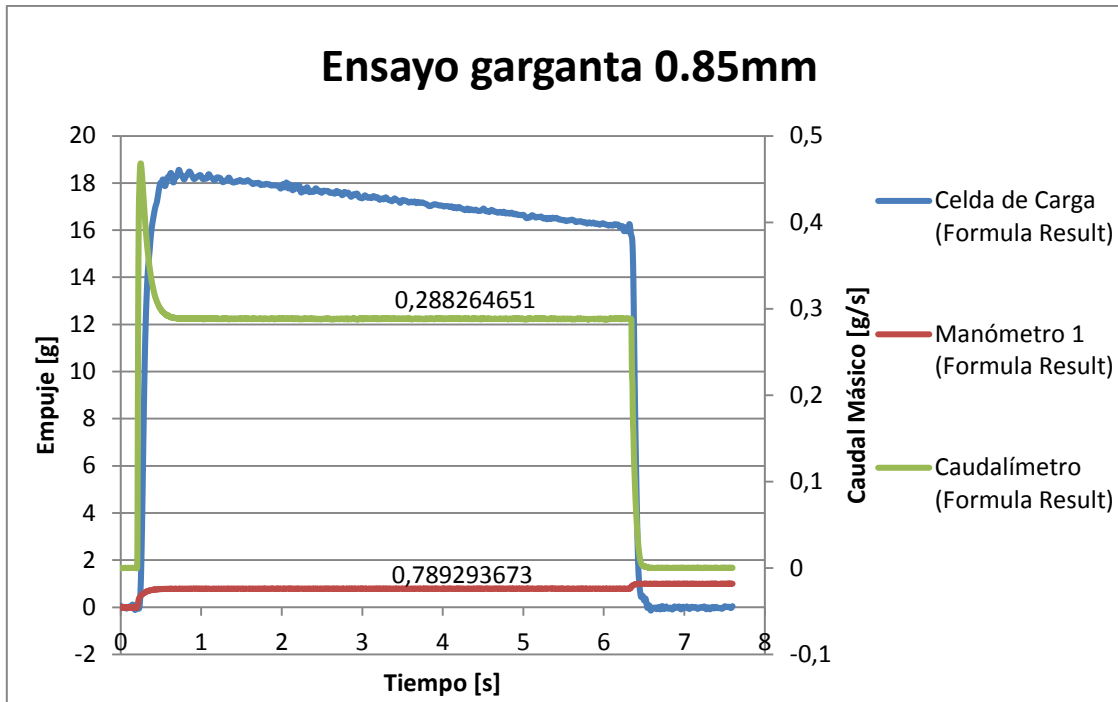


Gráfico 16. Curvas de caudal, empuje y presión vs. tiempo a geometría fija, garganta 0,85 mm

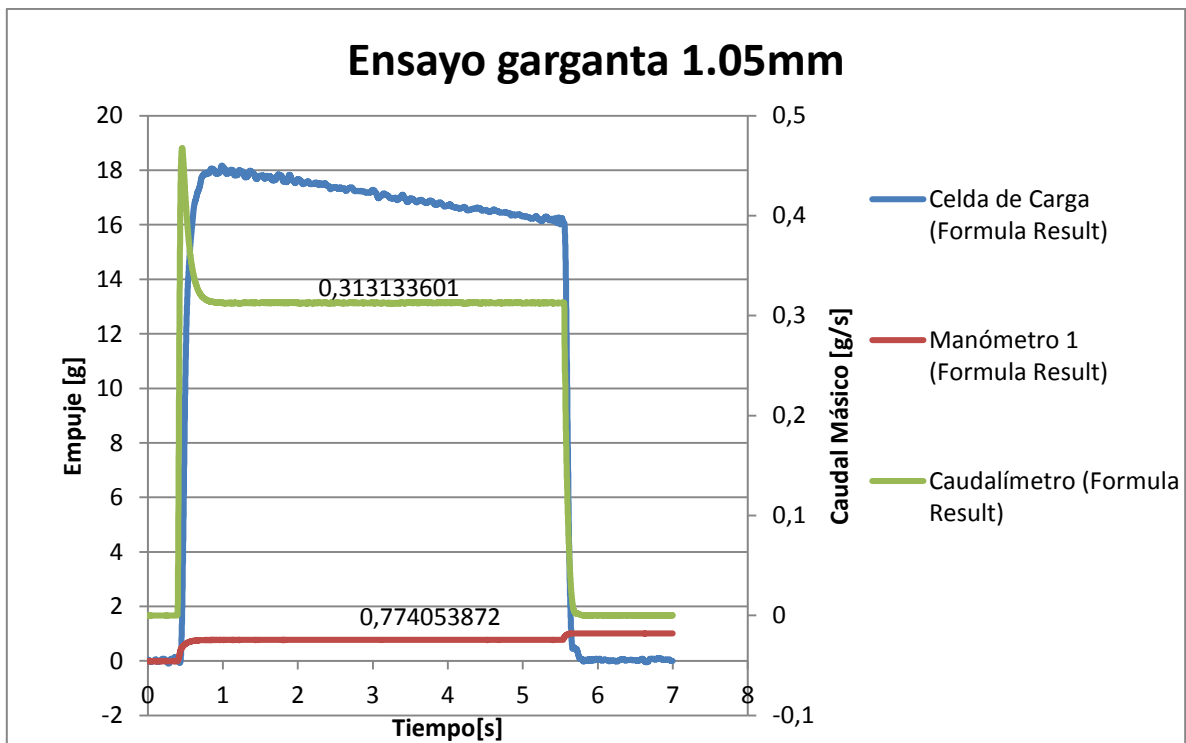


Gráfico 17. Curvas de caudal, empuje y presión vs. tiempo a geometría fija, garganta 1,05 mm

El resultado más importante de este ensayo, es el hecho de que efectivamente, se observa una variación apreciable del caudal.

4.7 Conclusiones

Del presente proyecto se puede concluir:

- Respecto al banco de pruebas:

El banco de pruebas permitió el ensayo del prototipo en forma sistemática y sinérgica. La rápida disponibilidad de los datos en formato digital, facilitada por la utilización del paquete tecnológico *DAQ National Instruments-LabView*, y la capacidad de utilizar esos datos con rutinas de interpretación y manejo de información propias permitió acelerar los tiempos análisis y determinación de conclusiones. Por su parte, se puede concluir del comportamiento del banco de ensayos que las pruebas de medición de empuje en vacío se pueden realizar con una resolución de la *0,1 gr*. En lo que respecta a los demás sensores, es necesario destacar que, para posteriores usos del mismo, es menester incluir un sensor digital de presión de vacío.

- Respecto al propulsor con geometría variable:

El prototipo probado tiene un rango de control de empuje del 15% respecto al valor medio, siendo incapaz el mismo de controlar caudal másico. Esto resuelve en que el diseño, en sus formato actual, no es apto para uso comercial. La eficiencia, en términos de la magnitud definida en la sección 4.4, resulta del 70%.

Por su parte, no se registran fugas perimetrales de gas, sin embargo, el deterioro registrado durante los ensayos indica la temprana aparición de fugas en el perímetro por desgaste del material de sellado.

Por otra parte, las toberas no presentan movimiento en el intervalo de tensiones de 0 a 4 V. Se estima a que esto se debe a que la región de apertura positiva del piezoeléctrico, el mecanismo se traba, debido a un incorrecto diseño de la unión tobera-piezoeléctrico (ver *Figura 17*). El movimiento del actuador se restringe, conformándose una unión rígida en el extremo del actuador. Este fenómeno impacta en forma directa en el rango de regulación de empuje, reduciéndolo en un 50% aproximadamente.

La incapacidad del prototipo de controlar caudal másico se debe al huelgo excesivo entre las toberas y las tapas. La principal causa de ello radica en un mecanizado de tolerancias inadecuadas, así como la falta de planitud de las piezas del conjunto.

- Respecto al propulsor de geometría fija:

Se observa que hay una variación significativa del caudal frente a cambios en la apertura de garganta cuando se eliminan los posibles huelgos entre las toberas y las tapas, concluyéndose que esta resulta ser la principal causa en la carencia de regulación de caudal y consecuentemente, la regulación de empuje se ve afectada a pesar de presentar un rango de variación del 15%.

4.8 Consideraciones futuras de diseño

De lo expuesto en la sección anterior, es menester mencionar algunas consideraciones de diseño que permitirían incrementar la *performance* del prototipo, tomando como base la iteración N°5 tal como se presentó en la memoria de diseño incluida en el informe:

- Para garantizar tolerancias de ensamble más estrechas, las cuales influyen notablemente en el desempeño de los *piezo benders*, se debe recurrir a un método de impresión 3D de mayor precisión, como, por ejemplo, sinterizado de resina por láser. La utilización de un proceso que garantice tolerancias más estrechas resultaría en un ensamble más preciso del conjunto. La pieza impresa en 3-D del diseño presentado en la iteración N° 5 determina la posición relativa de los actuadores con respecto a las toberas, para lo cual la construcción de la misma resulta crítica para el funcionamiento del mecanismo.
- Se debe rediseñar la unión tobera-cubierta, de manera tal de permitir la rotación y la fijación geométrica de la pieza, ya parcialmente contemplada, sin el uso de pernos pasantes. De esta manera, se evita el mecanizado de agujeros adicionales que constituirían a posteriori fuentes de fuga. Se puede contemplar también la utilización de un diseño de desplazamiento lineal, como el presentado en la iteración N° 2, lo cual resultaría en un mecanismo con mayor resistencia al desgaste, ya que se observó durante los ensayos la tendencia al desgaste de las superficies involucradas en la unión rotoide.
- Se debe rediseñar la unión extremo móvil de piezoeléctrico-tobera para permitir la rotación del extremo y de esta forma evitar el bloqueo del actuador en su posición de apertura (Posición neutra: Flecha nula).

- Es menester el lapeado de las piezas para obtener la planitud necesaria para garantizar un buen sello entre las piezas. Adicionalmente, se recomienda a confección de una rosca en la tapa por la cual se practica la entrada del aire, ya que de esta manera se evita el uso de fuerza excesiva en la pieza para introducir mediante un ajuste forzado, la pieza que facilita la conexión de la manguera de aire. Esto evitaría posibles deformaciones fuera del plano de las tapas.
- Se recomienda por otra parte, la realización de un nitrurado o una carburización en la superficie de las piezas que han sido expuestas al hilo caliente durante el proceso de corte. Esto resultaría en una mayor resistencia al desgaste y consecuentemente una mayor vida útil del conjunto.

5. Referencias

- [1]. P.H. Pedreira, R. Lauretta, S.D'Hers, "Development of Controlable Planar Nozzles for Micro Thrusters", Instituto Tecnológico de Buenos Aires, 1^{er} Pan American Congress on Computational Mechanics, 2015
- [2]. A.H. Shapiro, "*The Dynamics and Thermodynamics of Compressible Fluid Flow, Volume 1*", The Ronald Press Company New York, 1954.
- [3]. F.M. White, "Fluid Mechanics", Mac Graw Hill, 7ma Edición, 2011
- [4]. Y.A. Çengel, J. Cimbala, "Mecánica de Fluidos: Fundamentos y Aplicaciones", Mac Graw Hill, 4ta Edición, 2006
- [5]. F.F. Huang, "Ingeniería Termodinámica: Fundamentos y Aplicaciones", Mac Millan, 2da Edición, 1988.

Apéndice A

El protocolo para la realización de los ensayos fue desarrollado en torno al proceso de generación de vacío dentro de la cámara y este fue ejecutado de manera sistemática cada vez que se comenzaba un set de ensayos distintos. Se describen a continuación las condiciones del fluido de ensayo y el protocolo de ensayos.

Condiciones de ensayo:

- *Gas*: Aire a temperatura y presión ambiente. La presión de entrada a la tobera es registrada con el sensor de presión Nagano.
- *Vacío*: En la cámara donde se ensaya la tobera la presión debe ser considerablemente menor que la atmosférica. Para comenzar los ensayos, se determinó que la presión registrada por el vacuómetro Bourdon debe ser menor a *1 mbar*, es decir, menor a lo que el vacuómetro puede registrar.

Protocolo de ensayos:

1. Encender de fuente de alimentación
2. Colocar la tobera en el soporte de la celda de carga
3. Verificar correcto funcionamiento de sensores, actuadores, válvula solenoide
4. Cerrar y ajustar la tapa cámara de vacío
5. Encender la bomba de vacío
6. Pasado cierto tiempo de haber comenzado la operación de vacío, abrir gas balast y cerrar después de un minuto de haberla abierto
7. Esperar hasta alcanzar una presión *>1mbar* indicada por el vacuómetro
8. Una vez alcanzada la presión de ensayo, tarar la celda y el caudalímetro
9. Abrir válvula solenoide
10. Alimentar a los actuadores con el voltaje deseado (De 0 a 11 V)
11. Comenzar la adquisición de datos
12. Abrir válvula mariposa ubicada en el exterior de la cámara y que permite el flujo ininterrumpido de aire desde la toma afuera de la cámara hasta la tobera
13. Dejar fluir el gas hasta que la presión de la cámara alcance los *10mbar*
14. Cerrar válvula solenoide
15. Interrumpir la adquisición de datos
16. Cerrar válvula mariposa
17. Iterar desde el paso 7 abriendo la válvula de gas balast cada *20 minutos* y cerrándola después de *1 minuto*.

Una vez realizados los ensayos necesarios o propuestos, se debe seguir los siguientes pasos para romper el vacío

18. Cerrar válvula del manifold (indicado en la *Figura 40*)
19. Desconectar la manguera y cerrar la válvula de bloqueo de la bomba
20. Inmediatamente apagar la bomba, abrir gas balast y abrir válvula de bloqueo de la bomba
21. Comenzar a abrir lentamente la válvula aguja del manifold
22. Abrir válvula del manifold lentamente
23. Cerrar gas balast
24. Reconectar manguera
25. Cerrar válvula aguja
26. Abrir cámara de vacío

Se realizan en total 12 ensayos variando el voltaje de los piezoeléctricos 1V por ensayo y arrancando desde 0V.