



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERÍA

**Simulación numérica del flujo en la válvula de
admisión de un motor de motocicleta 125 cc**

TESIS

Que para obtener el título de

Ingeniero Mecánico

P R E S E N T A

Kevin Merari Hernández Soto

DIRECTOR DE TESIS

Dr. William Vicente y Rodríguez



Ciudad Universitaria, Cd. Mx., 2024



**PROTESTA UNIVERSITARIA DE INTEGRIDAD Y
HONESTIDAD ACADÉMICA Y PROFESIONAL
(Titulación con trabajo escrito)**



De conformidad con lo dispuesto en los artículos 87, fracción V, del Estatuto General, 68, primer párrafo, del Reglamento General de Estudios Universitarios y 26, fracción I, y 35 del Reglamento General de Exámenes, me comprometo en todo tiempo a honrar a la institución y a cumplir con los principios establecidos en el Código de Ética de la Universidad Nacional Autónoma de México, especialmente con los de integridad y honestidad académica.

De acuerdo con lo anterior, manifiesto que el trabajo escrito titulado SIMULACION NUMERICA DEL FLUJO EN LA VALVULA DE ADMISION DE UN MOTOR DE MOTOCICLETA 125 CC que presenté para obtener el título de INGENIERO MECÁNICO es original, de mi autoría y lo realicé con el rigor metodológico exigido por mi Entidad Académica, citando las fuentes de ideas, textos, imágenes, gráficos u otro tipo de obras empleadas para su desarrollo.

En consecuencia, acepto que la falta de cumplimiento de las disposiciones reglamentarias y normativas de la Universidad, en particular las ya referidas en el Código de Ética, llevará a la nulidad de los actos de carácter académico administrativo del proceso de titulación.

KEVIN MERARI HERNANDEZ SOTO
Número de cuenta: 315284399

Agradecimientos

En primer lugar, agradezco a mis padres Emma Soto Nieto y Cecilio Esteban Hernández Guerrero, por haber estado a mi lado durante toda mi formación académica y proveerme de todo lo que fuere necesario para cumplir esta meta. Adicionalmente agradezco a mis hermanos Daniel Esteban Hernández Soto y Karin Jazmín Hernández Soto por ayudarme a forjar mis habilidades, motivarme y a explotar mi potencial para lograr cosas que nunca imagine. A mis mejores amigos Itzayana de Jesús Diaz Gaspar, Aidé Yael Velázquez Tenorio, Viridiana Ortiz Cruz y Manuel Colin Méndez por mostrarme que una buena amistad puede trascender los años, enfrentar cualquier obstáculo y hacernos crecer en cualquier aspecto de la vida.

También, agradezco a mis profesores, amigos y colegas de la UNICE, en especial al Dr. William Vicente y Rodríguez por transmitirme sus conocimientos y poner a mi alcance las herramientas para desarrollarme en la parte de termodinámica que tanto me ha apasionado. Así, de la misma manera a todos aquellos que vieron mi potencial y confiaron en mi, mucho antes de que yo lo hiciera; con este escrito rindo tributo al esfuerzo, constancia y compromiso de todos.

Se agradece el apoyo que proporcionó la DGAPA a través del Proyecto PAPIIT IG 100 222 “Modificaciones estimadas del parque vehicular en la Ciudad de México hacia las décadas 30's y 40's, así como su impacto en las emisiones de contaminantes atmosféricos criterio y gases de efecto de invernadero”, y al proyecto GII “Intensificación de los procesos para la obtención de biocompuestos a partir de agua residual”.

Contenido

Índice de figuras	6
Introducción.....	9
Objetivo General.....	18
Objetivos específicos	18
Capítulo 1: Antecedentes	19
1.1 Los motores de combustión interna	19
1.1.1 El ciclo Diesel	19
1.1.2 El ciclo Otto	20
1.2 Conductos de admisión y escape	22
1.3 Sistema de admisión.	23
1.4 Renovación de la carga.	25
1.4 Coeficiente de descarga	26
1.5 Eficiencia volumétrica	28
Capítulo 2: Ecuaciones de gobierno	30
2.1 Ecuaciones de transporte.....	30
2.1.1 Ecuaciones de continuidad.....	30
2.1.2 Conservación de la cantidad de movimiento.....	30
2.2 Navier-Stokes.....	33
2.3 La turbulencia	36
2.3.1 Aspectos físicos	36
2.3.2 Modelos de turbulencia	36
2.4 Volúmenes finitos.....	38
Capítulo 3: Simulación numérica del flujo en la válvula de admisión.....	46

3.1 Caso de estudio	46
3.2 Detalles numéricos.....	50
3.2.1 Independencia de resultados con malla.....	52
3.3 Contornos de velocidad, presión en conducto de admisión, presión sobre la válvula y energía cinética turbulenta	53
3.3.1 Regiones de turbulencia	63
3.4 Efecto de la apertura de la válvula en la presión, velocidad, energía cinética turbulenta y pérdidas de energía	64
Conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros	72
Referencias	75
Apéndice A	77
Anexos	80

Índice de figuras

Figura 1- Numero de motocicletas en la Zona Metropolitana del Valle de México (2012 – 2022). (INEGI 2023).	9
Figura 2- Influencia de las dimensiones del conducto y válvula de admisión en las curvas características de un motor 4 tiempos de 1393 cm ³ (Dante Giacosa 1970).	12
Figura 3- Coeficiente de descarga en función del levantamiento de la válvula de admisión para un motor Diesel (Zirngibl et al. 2017).	14
Figura 4- Presiones medidas y calculadas a 1700 rpm (cámara reentrante mejorada) (Fernández et al. 2010).	15
Figura 5- Trayectorias para distintos ángulos de giro del cigüeñal (Fernández et al. 2010)	16
Figura 6- Sistema de admisión de aire de un motor 125cc.	17
Figura 7- Diagramas Presión-Volumen para el ciclo termodinámico de Diesel (Cengel 2013)	20
Figura 8- Temperatura-Entropía para el ciclo termodinámico de Diesel (Cengel 2013)	20
Figura 9- Comparación del ciclo Otto real y ciclo Otto ideal (Cengel 2013).	21
Figura 10- Conductos de admisión y de escape de motor 125 cc.	22
Figura 11- Carcasa del filtro de aire. Motocicleta 125 cc.	23
Figura 12- Carburador. Motocicleta 125 cc.	24
Figura 13- Colector de admisión. Motocicleta 125 cc.	24
Figura 14- Sección de la culata. Motocicleta 125 cc.	25
Figura 15- Gasto instantáneo en válvulas de admisión (Torregrosa y Giménez, 2015).	26
Figura 16- Válvulas con asiento cónico y plano (Dante Giacosa 1970).	27
Figura 17- Elementos geométricos de las válvulas.	28
Figura 18- Comparación de apertura de válvulas (Juan San Miguel 1982).	29
Figura 19- Representación de turbulencia (David Zavala Salgado 2022).	37

Figura 20- Representación del sistema discretizado en volúmenes finitos (David Zavala Salgado 2022).....	39
Figura 21- Diagrama esquemático de un volumen de control bidimensional	41
Figura 22- Representación del motor real 125cc.....	47
Figura 23- Representación del sistema empleado en banco de flujo estacionario.	47
Figura 24- Plano explosivo del sistema a simular.	48
Figura 25- Malla del volumen de control para un levantamiento de válvula de 2 mm.	51
Figura 26- Gráfica del Gasto contra levantamiento de válvula de 1 a 10 mm.	52
Figura 27- Independencia de resultados con malla para un levantamiento de válvula de 10 mm.....	53
Figura 28. Contornos de velocidades para un levantamiento de válvula a 10 mm y un caudal de 0.015875 kg/s.....	54
Figura 29. Contornos de velocidad para un levantamiento de válvula a 10 mm y un caudal de 0.015875 kg/s.	56
Figura 30. Vista frontal del contorno de velocidades para un levantamiento de válvula a 10 mm y un caudal de 0.015875 kg/s.....	57
Figura 31. Contornos de presión para un levantamiento de válvula a 10 mm y un caudal de 0.015875 kg/s.	60
Figura 32. Contornos de presión para un levantamiento de válvula a 10 mm y un caudal de 0.015875 kg/s.	61
Figura 33- Contornos de energía cinética turbulenta para un levantamiento de válvula a 10 mm y un caudal de 0.015875 kg/s.....	62
Figura 34- Isosuperficie de energía cinética turbulenta para un levantamiento de válvula a 10 mm y un caudal de 0.015875 kg/s.....	63
Figura 35- Colocación de planos a través del ducto de admisión.	64
Figura 36. Presión en diferentes planos para los levantamientos de válvula 1 a 10 mm.	65

Figura 37. Velocidad en diferentes planos para los levantamientos de válvula 1 a 10 mm.	66
Figura 38. Energía del flujo en diferentes planos para los levantamientos de válvula de 1 a 10 mm.	67
Figura 39. Pérdidas de carga para los levantamientos de válvula de 1 a 10 mm.	68
Figura 40- Energía cinética turbulenta para los levantamientos de válvula de 1 al 10 mm.	69
Figura 41- Constante de la válvula,	70
Figura 42- Comparación de los coeficientes de descarga simulados y reales.	71
Figura 43- Diagrama esquemático de celdas (David Zavala Salgado 2022).	78

Introducción

Ante el aumento significativo de las motocicletas como vehículo de transporte en la zona metropolitana de la ciudad de México, la cantidad de contaminantes derivados de su uso también ha incrementado (Isaac Eli Guerrero Beltrán 2022), por lo que es esencial la implementación de protocolos y leyes para regular sus emisiones. En el periodo que va de 2012 al 2022, el parque vehicular de motocicletas en la Zona Metropolitana del Valle de México (ZMVM) se ha incrementado en aproximadamente 833% respecto al 2012 (Figura 1), esto como respuesta al alza en los precios de las gasolineras (TRADING ECONOMICS 2024). Además, las motocicletas de baja cilindrada son una alternativa para el transporte particular ya que su costo inicial y de operación son más accesible para la mayoría de los usuarios. Adicionalmente, éstas se han convertido en una opción de transporte más ágil y rápida para pequeños recorridos dentro de ciudades como la Ciudad de México.

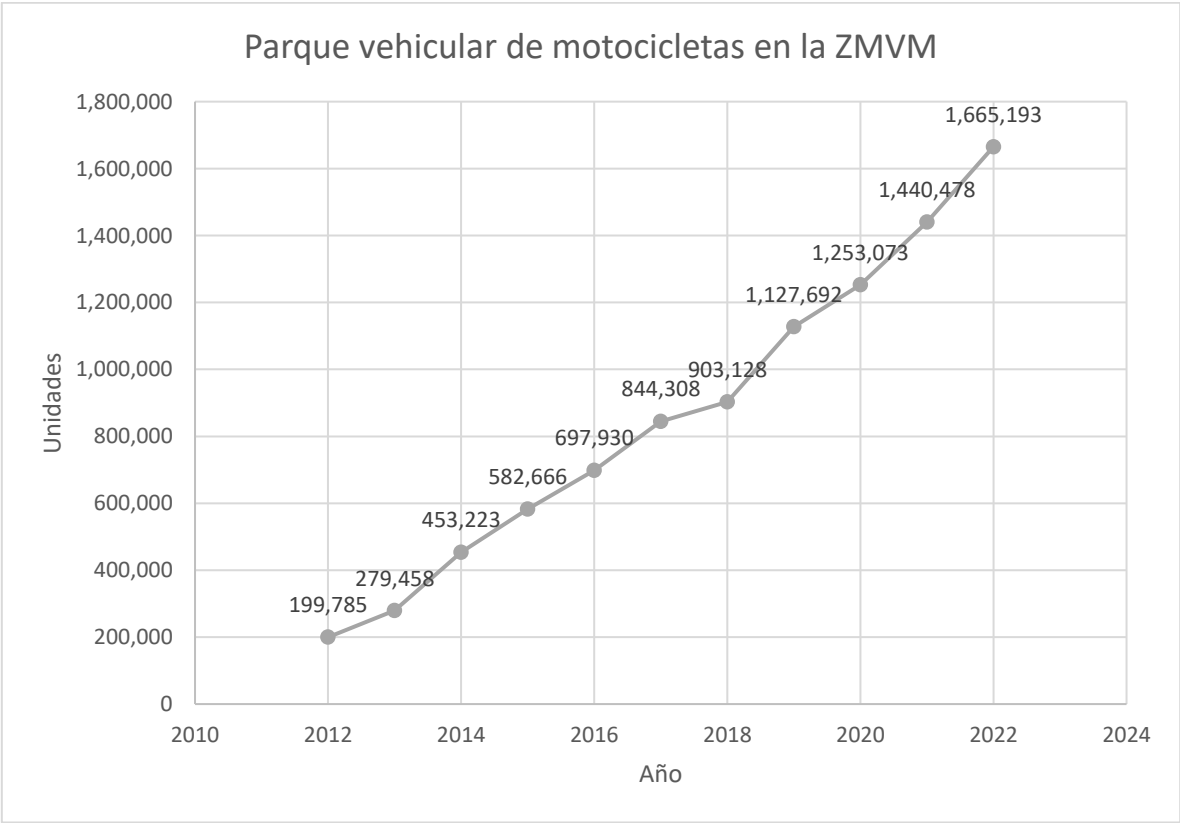


Figura 1- Numero de motocicletas en la Zona Metropolitana del Valle de México (2012 – 2022). (INEGI 2023).

Los motores de combustión interna son máquinas que tienen como objetivo el transformar la energía química del combustible en energía mecánica, que puede usarse de manera directa en varios procesos. Así, las motocicletas aprovechan la energía química de la gasolina para alcanzar un trabajo mecánico que se verá reflejado en el traslado de personas. Sin embargo, la tecnología empleada en la mecánica del motor de las motocicletas no ha tenido muchos avances para reducir su impacto ambiental desde su invención, así como para mejorar su desempeño comparado con los motores de los automóviles que poseen sistemas electrónicos para optimizar su combustión (Rubén Fidalgo 2017). (Nicolas Ortuya 2024) presenta una lista de las 10 motocicletas más económicas vendidas en México durante 2023 de las cuales 5 poseen motores de 125 cc y estas en su totalidad aún emplean carburadores.

Pese a que existen propuestas de nuevos combustibles y tecnologías que mejoran el desempeño en los motores a gasolina de 4 tiempos, no es común verlos en las motocicletas debido a la falta de regulaciones gubernamentales hacia los fabricantes, quienes por abaratar costos de producción omiten un correcto diseño de la arquitectura interna de sus motores, aun cuando estas representan una cifra significativa de vehículos motores que transitan en la ZMVM.

Si bien es cierto que un motor de cuatro tiempos a gasolina consta de varios componentes donde pueden existir pérdidas mecánicas, la optimización en el comportamiento del flujo de admisión en las motocicletas es crucial para disminuir su impacto ambiental y mejorar sus prestaciones mecánicas. Por lo descrito anteriormente, es de interés de este trabajo, el estudio del flujo a través de la válvula de admisión, ya que es en esta región donde varios autores (L.J. Kastner et al. 1963) coinciden que existen mayores pérdidas relacionadas directamente con el comportamiento del flujo, proceso que afecta el desempeño del motor.

De acuerdo con (Dante Giacosa 1970), al variar la sección de área transversal de los conductos de admisión, así como el tamaño de las válvulas o los tiempos de apertura de las mismas se pueden obtener cambios notables en la potencia del motor en un rango de revoluciones definido. Esto es debido a que el incremento de las dimensiones en los elementos de admisión repercute directamente en el rendimiento volumétrico el cual es una relación del aire real introducido al cilindro y el que teóricamente debe introducirse por unidad de tiempo y unidad de cilindrada (Dante Giacosa 1970), esto favoreciendo a los

valores de potencia máxima y par máximo para regímenes altos. En sentido contrario, la disminución de las dimensiones tiende a una menor eficiencia volumétrica acompañado de una disminución en el par máximo y la potencia máxima. La Figura 2 ilustra la influencia de las dimensiones de los conductos de admisión y las válvulas en las curvas características de un motor; las curvas de línea continua corresponden a conductos y válvulas de dimensiones grandes; las curvas de trazos corresponden a conductos y válvulas de dimensiones pequeñas.

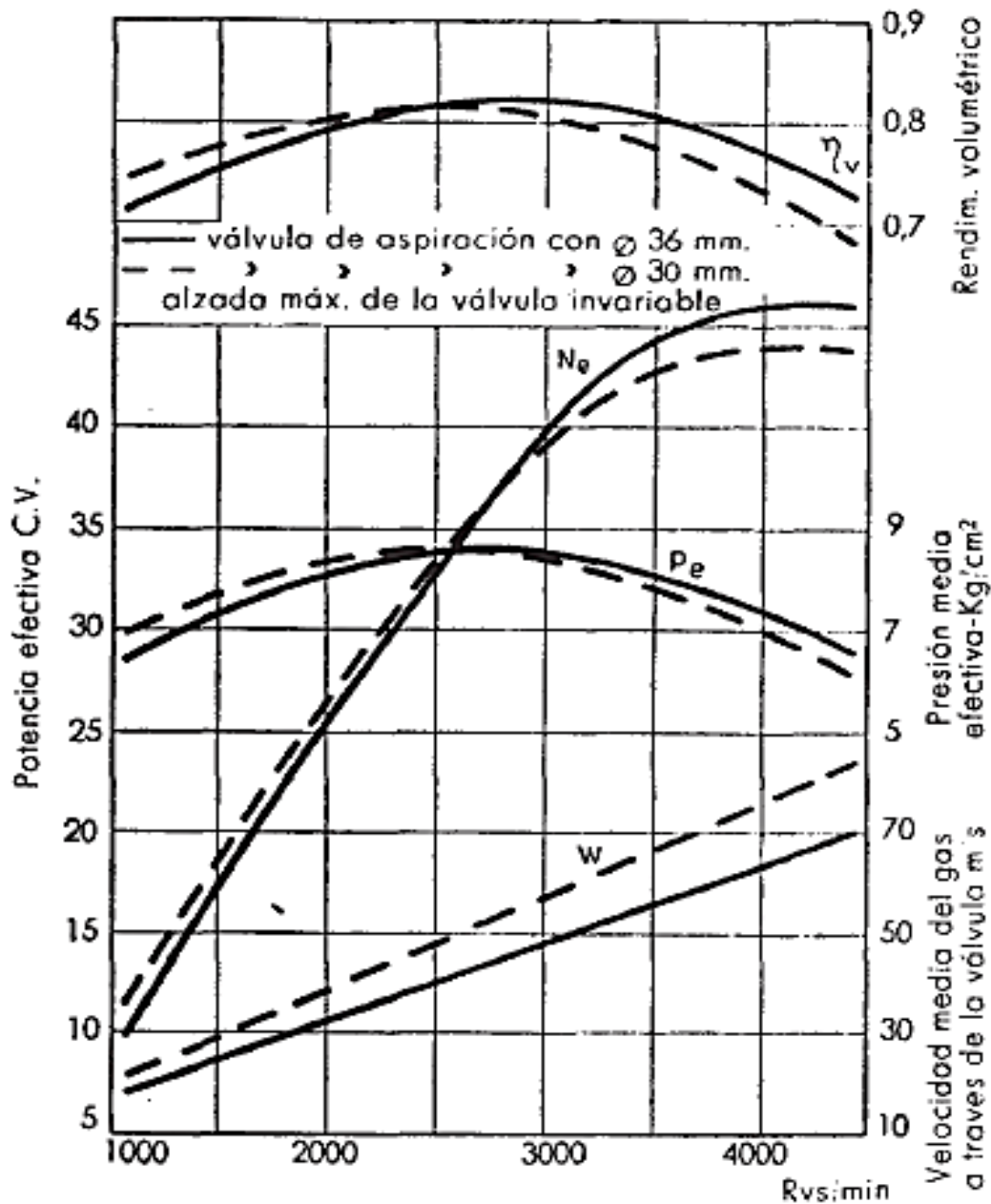


Figura 2- Influencia de las dimensiones del conducto y válvula de admisión en las curvas características de un motor 4 tiempos de 1393 cm³ (Dante Giacosa 1970).

Por su parte, (González Lugo, Ruiz Juventino, y González Oropeza 2018) hicieron uso de un banco de flujo estacionario para obtener el coeficiente de descarga para la válvula de admisión en función de su levantamiento para un motor de 125 cc. Para llevar a cabo esto, se midió el gasto másico a través de la válvula de admisión de manera experimental, posteriormente se comparó con el gasto másico ideal. Sin embargo, existe la limitación física

propia del diseño de la culata de cilindro, así como del material ya que al ser un cuerpo cerrado con una cavidad interna donde se aloja la válvula de admisión, no es posible observar el comportamiento del flujo a través de este conducto que permita detectar aquellas regiones donde existen mayoritariamente pérdidas o alteraciones en el mismo.

Algunos de los trabajos que se han desarrollado con este tópico se mencionan a continuación.

(Zirngibl et al. 2017) analiza la influencia dinámica en el caudal entre el cilindro y las lumbreras, aplicándose un modelo unidimensional de acción de ondas para la consideración de efectos dinámicos. De acuerdo a este análisis, el campo de velocidad axial dentro del cilindro se ve significativamente afectado por el movimiento de la válvula, diferenciándose especialmente en pequeñas elevaciones de válvula de mediciones estables. Adicionalmente, este trabajo se enfoca en la obtención del coeficiente de descarga para las válvulas de admisión y de escape para un motor diésel de producción en serie mediante simulación numérica. También, se menciona en este trabajo que el refinamiento de la malla debe ser mayor en la región correspondiente a la separación entre el asiento de la válvula y la válvula misma, con la finalidad de apreciar de mejor manera el desprendimiento del flujo respecto a las paredes del cuerpo, y de poder observar con detalle los efectos debidos a la turbulencia en levantamientos de válvula pequeños.

La Figura 3 muestra los coeficientes de descarga dinámicos durante el proceso de apertura y cierre de la válvula e influencias resultantes de la evaluación del estado de flujo, así como la comparación con los coeficientes estáticos convencionales. De la Figura 3, la línea color naranja representa el coeficiente de descarga estático y la línea continua en color negro señala el coeficiente de descarga de referencia (real) contra el cual se comparan los resultados numéricos.

Las líneas numeradas en la figura corresponden a; 1: plano cercano y presión de cilindro promedio de masa, 2: presión límite y selección de celda cilíndrica, 3: combinación de selección de plano cercano y celda cilíndrica.

El encuadre del lado inferior izquierdo (Figura 3) se muestra una zona de flujo reversible para un levantamiento de válvula de 0 a 1 mm, que es debido al propio movimiento de apertura de la válvula, así como de los efectos inerciales del flujo.

Con lo mencionado en el trabajo de (Zirngibl et al. 2017) se obtiene que el coeficiente de descarga 2 (presión límite y selección de celda cilíndrica) tiene una mejor aproximación al coeficiente dinámico de referencia.

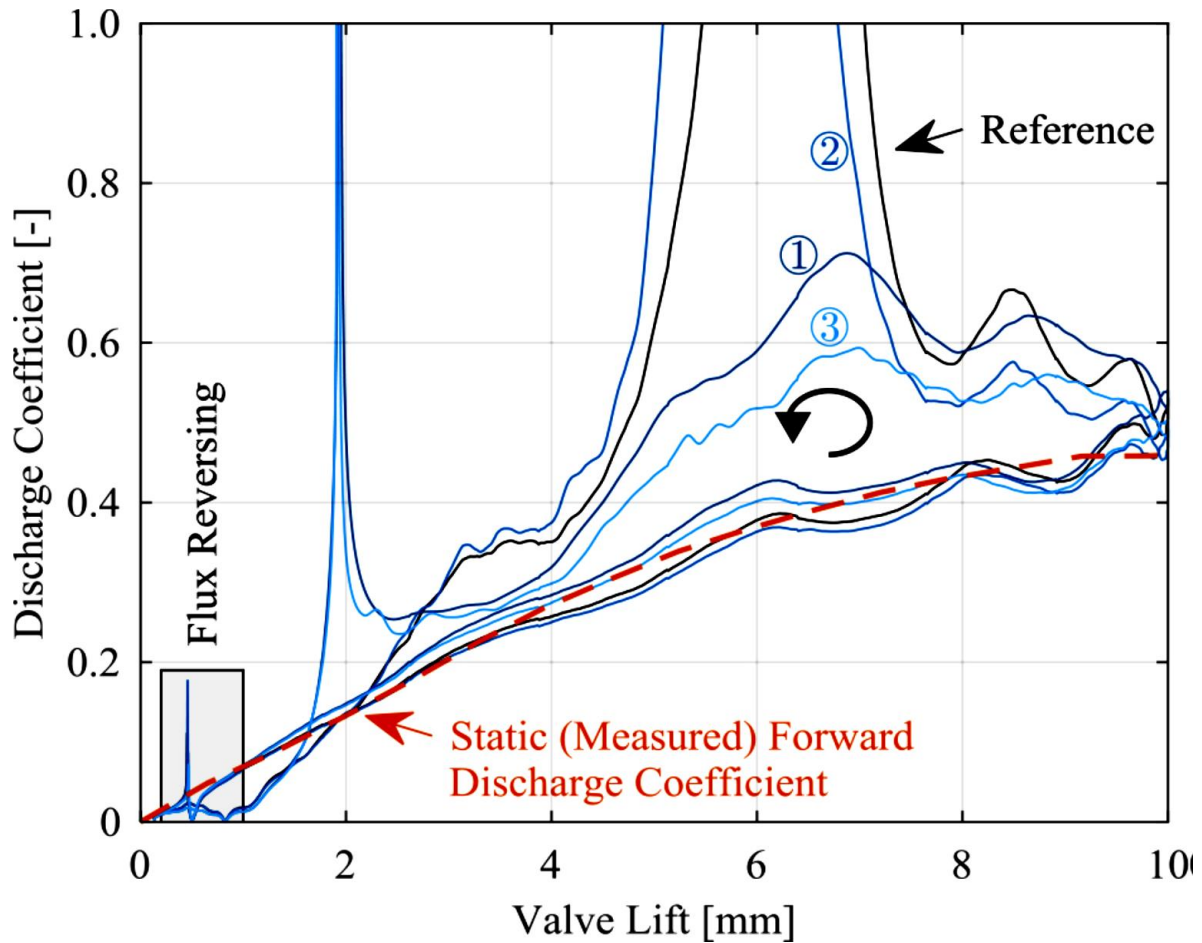


Figura 3- Coeficiente de descarga en función del levantamiento de la válvula de admisión para un motor Diesel (Zirngibl et al. 2017).

(Zirngibl et al. 2017) concluyeron que, para la obtención de los coeficientes de descarga bajo condiciones estáticas para el múltiple de admisión y válvula, es necesario una diferencia de presión mínima de 60 mbar entre aguas arriba y aguas debajo de la válvula. Comparando los resultados medidos y simulados, los resultados simulados presentan una sobreestimación del gasto másico, principalmente para grandes levantamientos de la válvula

Con el fin de determinar los coeficientes de descarga dinámicos de una liberación de gas mediante una simulación transitoria 3D, el estado de flujo aguas arriba y aguas debajo de la válvula necesitan ser evaluados tan cerca como sea posible a la válvula. En donde el estado aguas abajo es tomado dentro de la cámara de combustión.

El estudio del flujo que pasa a través de la válvula de admisión es crucial para comprender el llenado del cilindro, así como la retención de la masa de aire comprendida entre el colector de admisión y la válvula en las dos direcciones de flujo más importantes, normal e inverso.

En el trabajo “Simulación del flujo de aire en un motor Diesel” (Fernández et al. 2010), se muestra la importancia del sistema de admisión de aire en un motor de combustión interna alternativo, ya que este proceso está íntimamente ligado a la generación de potencia, consumo de combustible y emisión de gases contaminantes. Es por esto que, cuando se necesita aumentar la potencia de un motor sin realizar un nuevo diseño, se actúa directamente sobre el sistema de admisión de aire. (Fernández et al. 2010) se enfocan en la obtención de la presión y temperatura dentro de la cámara, el gasto masico de aire y las trayectorias del mismo, en función de la posición angular del cigüeñal como se muestra en la Figura 4.

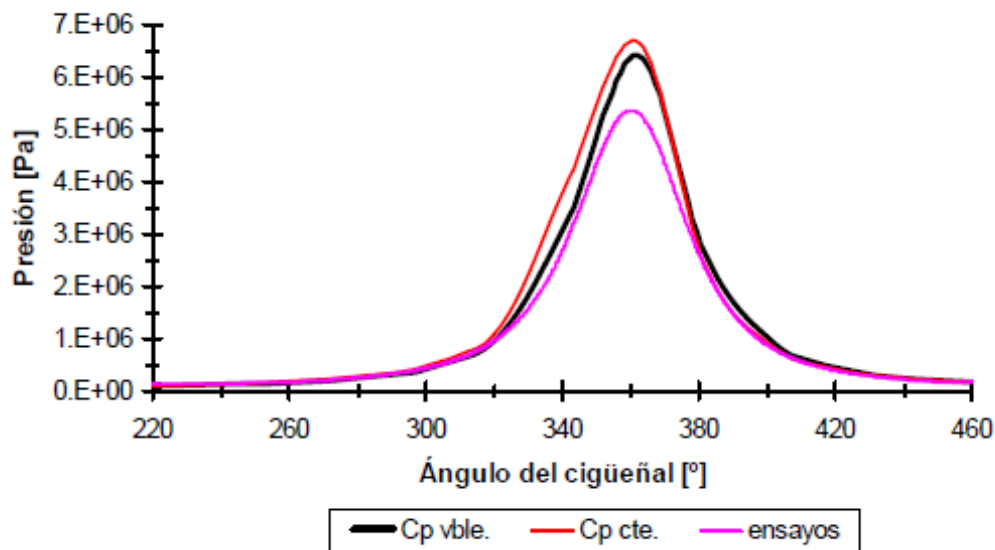


Figura 4- Presiones medidas y calculadas a 1700 rpm (cámara reentrante mejorada) (Fernández et al. 2010).

Los parámetros anteriores fueron obtenidos de manera experimental y numérica, los cuales se presentan en la Figura 5 mediante las líneas de corriente para el llenado de la cámara.

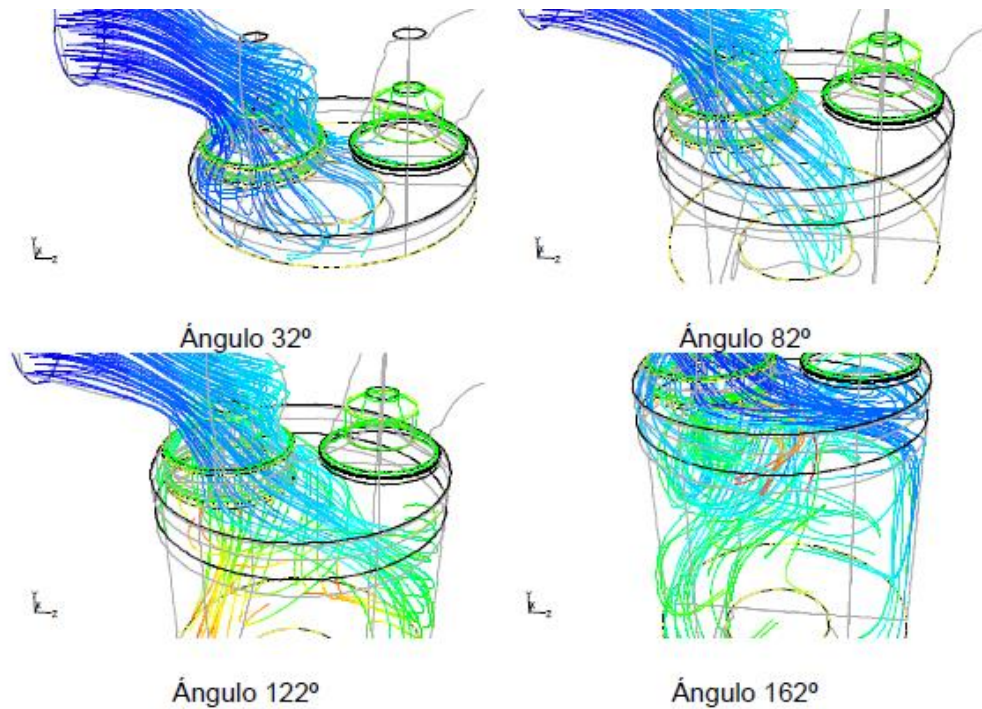


Figura 5- Trayectorias para distintos ángulos de giro del cigüeñal (Fernández et al. 2010)

En la actualidad, la dinámica de fluidos computacional ha sido una gran herramienta para el estudio del comportamiento de los fluidos, bajo demandas específicas, así como en el diseño de estructuras que permitan su manejo. Sin embargo, hace falta una comparación de las predicciones numéricas computacionales con datos experimentales (validación), para asegurar que el comportamiento real del fenómeno de estudio está bien predicho.

Así, el objetivo de esta tesis es la simulación numérica del flujo alrededor de la válvula de admisión de un motor de motocicleta monocilíndro de 125cc. Haciendo uso de los resultados del levantamiento de la válvula de admisión, que fueron previamente obtenidos por (César Luis González Lugo 2017).

La región de interés de este estudio comprende al ducto de admisión, ubicado en la cabeza de válvulas, considerando la interacción con la válvula. En la (Figura 6) se muestra la región de análisis.

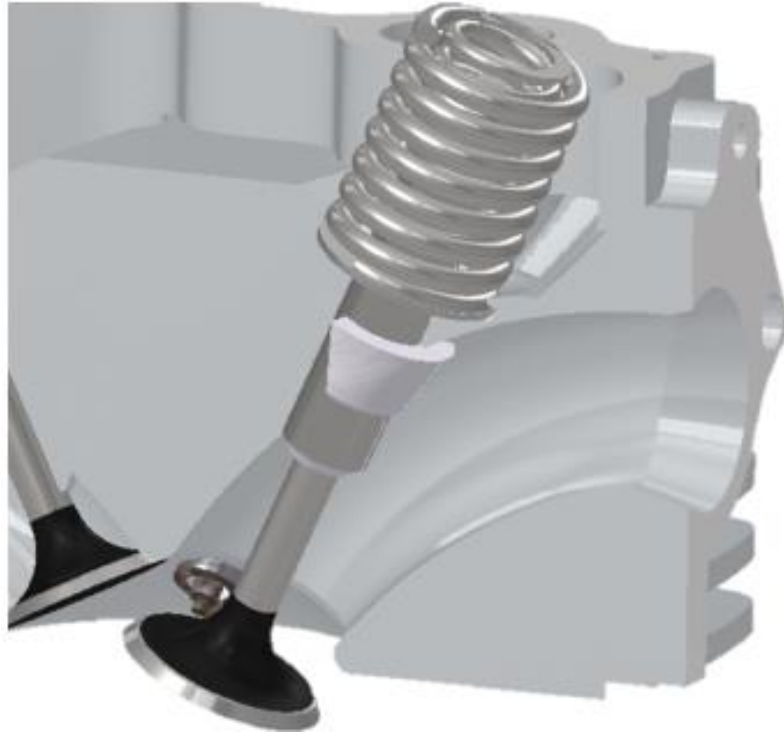


Figura 6- Sistema de admisión de aire de un motor 125cc.

Objetivo General

Simular numéricamente el flujo en el interior de un sistema de admisión de un motor de motocicleta monocilindro de 125 cc, que incluye la interacción con la válvula.

Objetivos específicos

- 1.- Simular numéricamente el flujo en el conducto de admisión de una motocicleta 125 cc.
- 2.- Analizar numéricamente el flujo para cada posición de la válvula.
- 3.- Calcular las pérdidas de energía debidas a la válvula de admisión en función de su levantamiento.

Capítulo 1: Antecedentes

En este capítulo se presentan algunos conceptos que permiten comprender el movimiento del fluido en los conductos de admisión y escape, la renovación de la carga para motores de 4 tiempos, coeficiente de descarga, así como la eficiencia volumétrica.

1.1 Los motores de combustión interna

Los motores de combustión interna se clasifican en dos grupos, los encendidos por compresión (MEC) y los de encendido provocado (MEP). Ambos tipos de motores convierten la energía química de los combustibles en energía mecánica.

1.1.1 El ciclo Diesel

Los motores diésel son un claro ejemplo de los MEC ya que requieren de llevar el combustible a altas presiones y conseguir el punto de ignición del mismo.

En 1892, el ingeniero alemán Rudolf Diesel realiza sus primeros motores de encendido por compresión, de ahí es que toma su nombre este ciclo termodinámico, en el cual se emplean hidrocarburos líquidos menos volátiles y de una densidad mayor a los utilizados en los MEP (Dante Giacosa 1970). Cabe destacar que, para estos motores, el fluido de trabajo, contrario a lo se podría intuir no es el combustible sino el aire, puesto que el combustible se inyecta directo en la cámara de combustión. En la Figura 7 se presenta el diagrama P-v para un ciclo Diesel, en el que de 1 a 2 existe una compresión isentrópica, de 2 a 3 una expansión a presión constante, 3 a 4 la carrera de trabajo (isentrópica) y de 4 a 1 la liberación de gases de combustión en un proceso isocórico; en la Figura 8 se muestra el diagrama T-s para el mismo ciclo. Ambos diagramas describen el comportamiento de operación del ciclo en condiciones ideales en donde existe un ingreso de calor en el proceso de 2 a 3 y una liberación de calor que va de 4 a 1, etapa correspondiente a la expulsión de los gases de combustión.

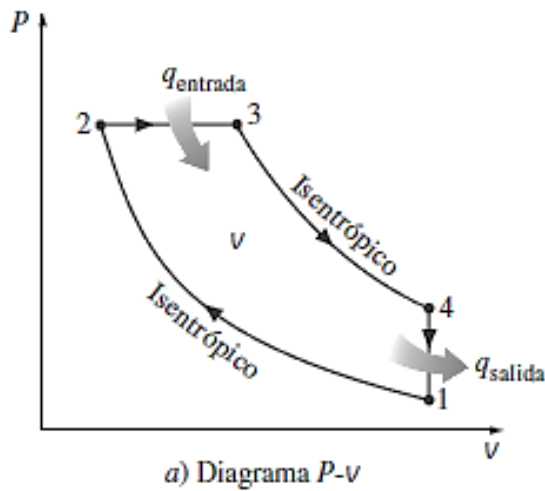


Figura 7- Diagramas Presión-Volumen para el ciclo termodinámico de Diesel (Cengel 2013)

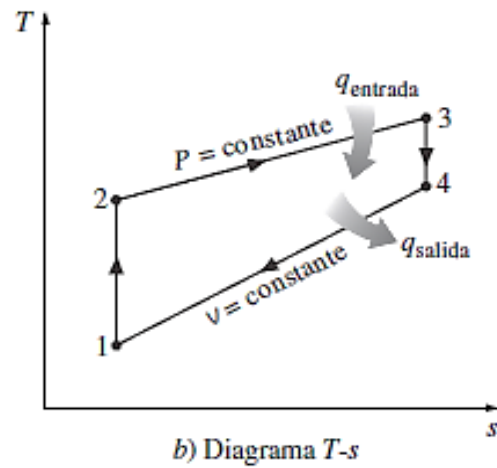


Figura 8- Temperatura-Entropía para el ciclo termodinámico de Diesel (Cengel 2013)

1.1.2 El ciclo Otto

El ciclo de Otto es el nombre del ciclo ideal con el que operan aquellas máquinas de desplazamiento positivo encendidas por chispa. El nombre se debe a Nikolaus Otto, ingeniero alemán quien en 1876 desarrolla una máquina de 4 tiempos basada en el ciclo termodinámico propuesto por el francés Beau de Rochas en 1862; el ciclo se desarrolla al cabo de dos giros del cigüeñal.

El ciclo de encendido por chispa se presenta en la Figura 9 y comienza con el pistón en el punto muerto superior (PMS), descendiendo mientras se abre la válvula de admisión, permitiendo el ingreso de la premezcla aire-combustible hacia la cámara de combustión. La válvula se cierra cuando el pistón está en su extremo inferior (PMI); a esta carrera del pistón corresponde el nombre de “Aspiración”. Una vez lleno el cilindro con la premezcla, continúa la etapa de la compresión; es en esta carrera del pistón donde vuelve a subir al PMS con ambas válvulas cerradas en una rotación del cigüeñal de 180° elevando la presión de la mezcla en un proceso isentrópico.

Una vez comprimida la mezcla gaseosa, se enciende por una chispa que provoca una expansión adiabática del combustible, llevando el pistón nuevamente al punto muerto inferior y provocando otro giro de 180° del cigüeñal con ambas válvulas cerradas.

La cuarta etapa del ciclo es el escape. Con la válvula de escape abierta el pistón sube hasta el punto muerto superior desplazando los gases productos de la combustión hacia el sistema de escape para ser liberados a la atmosfera. Después de este proceso, el ciclo vuelve a repetirse.

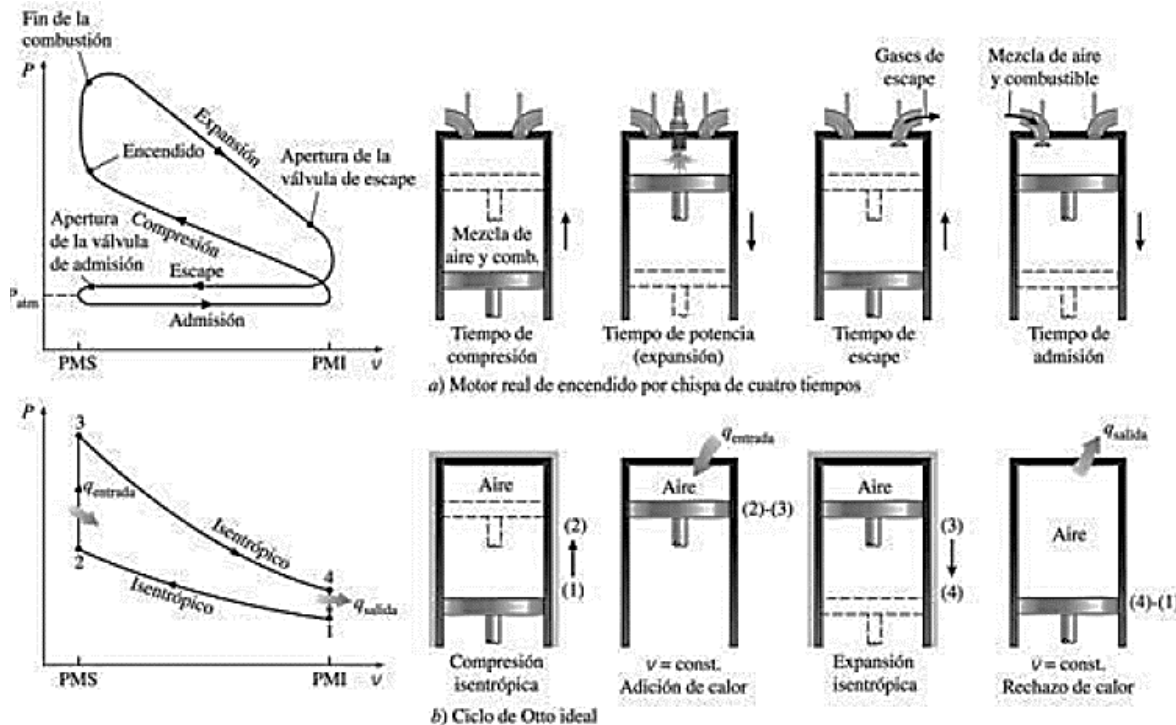


Figura 9- Comparación del ciclo Otto real y ciclo Otto ideal (Cengel 2013).

Los motores de encendido provocado pueden utilizar diversos tipos de combustibles, generalmente hidrocarburos como las gasolinas, pero a diferencia de los motores de encendido por compresión requieren de un detonante externo para iniciar la combustión.

1.2 Conductos de admisión y escape

El propósito de los conductos de admisión y de escape (Figura 10) es transportar de manera eficiente los fluidos de trabajo respectivos en cada etapa de operación. El diseño de estos depende directamente de tres parámetros importantes: geometría, velocidad del flujo y rugosidad. Los conductos de escape deben oponer la mínima resistencia al flujo de los gases y los conductos de aspiración han de permitir el mayor caudal de aire posible, por lo que, de los conductos y las válvulas depende la velocidad de los mismos.

El sistema de admisión se encarga de llevar el aire atmosférico hasta la cámara de combustión, pasando previamente por un conjunto de elementos encargados del filtrado del aire, el dosado y mezcla del combustible, así, hasta la apertura y cierre de válvulas como se describe en el apartado 1.3.

El sistema de escape en los MCI es el encargado de desalojar los gases producto de la combustión, atenuar los ruidos y procesar los componentes no deseados de esta etapa, como suelen ser los NOx.

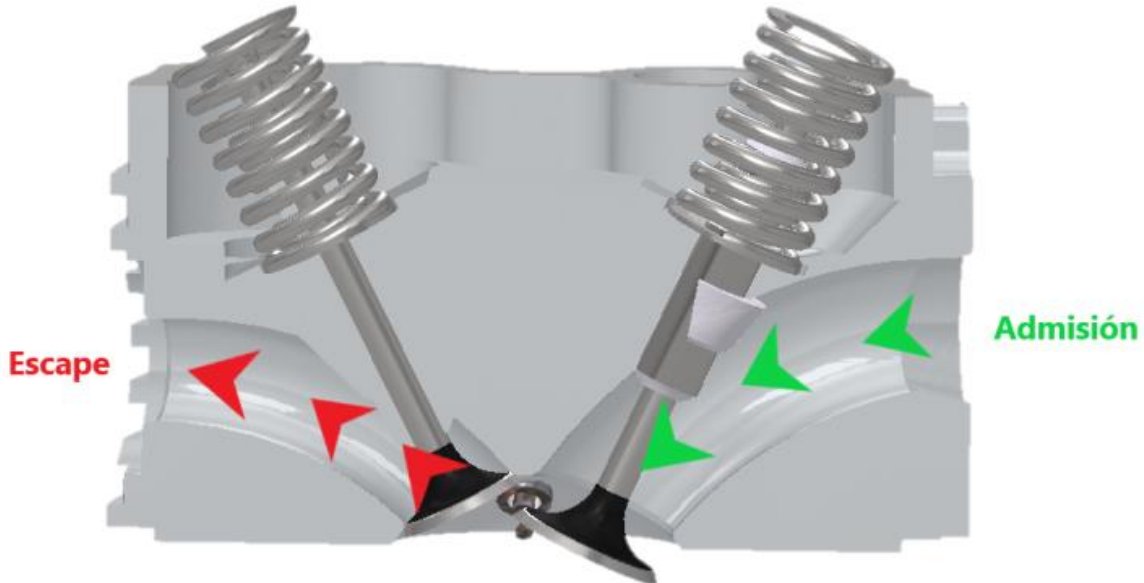


Figura 10- Conductos de admisión y de escape de motor 125 cc.

1.3 Sistema de admisión.

La parte del sistema que se estudiara en este escrito es parte de un conjunto de elementos que se encargan del direccionamiento del aire atmosférico hacia la cámara de combustión. El aire del ambiente comienza su recorrido en la sección del filtro, lugar en donde el aire pasa a través de un material poroso con la intención de separar partículas sólidas que se encuentren suspendidas en el medio como lo es el polvo. En la Figura 11 se ilustra el compartimiento donde se posiciona el filtro de aire de la motocicleta en estudio.

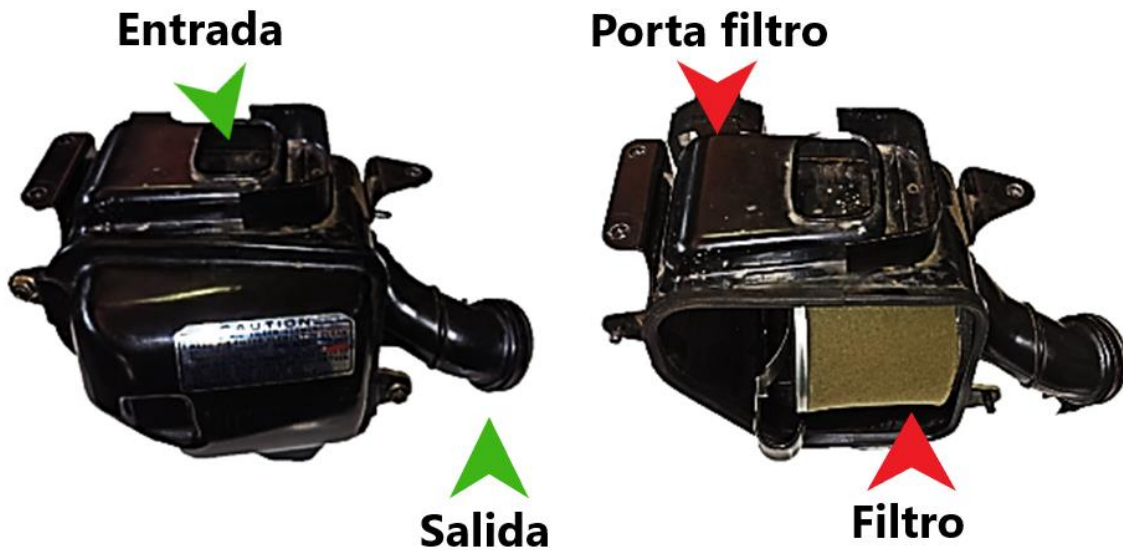


Figura 11- Carcasa del filtro de aire. Motocicleta 125 cc.

Una vez que el aire ha sido filtrado de humedad y partículas sólidas, el aire se dirige hacia el carburador, lugar en donde se realiza el dosado. Es el carburador donde el combustible se mezcla con el aire filtrado; la cantidad de combustible suministrado cambia en función de la demanda del operador mediante el accionamiento del acelerador. En la Figura 12 se muestra la disposición del carburador para la motocicleta de estudio, que se observa entre el filtro de aire y el colector de admisión.

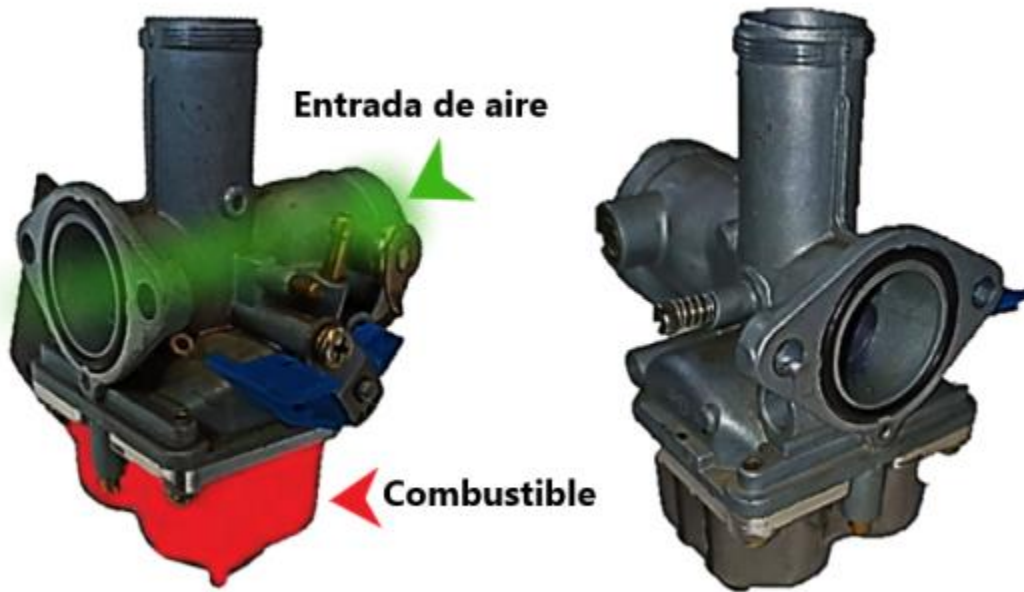


Figura 12- Carburador. Motocicleta 125 cc.

Después del paso anterior, la mezcla se dirige hacia el colector de admisión colocado en una de las caras laterales de la culata de cilindro (vease la Figura 13). En la culata también se encuentra el sistema de escape, ya que en ella es donde se albergan las válvulas de admisión y escape junto con los mecanismos encargados de su accionamiento.



Figura 13- Colector de admisión. Motocicleta 125 cc.

La culata de cilindro es donde se encuentran los componentes mecanicos encargados del accionamiento de las válvulas de admisión y escape, así como la fijacion de la bujia de encendido. En la Figura 14 se muestra una seccion de la culata creada mediante un modelo CAD, el cual coloca de manera explicita la region de estudio de este trabajo.

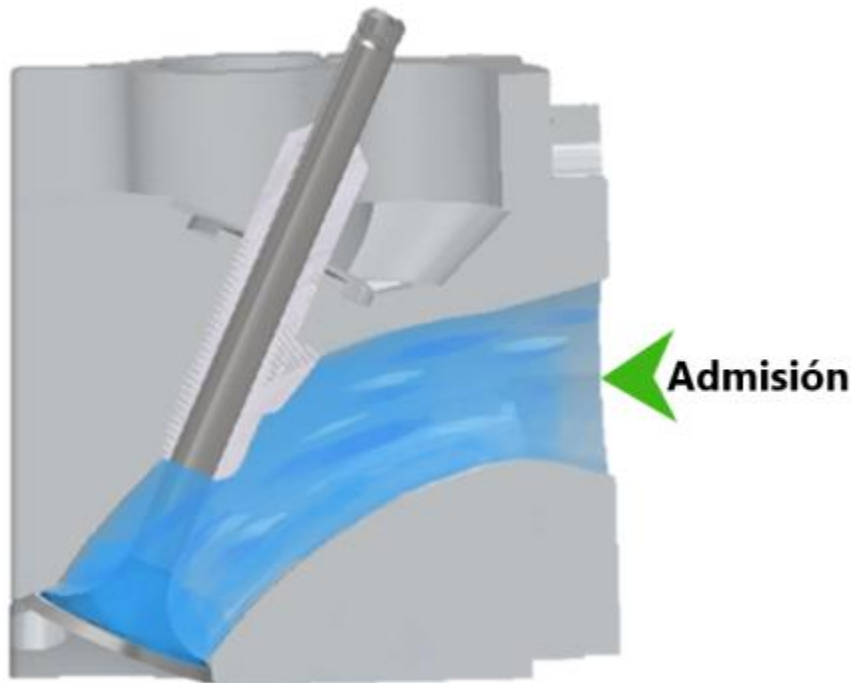


Figura 14- Sección de la culata. Motocicleta 125 cc.

1.4 Renovación de la carga.

El proceso de renovación de la carga en los MCIA, consta del vaciado de los gases de combustión alojados en el cilindro para posteriormente ser llenados con nueva mezcla sin quemar, cumpliendo de esta manera con el proceso termodinámico del ciclo de manera repetitiva.

En la Figura 15 se presenta el gasto contra el ángulo de giro de cigüeñal para la válvula de admisión. Debido a la naturaleza del ciclo mismo, el flujo en los conductos de admisión y de escape es no estacionario, por lo que existe una variación en gasto masico a través de las válvulas en relación al ángulo de giro a un régimen de giro constante.

Para propósitos de este estudio, no se obtendrá una relación entre el gasto másico y el ángulo de giro de cigüeñal, sin embargo, el gasto másico, también puede representarse en función del levantamiento de la válvula, tal como lo representa (César Luis González Lugo 2017) haciendo uso de un banco de flujo estacionario.

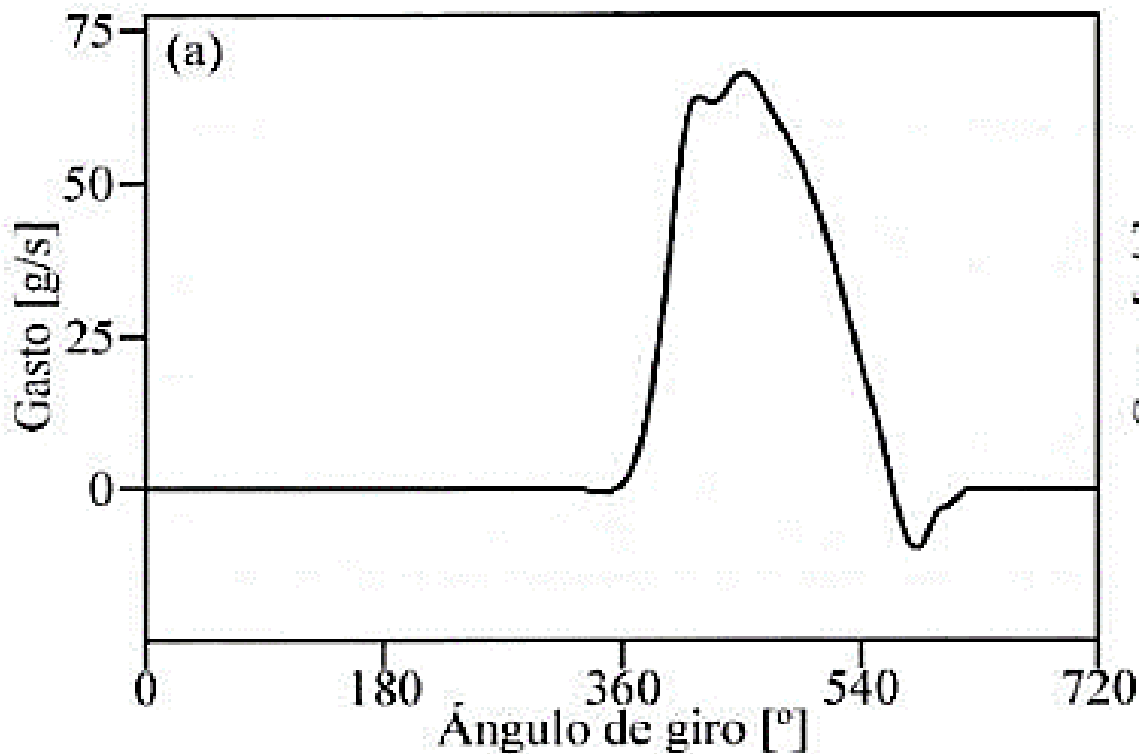


Figura 15- Gasto instantáneo en válvulas de admisión (Torregrosa y Giménez, 2015).

1.4 Coeficiente de descarga

El coeficiente de descarga es un indicador de las pérdidas secundarias de energía en una tubería, que se dan principalmente por un cambio en la dirección del fluido, así como la interacción entre capas de fluido y la pared que lo contiene. Se considera que en la válvula es donde ocurre la mayor cantidad de pérdidas.

El valor a optimizar en el diseño de una válvula es el coeficiente de descarga. Los aspectos importantes que se toman en cuenta para su diseño es la geometría, el diámetro y el ángulo del asiento, siendo este último un valor usual entre 30° y 45° (Dante Giacosa 1970). En la

Figura 16 se presentan 2 tipos de geometrías de válvulas, así como sus respectivos asientos. Los ejemplos a y b de la figura presentan un ángulo en el asiento y cabeza de la válvula, que funciona como sello, permitiendo una menor invasión de la válvula dentro de la cámara de combustión comparados con el ejemplo c de la misma imagen en donde el asiento de la válvula es completamente paralelo a la parte anterior de la misma.

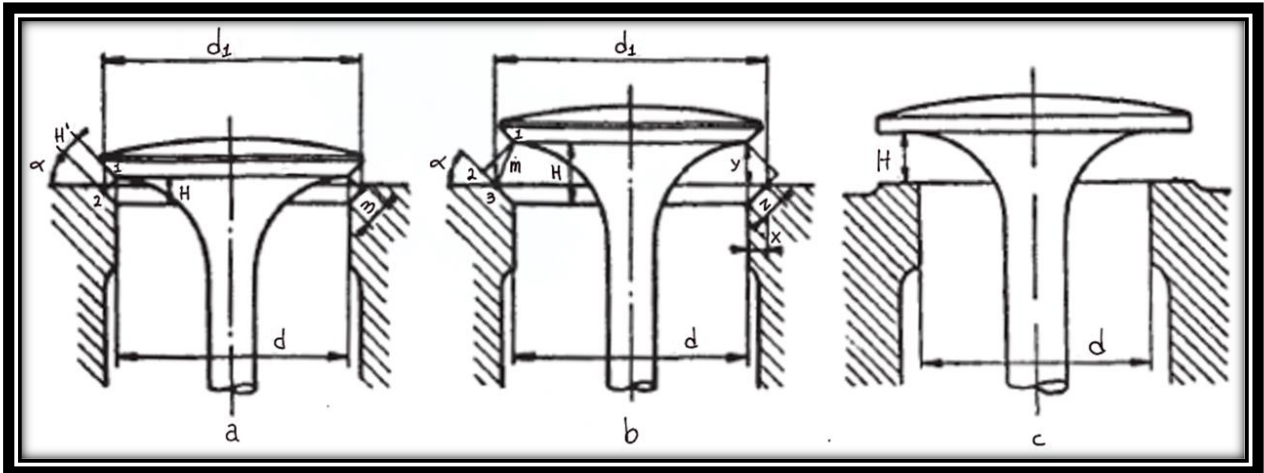


Figura 16- Válvulas con asiento cónico y plano (Dante Giacosa 1970).

En la Figura 16, H es la alzada de la válvula, d es el diámetro mínimo de la válvula y el asiento, s es la longitud de la generatriz del asiento, y α es el ángulo formado por la generatriz del asiento con el plano normal al pie de la válvula.

Los elementos geométricos que conforman la estructura de una válvula son de gran importancia para su desempeño. En la Figura 17 se representan estos elementos, los cuales se deben considerar para su manufactura y son los que determinan el comportamiento del flujo, y el caudal que puede atravesar de un extremo a otro. La turbulencia del flujo permite una mejor distribución del combustible en el volumen de aire, y puede ser la causante de pérdidas indeseadas de energía (L.J. Kastner et al. 1963).

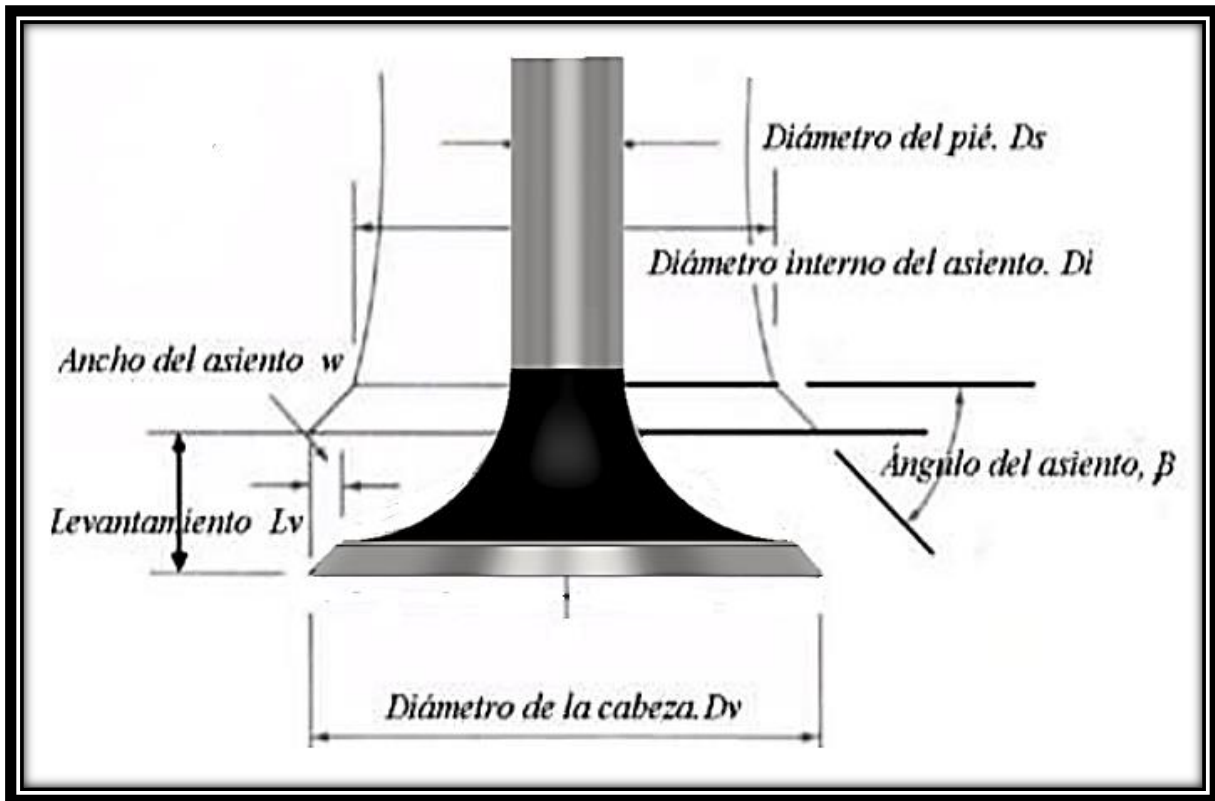


Figura 17- Elementos geométricos de las válvulas.

1.5 Eficiencia volumétrica

Es imprescindible el cálculo del caudal de la mezcla aire combustible a través del conducto de admisión como parte de las condiciones de operación del flujo.

El aire penetra en el motor únicamente por acción de la presión atmosférica, al generarse una depresión dentro de los cilindros como consecuencia del vacío que provoca el desplazamiento del pistón desde el punto muerto superior al punto muerto inferior (Genta, 2000). El sistema de admisión de aire, básicamente conductos y válvulas, determina la cantidad de aire que puede introducirse en el cilindro. El parámetro que se utiliza normalmente para medir la eficiencia del proceso de admisión es el rendimiento volumétrico de la ecuación (1), donde η_v es definido como el cociente del flujo másico de aire m_a , entre densidad del aire (ρ), la velocidad angular del cigüeñal en rpm (N) y V_d , la velocidad a la que el volumen de aire es desplazado por el pistón (Fernández et al. 2010);

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{a,i}V_d N} \quad (1)$$

El rendimiento volumétrico varía directamente con el régimen del motor, puesto que la resistencia que encuentra el fluido en los conductos que lo llevan al cilindro depende de la geometría y las dimensiones de dichos conductos; la resistencia al fluido y la velocidad del mismo tienen relación directa. Los resultados prácticos muestran que los mayores valores del rendimiento volumétrico se alcanzan para velocidades del aire entre 40 y 60 m/s (Dante Giacosa 1970).

El retardo en la apertura y cierre de las válvulas es otro proceso que se ve involucrado en el funcionamiento del motor y que está ligado directamente con el comportamiento del flujo de aire de admisión, así como de los gases de escape. Aunque se esperaría que la apertura de la válvula de admisión fuera exactamente en el (PMS) es por cuestiones de inercia que esto resulta imposible, es por ello que estas abren antes del (PMS) y cierran después del (PMI) como se muestra en la Figura 18, en donde se comparan los distintos ángulos de apertura. Además, con esto se propicia el desarrollo del flujo, reduciendo la posibilidad de que un frente de flujo choque contra la carga renovada (Juan San Miguel 1982).

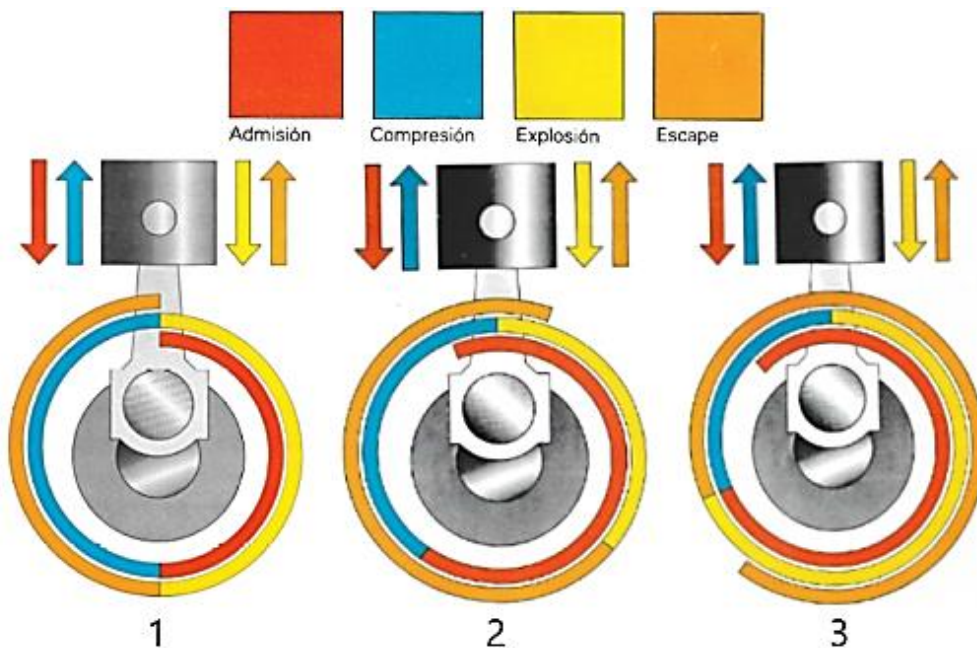


Figura 18- Comparación de apertura de válvulas (Juan San Miguel 1982).

Capítulo 2: Ecuaciones de gobierno

En este capítulo se va a presentar las ecuaciones que gobiernan el movimiento del aire cuando pasa por el ducto de admisión, que incluye la válvula que controla su entrada al pistón. Inicialmente, se presentan las ecuaciones instantáneas, que por facilidad se muestran en coordenadas cartesianas. Después, se muestran algunos aspectos de la turbulencia, para finalmente introducir el método de volúmenes finitos, que es el utilizado para resolver las ecuaciones de transporte.

2.1 Ecuaciones de transporte

2.1.1 Ecuaciones de continuidad

La ecuación de continuidad establece la conservación de la masa y en coordenadas cartesianas se expresa como

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x}(\rho u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho w) = 0 \quad (2)$$

De manera simplificada se puede reescribir como

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad (3)$$

donde ρ y \vec{v} , son la densidad y la velocidad del flujo de aire que atraviesa el conducto.

2.1.2 Conservación de la cantidad de movimiento

La ecuación 4 describe la conservación de la cantidad de movimiento, en coordenadas cartesianas, que es aplicada en un volumen de control.

$$\Sigma \vec{F} = \int_{VC} \rho \vec{g} dV + \int_{SC} \sigma_{ij} \cdot \vec{n} dA = \int_{VC} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{V}) dV + \int_{VC} (\rho \vec{V}) \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (4)$$

donde σ_{ij} es el tensor de esfuerzos y la ecuación (4) corresponde para volúmenes de control cuya velocidad siempre sea absoluta (dependiente de un observador fijo) por lo que pueden ser fijos o en movimiento siempre y cuando se cumpla con lo anterior.

Es necesario suponer que cada volumen de control se encoge a un tamaño infinitesimal con la intención de obtener una ecuación diferencial para la conservación cantidad de movimiento.

El teorema de la divergencia en una forma más general es aplicado a vectores, así como a tensores como se muestra en ecuación (5) con el teorema de la divergencia extendido.

$$\int_{Vol} \vec{\nabla} \cdot G_{ij} dV = \oint_A G_{ij} \cdot \vec{n} dA \quad (5)$$

Si en el teorema de la divergencia extendido se sustituye a G_{ij} por $(\rho\vec{V})\vec{V}$ que es un tensor de segundo orden, se obtiene la ecuación (6).

$$\int_{SC} (\rho\vec{V})\vec{V} \cdot \vec{n} dA = \int_{VC} \vec{\nabla} \cdot (\rho\vec{V}\vec{V}) dV \quad (6)$$

donde se tienen que $\vec{V}\vec{V}$ es un producto tensorial de dos vectores, el vector velocidad consigo mismo. De la misma manera, si en la ecuación (4) se sustituye el tensor de esfuerzos σ_{ij} en la posición del segundo término del lado izquierdo de la ecuación se consigue la ecuación (7).

$$\int_{SC} \sigma_{ij} \cdot \vec{n} dA = \int_{VC} \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} dV \quad (7)$$

Por lo tanto, ambas integrales de superficie de la ecuación (7) se convierten en integrales de volumen, utilizando las ecuaciones (5) y (6). Se reestructura la forma de las ecuaciones anteriores reordenando los términos de las ecuaciones previas por lo que la ecuación 4 se reescribe como:

$$\int_{VC} \left[\frac{\partial}{\partial t} (\rho\vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho\vec{V}\vec{V}) - \rho\vec{g} - \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \right] dV = 0 \quad (8)$$

Finalmente, la ecuación la ecuación (8) es aplicable a cualquier volumen de control no importando el tamaño o forma de este. Lo anterior es posible solo cuando el integrando es idénticamente a cero. En resultado, se tiene una ecuación diferencial general para la conservación de la cantidad de movimiento lineal, también conocida como ecuación de Cauchy.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{V}) + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = \rho \vec{g} + \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \quad (9)$$

Al aplicar la regla de la derivada de un producto al primer término del lado izquierdo de la ecuación (9) se obtiene:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{V}) = \rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \frac{\partial \rho}{\partial t} \quad (10)$$

El segundo término de la ecuación 9 se puede escribir como

$$\vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V} \vec{V}) = \vec{\nabla} \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) + \rho (\vec{\nabla} \cdot \vec{V}) \vec{V} \quad (11)$$

Por lo tanto, se elimina el tensor de segundo orden expresado como $\vec{\nabla} \vec{V}$. Reordenando las expresiones, de la sustitución de las ecuaciones (10) y (11) en la ecuación (9) resulta

$$\rho \frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + \vec{V} \left[\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{V}) \right] + \rho (\vec{\nabla} \cdot \vec{V}) \vec{V} = \rho \vec{g} + \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \quad (12)$$

En la ecuación (12), los términos entre corchetes en esta ecuación son idénticamente cero debido a la ecuación de continuidad, ecuación 3. Combinando los dos términos del lado izquierdo, se escribe:

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{V}}{\partial t} + (\vec{\nabla} \cdot \vec{V}) \vec{V} \right] = \rho \frac{D\vec{V}}{Dt} = \rho \vec{g} + \vec{\nabla} \cdot \sigma_{ij} \quad (13)$$

La ecuación 13 representa una forma alternativa de la ecuación de Cauchy:

En coordenadas cartesianas, las tres componentes de la ecuación de Cauchy son

$$\text{Componente } x: \rho \frac{Du}{Dt} = \rho g_x + \frac{\partial \sigma_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zx}}{\partial z} \quad (13 \text{ a})$$

$$\text{Componente } y: \rho \frac{Dv}{Dt} = \rho g_y + \frac{\partial \sigma_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zy}}{\partial z} \quad (13 \text{ b})$$

$$\text{Componente } z: \rho \frac{Dw}{Dt} = \rho g_z + \frac{\partial \sigma_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \sigma_{zz}}{\partial z} \quad (13 \text{ c})$$

2.2 Navier-Stokes

Para llegar a las ecuaciones de Navier-Stokes, el tensor de esfuerzos σ_{ij} debe expresarse en relación a las incógnitas fundamentales, como lo son la densidad, la presión y velocidad. Lo anterior se puede realizar mediante las ecuaciones constitutivas para representar el tensor de esfuerzos en función del campo de velocidad y el campo de presión.

Lo anterior se puede realizar haciendo uso de las ecuaciones constitutivas que nos permiten escribir las componentes del tensor de esfuerzos σ_{ij} en términos del campo de velocidad y del campo de presión.

En primera instancia se separan los esfuerzos de presión y los esfuerzos viscosos. Al moverse un fluido, la dirección de la presión es de manera normal, sin embargo, también pueden existir esfuerzos viscosos. En la ecuación (13) se generaliza para fluidos en movimiento como:

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} \sigma_{xx} & \sigma_{xy} & \sigma_{xz} \\ \sigma_{yx} & \sigma_{yy} & \sigma_{yz} \\ \sigma_{zx} & \sigma_{zy} & \sigma_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} -P & 0 & 0 \\ 0 & -P & 0 \\ 0 & 0 & -P \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} \quad (14)$$

donde se introduce un nuevo tensor, τ_{ij} , llamado tensor de esfuerzo viscoso.

Por definición el tensor de esfuerzos es linealmente proporcional al tensor de deformación para fluidos newtonianos, tipo de fluido que se considera en este estudio. Cabe resaltar que el tipo de fluido con el que se trabaja es aquel que se define con un esfuerzo de corte linealmente proporcional a la razón de cambio de su deformación.

Al considerar un flujo incompresible se tiene que la densidad (ρ) permanece constante por lo tanto una consecuencia de ello es que la viscosidad dinámica (μ) y la viscosidad cinemática (ν) también son constantes. Con estas suposiciones se demuestra que el tensor de esfuerzos viscosos, es ahora para un fluido newtoniano incompresible.

$$\tau_{ij} = 2\mu\varepsilon_{ij}\delta_{ij} \quad (15)$$

en donde ε_{ij} es el tensor de deformación. La proporción lineal del esfuerzo y la deformación queda expresado en la ecuación (15). Quedando expresado en coordenadas cartesianas nueve componentes del tensor de esfuerzos viscosos, de las cuales seis de ellas son términos independientes debido a la simetría.

$$\tau_{ij} = \begin{pmatrix} \tau_{xx} & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \tau_{yy} & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \tau_{zz} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) & 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} & \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) & \mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) & 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (16)$$

Así, el tensor de esfuerzos de la ecuación (16) en coordenadas cartesianas se obtiene:

$$\sigma_{ij} = \begin{pmatrix} -P & 0 & 0 \\ 0 & -P & 0 \\ 0 & 0 & -P \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \right) & \mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) & 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} & \mu \left(\frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \right) \\ \mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) & \mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) & 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \end{pmatrix} \quad (17)$$

Sustituyendo en la ecuación (17) las tres componentes cartesianas de la ecuación de Cauchy. Se debe considerar que la componente X de la ecuación (13 a) se convierte en la ecuación 18.

$$\rho \frac{Du}{dt} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + 2\mu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\mu \left(\frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \right) \right) \quad (18)$$

Después de reordenar los términos viscosos en la ecuación (18) queda:

$$\rho \frac{Du}{dt} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left[\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial}{\partial x} \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right] \quad (19)$$

$$\rho \frac{Du}{dt} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right]$$

↓ ρ=constante

$$\left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \right]$$

El término entre paréntesis es cero debido a la ecuación de continuidad para un flujo incompresible. Por otra parte, últimos tres términos definidos como el laplaciano de la componente de velocidad u en coordenadas cartesianas.

La ecuación de cantidad de movimiento se escribe como:

Componente en x:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial x} + \rho g_x + \mu \nabla^2 u \quad (20 a)$$

De la misma manera se escriben las componentes “y” y “z” de la ecuación de cantidad de movimiento como:

Componente en y:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial y} + \rho g_y + \mu \nabla^2 v \quad (20 b)$$

Componente en z:

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial P}{\partial z} + \rho g_z + \mu \nabla^2 w \quad (20 c)$$

Finalmente reemplazamos las tres componentes en una misma ecuación vectorial: resultando en lo que se conoce como la ecuación de Navier-Stokes para flujo incompresible de viscosidad constante.

Ecuación de Navier-Stokes:

$$\rho \frac{D\vec{V}}{dt} = -\vec{\nabla}P + \rho\vec{g} + \mu\nabla^2\vec{V} \quad (21)$$

La ecuación (21) es válida en cualquier sistema coordenado ortogonal, aun cuando la ecuación (20) se dedujo en coordenadas cartesianas.

2.3 La turbulencia

En el flujo turbulento, las propiedades del flujo presentan fluctuaciones, así, el movimiento del fluido deja de ser suave y ordenado. Este comportamiento depende de las cantidades inerciales y viscosas del flujo y el fluido (Çengel 2006).

2.3.1 Aspectos físicos

“El hecho es que aún no existe un análisis general del movimiento de los fluidos. Hay varias docenas de soluciones particulares conocidas, hay muchas soluciones aproximadas obtenidas con ordenador, y hay una gran cantidad de datos experimentales” (White 2006).

Como se ha mencionado arriba, la turbulencia aun es algo que resulta difícil de explicar mediante conceptos matemáticos, no obstante, la experimentación ha sido fundamental para comprender lo que sucede cuando se trata de este fenómeno propio del movimiento de los fluidos. Aunque la turbulencia carece de un significado concreto, otra manera en que podemos referirnos a ella es como el comportamiento errático y caótico de las propiedades de un sistema.

2.3.2 Modelos de turbulencia

Las ecuaciones promediadas de Navier Stokes son una respuesta a las ecuaciones presentadas en el apartado 2.2 para un flujo turbulento, en este caso cuando el aire va del colector de admisión hasta el asiento de la válvula.

El método RANS incluye la variación de la propiedad Φ respecto al tiempo para un flujo turbulento. En la Figura 19 se presenta la diferencia entre las escalas temporales de naturaleza caótica para este fenómeno, lo cual resulta casi imposible su determinación analítica, no obstante, es posible trabajar de manera estadística la función Φ que representa cualquier propiedad.

La propiedad Φ es definida por un valor promedio y un valor fluctuante (ϕ'). Con el manejo estadístico de las variables temporales y espaciales, a pesar de la existencia de cambios o variaciones abruptas en su comportamiento, es posible dar una solución a las ecuaciones de transporte. Las ecuaciones son promediadas y resueltas mediante el uso de un método numérico, sin embargo, el promedio de las ecuaciones es una labor matemática compleja de la que resultan términos adicionales, los cuales se describirán adelante.

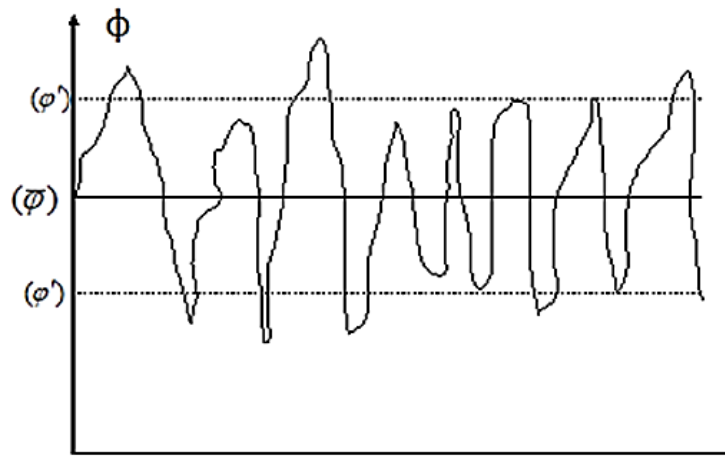


Figura 19- Representación de turbulencia (David Zavala Salgado 2022).

El promediado de las ecuaciones de conservación es un método mediante el cual se promedian todas las fluctuaciones de las escalas temporales y son resueltas haciendo uso de las ecuaciones de transporte para los valores medios de las propiedades del flujo. Al no ser ecuaciones cerradas, es necesario implementar modelos que sustituyan los términos no cerrados.

Existen dos tipos de promedio, la elección de ellos depende si existe un cambio en la densidad del fluido. El primero de ellos es el promedio de Reynolds, que se emplea cuando no existe una variación en la densidad, mientras que en su contraparte se encuentra el promedio de Favre para densidad variable.

El símbolo Φ para fines ilustrativos de este trabajo representa cualquier propiedad transportada. Los valores instantáneos de esta propiedad son definidos como el valor promedio más un valor fluctuante

$$\Phi = \bar{\Phi} + \Phi' \quad (22)$$

$$\Phi = \tilde{\Phi} + \Phi'' \quad (23)$$

Los dos promedios $\bar{\Phi}$ y $\tilde{\Phi}$ están definidos de la siguiente manera:

Promedio de Reynolds

$$\bar{\Phi} = \lim_{n_e \rightarrow \infty} \frac{1}{n_e} \sum_{i=1} \Phi^i \quad (24)$$

Promedio de Favre

$$\tilde{\Phi} = \lim_{n_e \rightarrow \infty} \frac{1}{n_e} \sum_{i=1} \rho^i \Phi^i \quad (25)$$

donde Φ^i es la muestra i del conjunto de realizaciones de n_e de un experimento.

Puesto que el flujo de trabajo que se usará en este escrito se considera incompresible, no habrá cambios en la densidad del aire así que para fines de este trabajo solo se usará el modelo turbulencia de Reynolds (RANS).

2.4 Volúmenes finitos

Las ecuaciones medias de continuidad, cantidad de movimiento y turbulencia pueden ser expresadas mediante una expresión general en donde como se mencionó en el apartado anterior. Φ indica la variable dependiente del sistema.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\bar{\rho}\tilde{\phi}) + \nabla \cdot (\bar{\rho}\tilde{u}_i\tilde{\phi}) - \nabla \cdot (\Gamma_\phi \nabla \phi) = \bar{S}_\phi \quad (26)$$

donde Γ_ϕ es el coeficiente de difusión y S_ϕ es el término fuente. Del lado izquierdo de la expresión se encuentra; términos transitorios, convectivo y difusivo respectivamente, mientras que del lado derecho de la igualdad se ubica el termino fuente. Los términos Γ_ϕ y S_ϕ están especificados para cada variable $\tilde{\phi}$. En el caso de la ecuación de continuidad,

$$\tilde{\phi} = 1.$$

La ecuación general (26) puede ser discretizada con el método de volúmenes finitos el consiste en la división de pequeños volúmenes de control como se representa en la Figura 20 asociados a cada uno de lo nodos, de esta misma manera se discretiza el tiempo en intervalos temporales. La ecuación diferencial que resulta de esta discretización se integra para cada volumen de control e intervalo temporal, dando como resultado una ecuación discretizada que relaciona $\tilde{\phi}$ para un determinado grupo de nodos.

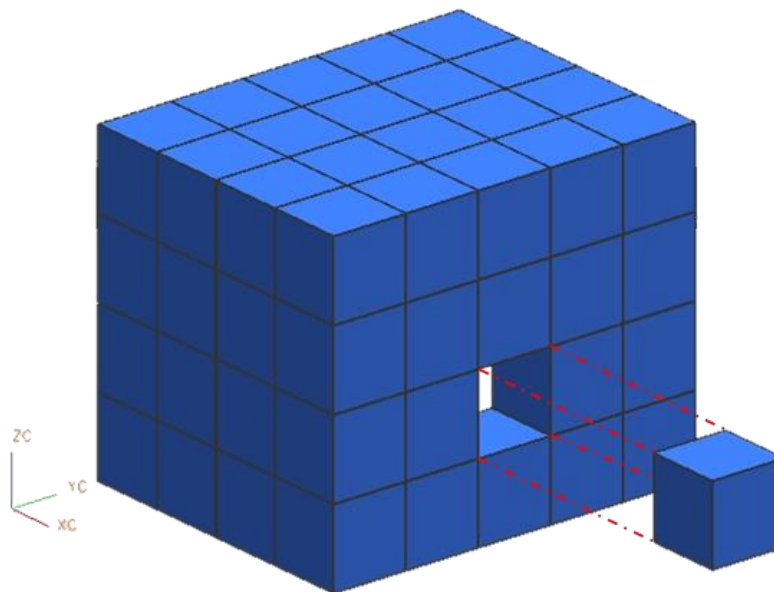


Figura 20- Representación del sistema discretizado en volúmenes finitos (David Zavala Salgado 2022)

La ecuación obtenida anteriormente es una proyección del principio de conservación sobre un volumen infinitesimal cuya forma general se puede expresar como la ecuación (27):

$$a_P \tilde{\varphi}_P = \sum_{i,I=E,W,N,S,H,L} a_i \tilde{\varphi}_I + a_T \tilde{\varphi}_T + B \quad (27)$$

donde I representa las celdas vecinas e i la cara entre las celdas P e I, T almacena el valor anterior en el intervalo temporal, y B al termino fuente.

Cuando se tiene una malla cartesiana escalonada y uniforme también conocida como “staggered” en donde las dimensiones espaciales son iguales, es posible emplear un volumen de control bidimensional debido a su sencillez (Figura 21). En este tipo de arreglo, el espesor de celda es considerado de una unidad. Las propiedades escalares se encuentran almacenadas en el centro de la celda mientras que las componentes de velocidad en cada dirección se almacenan en las caras de la celda.

En la Figura 20 se muestra la nomenclatura correspondiente a la celda y sus cercanías, usando como convención los puntos cardinales en su forma inglés, siendo así que la dirección “x” corresponde de (West - East), la dirección “y” de (South - North) y la dirección “z” de (Low - High). Las caras de la celda se nombran de la misma manera, pero con letras minúsculas, el paso en el tiempo se denota con la letra “T”.

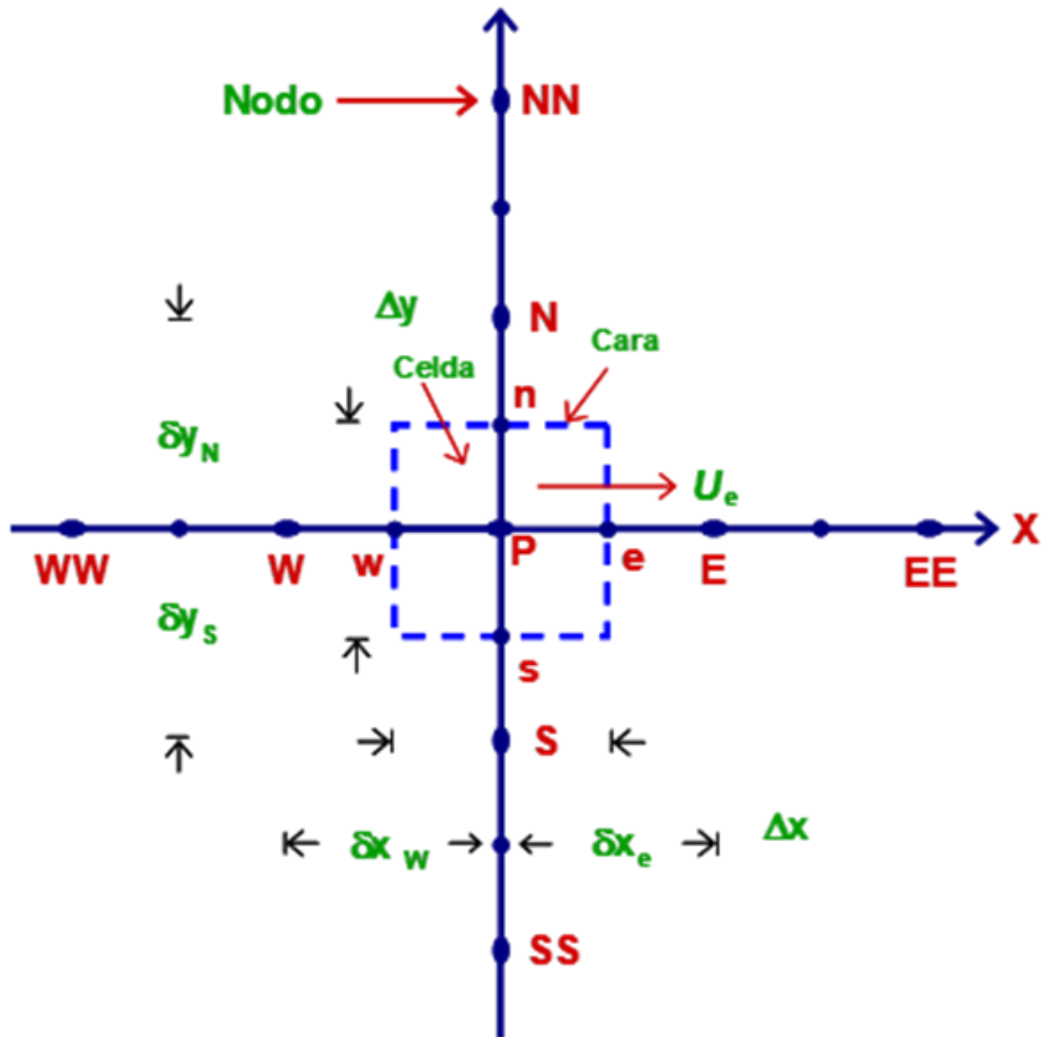


Figura 21- Diagrama esquemático de un volumen de control bidimensional

A los términos de la ecuación discretizada 27 son representados con las letras F, D y Pe las cuales son definidas como:

$$F = \bar{\rho} \bar{v}_i \quad (28)$$

$$D = \frac{r}{\delta_i} \quad (29)$$

$$Pe = \frac{F}{D} \quad (30)$$

En donde v_i es la velocidad en la cara i , δ_i es la distancia existente entre nodos de la cara i y Pe representando el número de Peclet, este último es la relación entre la convección y difusión. F (ecuación 29) y D (ecuación 30) son las expresiones que definen los términos convectivo y difusivo, respectivamente, de la ecuación de transporte.

Los coeficientes a_i de la ecuación (27) son:

$$a_i = D_i f(|Pe|_i) + \max(-F_i, 0) \quad (31)$$

Los valores F y D en la cara de la celda de la ecuación (31) son:

$$F_i = (\bar{\rho} \tilde{v})_i \Delta_i \quad (32)$$

$$D_i = \frac{\Gamma_i \Delta_i}{(\delta_i)} \quad (33)$$

$$i = n, s, e, w \quad (34)$$

donde Δ_i es la longitud de la cara i .

Conociendo los valores de $\bar{\rho}$ y \tilde{u}_i en la cara de la celda, es posible determinar F_i . Para obtener el valor del término convectivo de la ecuación de transporte (26) se necesita de la variable escalar, $\tilde{\phi}$, en la misma cara de análisis. Puesto que el dato de velocidad \tilde{v}_i se almacena en las caras de la malla; y los escalares $\tilde{\rho}$ y $\tilde{\phi}$ en el nodo de la misma, se requiere de una interpolación sobre la cara para calcular los a_i de la ecuación discretizada (27).

La importancia de las variables mencionadas arriba radica en la precisión y convergencia de la solución. Es a partir del cálculo de $\tilde{\rho}$ y $\tilde{\phi}$ que se hace uso de un esquema de discretización lineal, que se explica más a detalle en el Apéndice A y que será usado en la discretización de del término convectivo de la cantidad de movimiento, así como en el modelo de turbulencia.

El termino transitorio queda definido como:

$$a_T = \frac{\bar{\rho}_T \Delta x \Delta y}{\Delta t} \quad (35)$$

Para la obtención del término Di de la ecuación (33) el cálculo del coeficiente de difusión (Γ) en la cara de la celda resulta fundamental. Sin embargo, la forma que adquiere el coeficiente Γ , no es necesariamente una constante, si no que, también puede expresarse como una función de valores variables conocidos en los nodos de la malla, por lo que es necesario hacer una interpolación hacia la cara de la celada.

Dicha interpolación puede ser aritmética o armónica, como ejemplo:

$$\Gamma_e = \frac{\Delta x(\Gamma_P + \Gamma_E)}{2\delta_{x_e}} \quad (36)$$

$$\Gamma_e = \frac{2\delta_{x_e}}{\Delta x\left(\frac{1}{\Gamma_P} + \frac{1}{\Gamma_E}\right)} \quad (37)$$

El termino fuente de la ecuación general 26, \bar{S}_ϕ , se linealiza como:

$$\bar{S}_\phi = \bar{S}_{\phi,c} + \bar{S}_{\phi,v}\bar{\phi}_P \quad (38)$$

donde el termino $\bar{S}_{\phi,c}$ es elegido basado en la relación de \bar{S}_ϕ y $\bar{\phi}$, en caso de la dependencia del primero con el segundo. La intención de linealizar el termino fuente esta directamente vinculado con mejorar la convergencia de la solución, por lo que, con esta suposición, los términos B y a_p de la ecuación (27) son:

$$B = \bar{S}_{\phi,c}\Delta x\Delta y + a_T\bar{\phi}_T \quad (39)$$

$$a_p = a_e + a_w + a_n + a_s + a_T - \bar{S}_{\phi,v}\Delta x\Delta y \quad (40)$$

La ecuación (27) es aplicada en cada celda del dominio, para cada $\bar{\phi}$ y para cada paso temporal Δt , lo que deriva en un sistema de ecuaciones lineales, en donde los coeficientes de a pueden ser dependientes directa o indirectamente de $\bar{\phi}$, por lo que el sistema se le conoce como pseudo-lineal. Para la solución de este sistema de ecuaciones se puede emplear cualquier método de resolución para ecuaciones lineales.

Para el cálculo de las velocidades, partiendo de las ecuaciones de cantidad de movimiento, posee una complicación relacionada a la presión, cuyo gradiente aparece expresado como termino fuente en las ecuaciones de cantidad de movimiento, la cual no tiene una expresión

propia para ser calculada. La solución más empleada es la transformación de la ecuación de continuidad en una ecuación para la presión.

El método SIMPLE por sus siglas en inglés (Semi-Implicit Method for Pressure- Linked Equations) es un algoritmo de método iterativo (David Zavala Salgado 2022) que para fines de esta tesis es el encargado de resolver el problema de acoplamiento entre velocidad y presión.

Durante el proceso de solución iterativo, las ecuaciones presentadas anteriormente, no logran el balance entre los dos extremos de la igualdad por lo que, a esa diferencia entre la parte izquierda y derecha de las expresiones respecto a su iteración anterior, se le denomina como residuo.

Cuando los residuos disminuyen su valor hasta una diferencia propuesta aceptable, se le denomina convergencia. Para acelerar la convergencia, se hace uso de un método de relajación para algunas variables dependientes o propiedades. Empleando generalmente dos tipos de relajación: inercial y lineal. La primera de ellas es la inercial, la cual se utiliza para las velocidades y parámetros de turbulencia, aumentando la diagonal de la matriz de coeficientes al agregar a cualquier variable $\tilde{\phi}$, el término fuente (David Zavala Salgado 2022):

$$\bar{S}_{\phi,r} = \frac{\bar{\rho}V_P}{\Delta t_f} \left(\tilde{\phi}_P^{(n-1)} - \tilde{\phi}_P^{(n)} \right) \quad (41)$$

donde V_P es el volumen de la celda P, Δt_f es el intervalo de tiempo falso y (n) el número de iteración.

Para las variables de presión y densidad se emplea la relajación lineal, definida por la siguiente expresión:

$$\tilde{\phi}_P^{(n)} = \alpha \tilde{\phi}_P^{sol} + (1 - \alpha) \tilde{\phi}_P^{(n-1)} \quad (42)$$

donde α corresponde al factor de relajación, el superíndice “sol” remite al valor de la propiedad brindado por el “solver” en la iteración actual. El factor de relajación α , usualmente adquiere valores que van entre 0 y 1.

El criterio de convergencia que se emplea para detener el proceso iterativo en un paso temporal inmediato y continuar al siguiente, está dado para cada variable como, la suma de los valores absolutos de los residuos, en el dominio que sea menor a un porcentaje determinado como como valor de referencia.

Capítulo 3: Simulación numérica del flujo en la válvula de admisión

En este capítulo se describirá el caso de estudio, los elementos que lo conforman y las condiciones de operación bajo los cuales se realizó la simulación numérica. También, se presentan las características empleadas para el mallado del sistema y el análisis de los resultados obtenidos mediante las condiciones de operación descritas a continuación en el trabajo.

3.1 Caso de estudio

El sistema de admisión cuenta con diversos componentes que van desde; filtro de aire, carburador, válvula de admisión hasta llegar a la recámara de combustión como se mencionó en el capítulo uno. Este estudio únicamente se limitará al flujo de aire a través de la válvula de admisión, por lo que, en términos prácticos, solo se tomará en cuenta el volumen de aire comprendido a la salida del carburador, y, hasta la recámara de combustión para reducir costos computacionales, que es lo que se presentará en este capítulo.

Se requirió del desensamble del motor de una motocicleta 125 cc¹, para, la generación de planos y modelos 3D en el software de diseño inventor de Autodesk. La Figura 22 es la representación del sistema original del motor real de 125 cc, que está conformado por cilindro, culata de cilindro, válvula de escape, válvula de admisión y resortes de válvulas. Por otro lado, en la Figura 23 se presenta el sistema homologo empleado en el banco de flujo estacionario utilizado por (César Luis González Lugo 2017),

¹ “cc” refiere al volumen de la cámara de combustión en centímetros cúbicos.

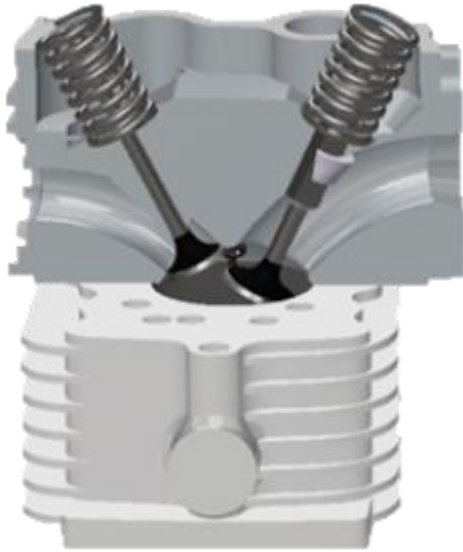


Figura 22- Representación del motor real 125cc.

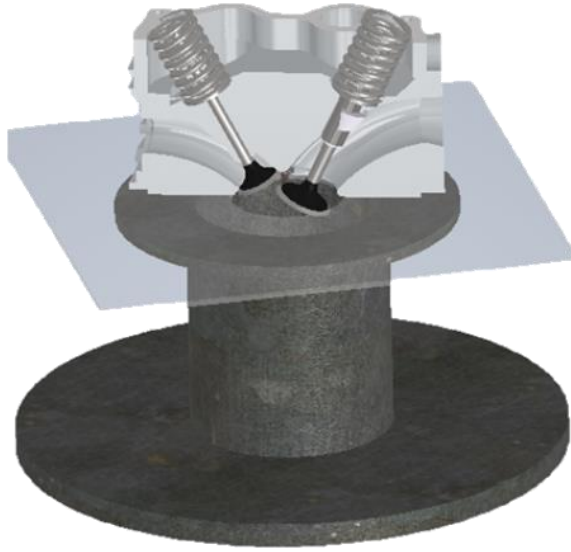


Figura 23- Representación del sistema empleado en banco de flujo estacionario.

Para el sistema equivalente empleado en el banco de flujo se colocó la culata del motor sobre un cilindro con bridas de sujeción en sus extremos (cople), el cual funciona como sustituto de la cámara de combustión y para asegurar la hermeticidad de la unión, se instaló una placa de orificio hecha en acrílico entre el cople y la culata de cilindro (Figura 24). Una vez hecho ese arreglo y con la ayuda de su banco de flujo estacionario, (César Luis González Lugo 2017) obtuvo los datos de presión aguas arriba de la válvula, gasto másico real, así como los coeficientes de descarga para la válvula de admisión. Además, en su trabajo también midió los efectos de la vorticidad aguas abajo de la válvula y por efectos de la misma.

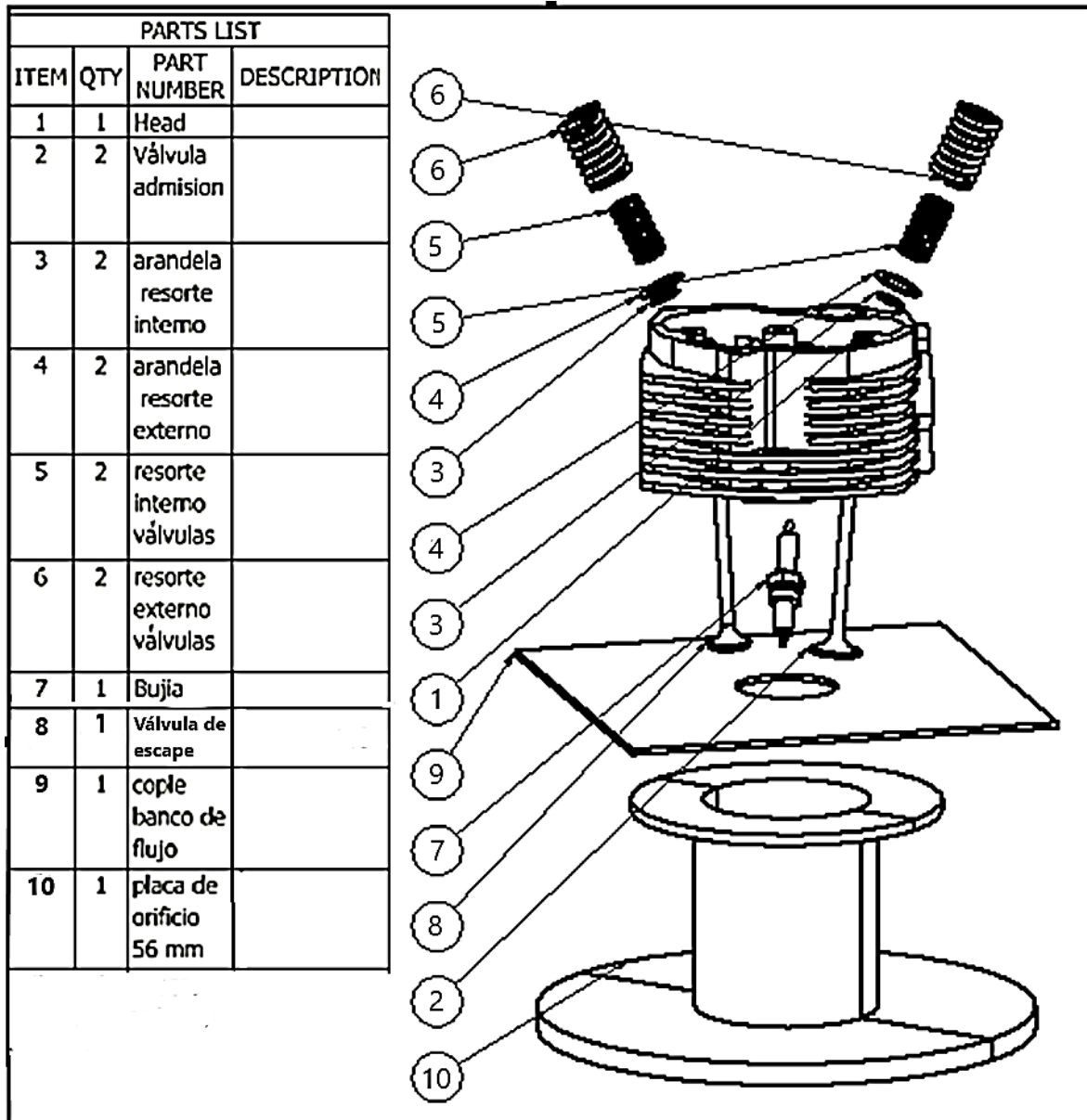


Figura 24- Plano explosivo del sistema a simular.

Son los datos de presión y gasto másico obtenidos anteriormente por (César Luis González Lugo 2017), los que servirán como base para este trabajo en el cual se hace la simulación del flujo de aire que ingresa por el conducto de admisión hasta el equivalente de la cámara de combustión (cople), anteriormente descrito.

Aunque en el trabajo “**Banco de flujo estacionario para la medición del coeficiente de descarga**” de (César Luis González Lugo 2017), se ha hecho la medición de distintos parámetros, no es posible observar el comportamiento del flujo dentro del conducto de manera instantánea, para hacer la identificación de obstáculos o fenómenos y como influyen estos a la trayectoria y desempeño del aire de admisión, por lo que, la simulación numérica de este caso presenta una aproximación gráfica del comportamiento del flujo en cuestión y en las mismas condiciones del caso experimental. Una vez obtenidos los planos y modelos CAD (Anexos 2 al 8), se exportan las piezas generadas al software de análisis computacional ANSYS, en dónde se colocarán las condiciones del flujo requeridas para su estudio y evaluación.

Los experimentos realizados para la caracterización del conducto de admisión como de la válvula se llevaron a cabo con aire; en condiciones de presión y temperatura a nivel de Ciudad universitaria, UNAM (Tabla 3.1). Se considera para fines de este trabajo al aire como un gas ideal. Así, se simulará el flujo de la mezcla aire combustible que ingresa a la cámara de combustión, haciendo uso de las condiciones de operación de la culata de cilindro (Tabla 3.2) que se presentan en (César Luis González Lugo 2017); los datos aquí presentados, son un extracto de los presentados en el Anexo 1.

Tabla 3.1: Condiciones atmosféricas a nivel de Ciudad Universitaria, UNAM.

Presión atmosférica	580	mmHg
Temperatura	18.7	°C
Densidad del aire	0.92	Kg/m ³

Tabla 3.2: Gastos reales promedio para levantamientos de válvula de 1 hasta 10 mm.

Levantamiento (mm)	Modo	Gasto real (kg/s)	Promedio
1	Aspiración	0.00711	0.00686
		0.00661	
2	Aspiración	0.01012	0.009455
		0.00879	
3	Aspiración	0.01321	0.012675
		0.01214	
4	Aspiración	0.01541	0.014805
		0.0142	
5	Aspiración	0.01693	0.01631
		0.01569	
6	Aspiración	0.01773	0.017075
		0.01642	
7	Aspiración	0.01779	0.016925
		0.01606	
8	Aspiración	0.01766	0.01682
		0.01598	
9	Aspiración	0.01759	0.01664
		0.01569	
10	Aspiración	0.01673	0.015875
		0.01502	

3.2 Detalles numéricos

El software empleado para analizar el flujo en el ducto de admisión es ANSYS Workbench 19.0 en la sección Fluent. Se ha generado un mallado del volumen de control que consta de 3 tipos de malla diferentes, aplicados en regiones específicas del volumen con la intención de tener una mejor discretización del sistema, las cuales se describirán más adelante. En cuestiones estadísticas, se emplearon entre 10 y 12 millones de elementos de geometría diversa para la conformación de la malla y aproximadamente 2.5 millones de nodos.

La primera etapa de la generación de la malla está constituida por elementos tetraédricos de 0.0009 m como máximo y 0.00075 m como mínimo, que se encuentran en todo el volumen desde el conducto de admisión en la culata hasta el interior de la cámara y son los elementos encargados de proporcionar la descripción general del comportamiento del flujo.

La segunda etapa del refinamiento de la malla es la colocación de un cuerpo de influencia sobre la superficie de la válvula, en donde se ha considerado una zona de influencia de 0.005 m alrededor de la misma y un tamaño de elemento de 0.0004 m, con lo cual se consigue una mayor resolución del comportamiento del flujo en los bordes de la cabeza y el pie de la válvula.

La última etapa del refinamiento es la creación de una malla estructura rectangular de 7 capas sobre la superficie interna del conducto de admisión y las paredes de la cámara, en donde el objetivo es conocer las regiones donde existen desprendimiento de capa limite. En la Figura 25 se muestran los tipos de estructuras utilizadas.

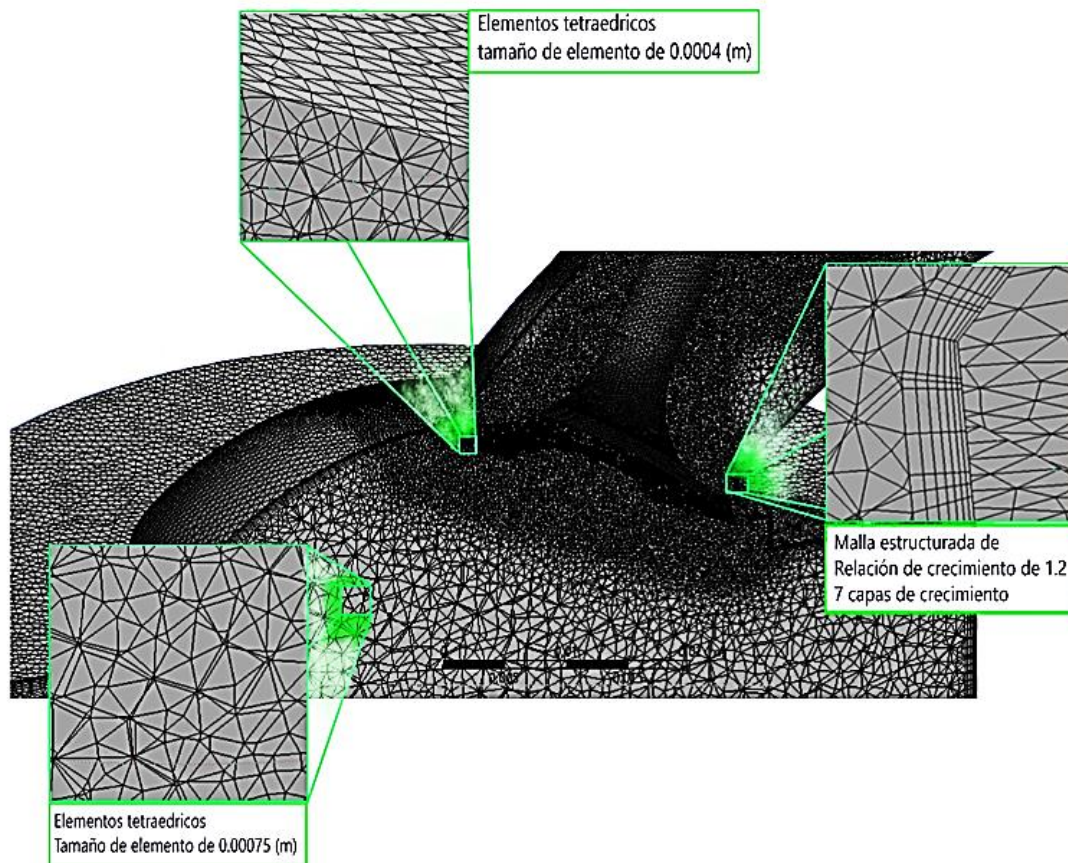


Figura 25- Malla del volumen de control para un levantamiento de válvula de 2 mm.

La Figura 26 corresponde a la gráfica del gasto másico (caudal) para cada levantamiento de válvula obtenido por (César Luis González Lugo 2017) de manera experimental, que es la representación real de los conceptos y variables detalladas en este trabajo mediante simulación numérica que se presentan a continuación.

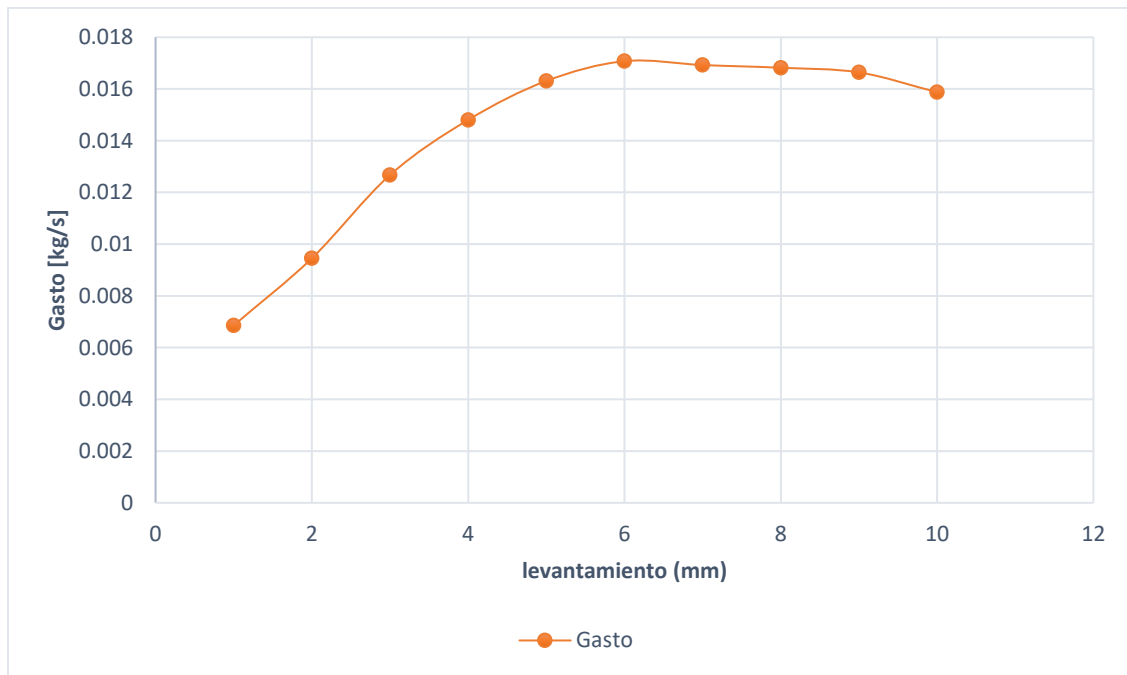


Figura 26- Gráfica del Gasto contra levantamiento de válvula de 1 a 10 mm.

3.2.1 Independencia de resultados con malla

Para garantizar la exactitud de los resultados numéricos, se hicieron varias simulaciones numéricas para el caso de levantamiento de válvula de 10 mm, a diferentes tamaños de malla hasta que los valores de la energía en los diferentes planos de monitorización no presentaron más cambios significativos (Figura 27). Las mallas empleadas para dichas pruebas estaban conformadas por; 500 mil, 1 millón, 3 millones y 10 millones de elementos de malla.

Con este proceso se pretendió conseguir la mejor exactitud de resultados, con el menor número de elementos de malla, que requirieran grandes tiempos de cálculo. Para este caso, los cambios en la energía de flujo comenzaron a ser despreciables a partir de los 3 millones de elementos; así en este trabajo se usaron 10 millones de elementos.

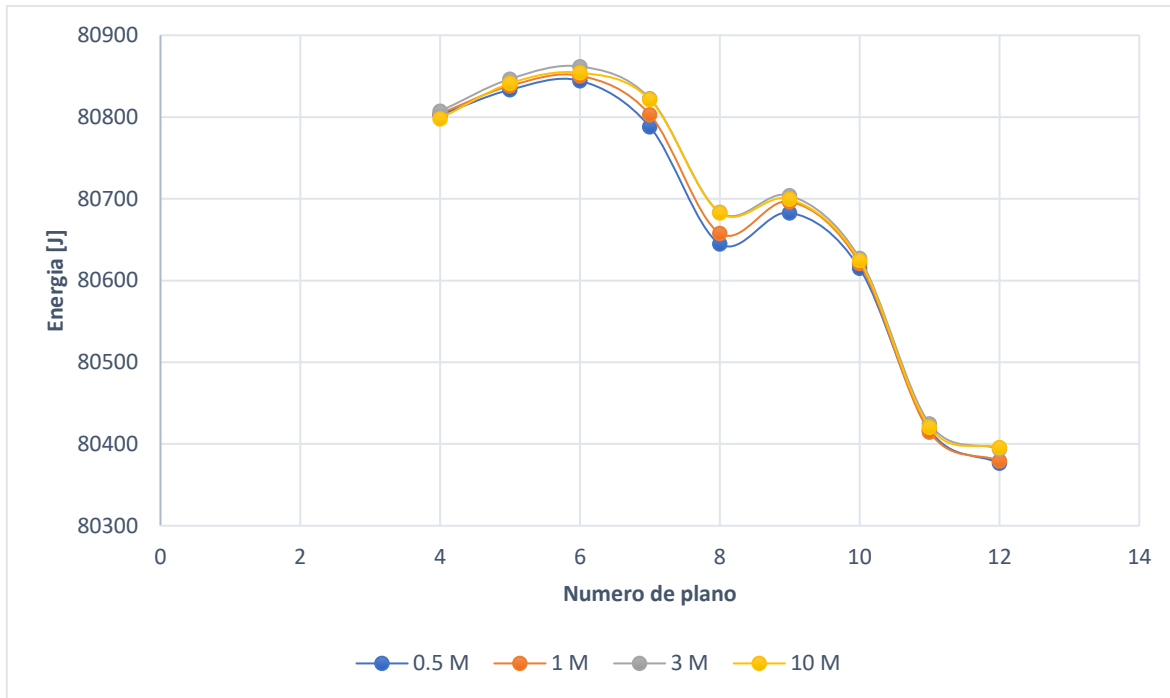


Figura 27- Independencia de resultados con malla para un levantamiento de válvula de 10 mm

3.3 Contornos de velocidad, presión en conducto de admisión, presión sobre la válvula y energía cinética turbulenta

En este apartado se presentan los contornos de; velocidad, presión, presión sobre la válvula y energía cinética turbulenta para cada uno de los levantamientos de válvula. Sin embargo, al presentar un comportamiento parecido en todos los diferentes casos con levantamiento de válvula, solo se mostrarán algunos de los más representativos de estas simulaciones para su ejemplificación.

Para el caso correspondiente a 10 mm de levantamiento en la válvula, se muestra a continuación el contorno de velocidades con una vista lateral (Figura 28). En esta figura se observa que el fluido después de la válvula (dentro de la cámara de combustión) posee velocidades bajas, mientras que las velocidades más altas se registran en la zona correspondiente al asiento de la válvula, y donde el radio de curvatura del conducto de admisión es mayor (lado superior derecho de la imagen).

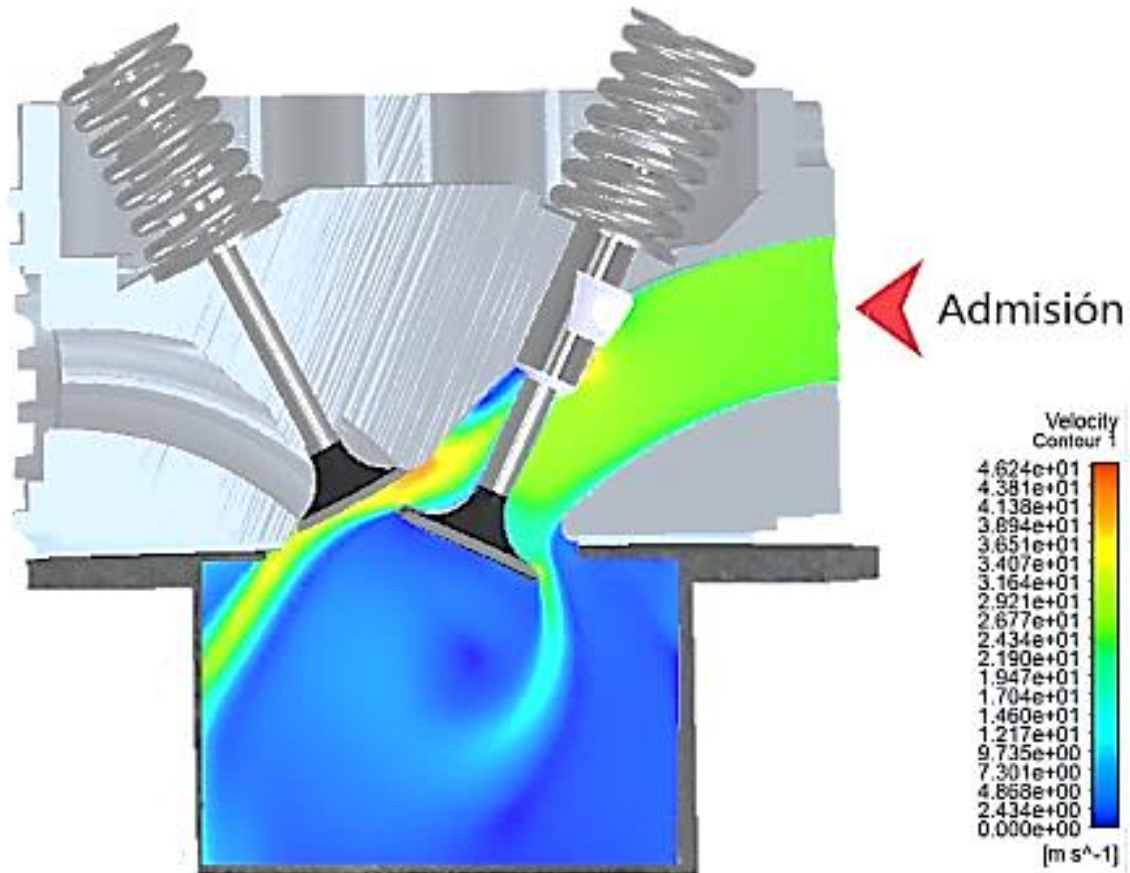


Figura 28. Contornos de velocidades para un levantamiento de válvula a 10 mm y un caudal de 0.015875 kg/s.

En este contorno de velocidades (Figura 29) se pueden observar diversos fenómenos. En el recuadro número 1 se presenta una zona recirculación producido por el pie de la válvula y parte de la guía de la misma; el aire es detenido debido a la presencia de estos elementos de la admisión. Es en el recuadro 1 donde la velocidad del flujo es la más baja de todo el conducto de admisión.

La ampliación 2 de la Figura 29 corresponde a la separación entre la cabeza de la válvula y el asiento de la misma. En esta parte del sistema se observa un incremento notable de la velocidad del flujo con un valor máximo de 36.52 m/s, siendo la velocidad media dentro del conducto de aproximadamente 26 m/s, lo que representa un incremento de la velocidad en un 40% sobre el valor medio a lo largo de este y que se debe a la reducción de área por donde pasa el fluido.

En el recuadro 3 se muestra la parte posterior de la válvula, donde se aprecia una considerable disminución en el valor de la velocidad debido a la separación del flujo, propiciada por el cambio de geometría brusco señalado en el recuadro 4. Además, en esta región, por la influencia de la válvula se produce una zona de estancamiento sobre la misma. Adicionalmente, en la región que se forma entre el pie y la cabeza de la válvula, la velocidad del flujo tiene un valor menor debido al cambio de dirección que se da debido a la geometría de la misma.

Si se compara la velocidad del flujo en la apertura de la válvula para los dos extremos que aparecen en la Figura 29, se percibe una diferencia importante de velocidades para la zona del recuadro 2 y 4 causado por la inercia que lleva el flujo por la geometría curva del ducto; una mayor cantidad del flujo de aire se va hacia donde el radio de curvatura es mayor. A pesar de que la válvula es de dimensiones pequeñas (véase anexo 2), esta no deja de ser una obstrucción al flujo, que adicionalmente reduce el área por donde pasa el mismo. Además, se genera una obstrucción del flujo debido a la zona de recirculación posterior al asiento de válvula, que reduce el área de sección transversal efectiva por donde pasa el mismo (recuadro 4).

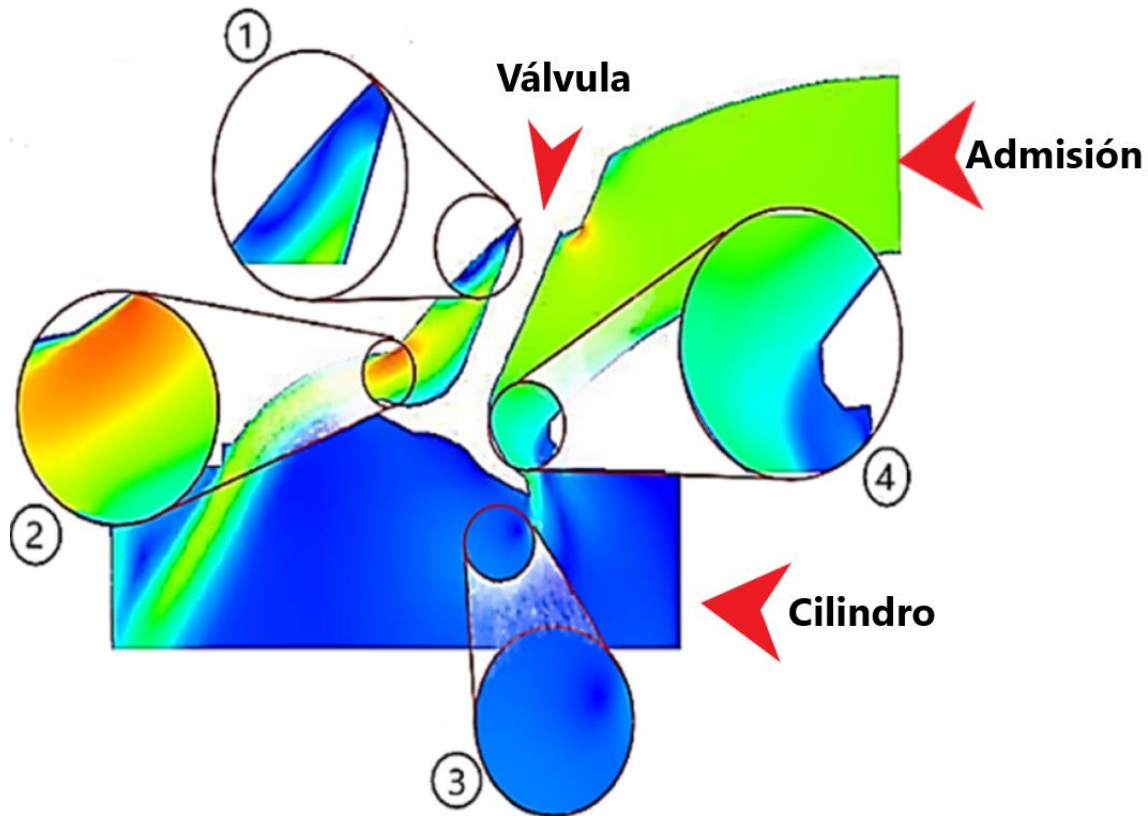


Figura 29. Contornos de velocidad para un levantamiento de válvula a 10 mm y un caudal de 0.015875 kg/s.

En la Figura 30 se presenta una vista frontal del campo de velocidades para el levantamiento de válvula de 10 mm. En la parte superior de esta figura se observa la zona de recirculación causada por el pie de la válvula. Adicionalmente, en la región superior externa, junto a la tubería del ducto de mayor radio, se presenta una aceleración del flujo, con velocidades próximos a los 37 m/s, que es debido a la geometría curva del ducto de admisión ya que el flujo tiende a irse mayoritariamente por esa zona.

En la parte inferior de la válvula en la Figura 30 se observa una tendencia del flujo de curvarse hacia la parte interna de la cabeza de la válvula, generando una zona de recirculación, teniendo lo que pareciera ser un comportamiento más simétrico en relación con la Figura 28, que muestra que el aire se va mayoritariamente por la región del ducto de admisión de mayor curvatura. Es también en esta figura donde se observa con mayor detalle como el caudal de aire no es capaz de aprovechar toda la apertura de la válvula sino solo una parte de esta, que es debido a la separación de flujo por el cambio brusco en la geometría.

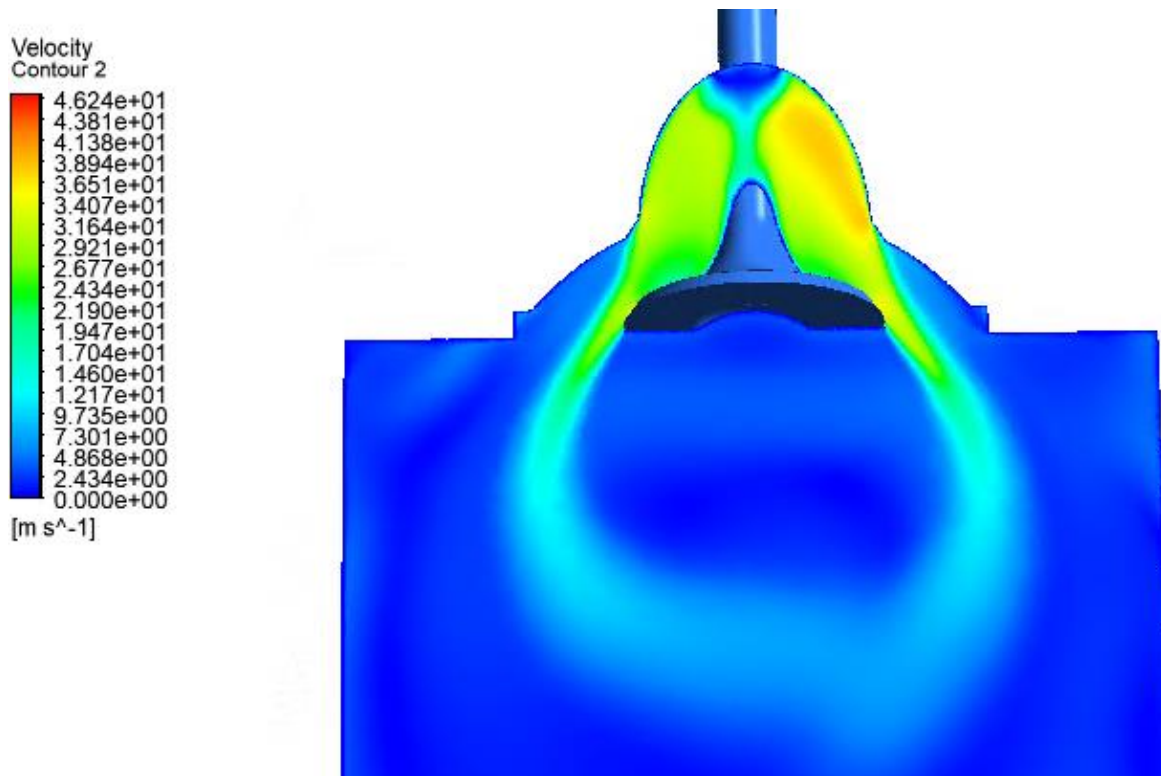


Figura 30. Vista frontal del contorno de velocidades para un levantamiento de válvula a 10 mm y un caudal de 0.015875 kg/s.

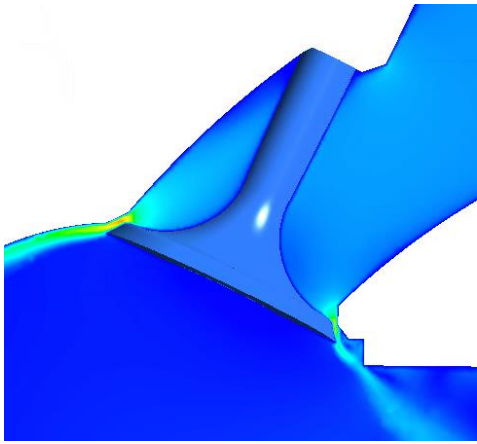
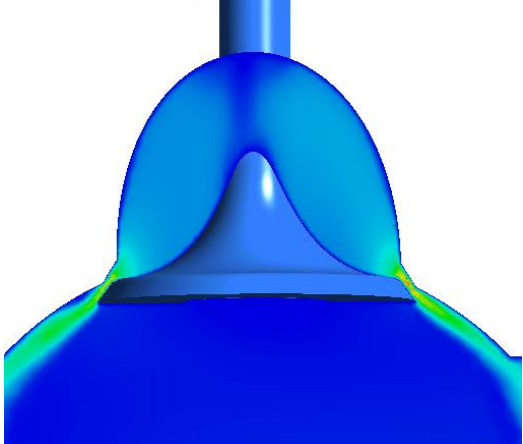
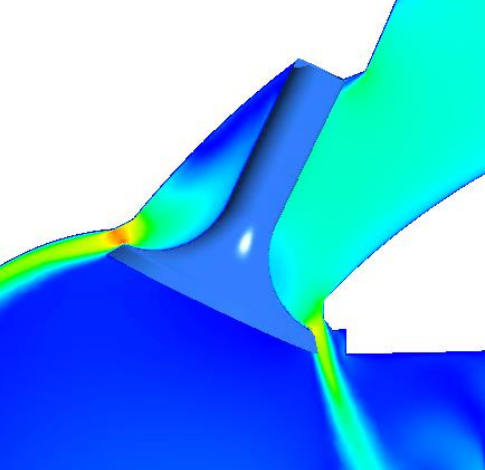
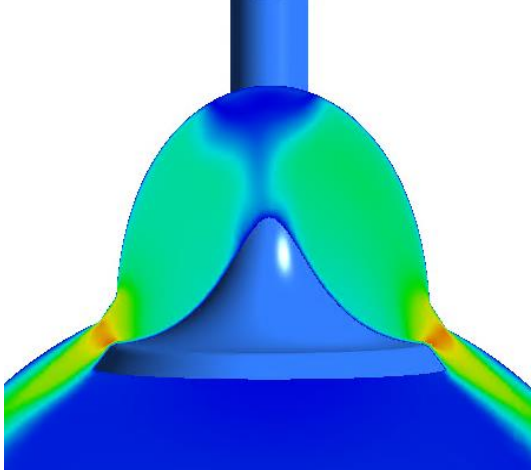
En la Tabla 3.3 se presentan los contornos de velocidad para los casos 2, 4, 6, 8 y 10 con la finalidad de demostrar el desprendimiento de la capa límite en la pared inferior del conducto de admisión, así como, la zona de recirculación debido a la influencia del pie de la válvula. A medida que incrementa la apertura de la válvula y aumenta la velocidad del caudal, se observa un desprendimiento del flujo a partir del caso 6 que se asevera hacia el caso 10.

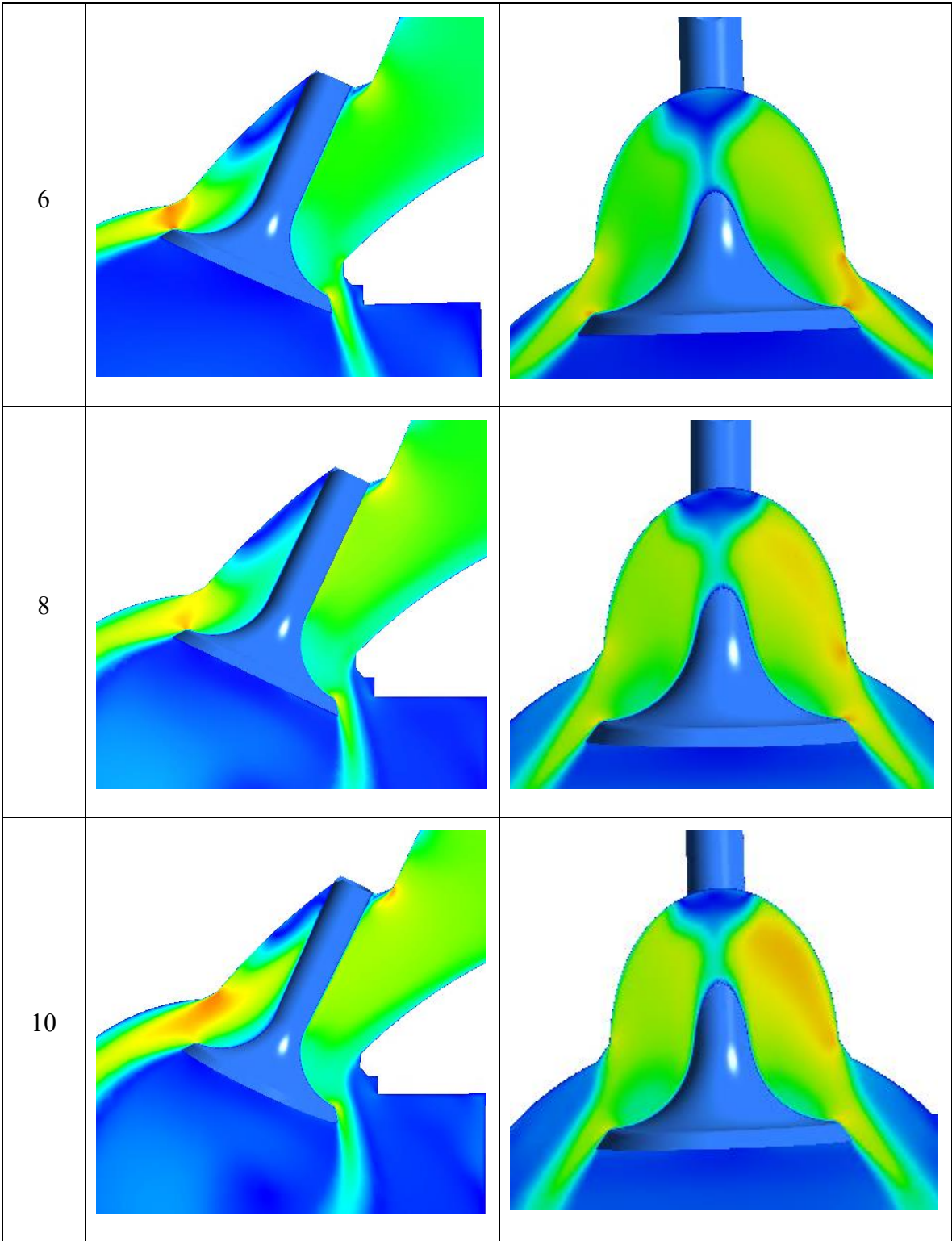
A medida que la apertura de la válvula aumenta y la velocidad del flujo es mayor, las partículas de aire tienen dificultad para curvar su trayectoria y seguir la forma del conducto de admisión, lo que hace que por efectos inerciales se proyecten contra las superficies del conducto y la válvula, aumentando la presión en esas zonas, mientras que en aquellas regiones por donde el flujo no alcanza a pasar se generan zonas de recirculación que se traducen posteriormente en regiones de turbulencia las cuales se abordarán más adelante.

La separación del flujo en la región del asiento de válvula no permite un aprovechamiento total del área de cortina generado como se puede ver en la vista lateral del flujo para el caso

10 (Tabla 3.3). Este desaprovechamiento del área de cortina puede significar en cálculos erróneos del gasto másico al considerar un área de sección mayor a la utilizada.

Tabla 3.3: Contornos de velocidad para los casos 2,4,6,8 y 10.

Caso	Vista lateral del flujo	Vista perpendicular al flujo
2	 <p>A 3D velocity contour plot showing a flow over a curved surface. The flow is primarily blue, with a small region of yellow and red indicating higher velocity near the leading edge of the surface.</p>	 <p>A 3D velocity contour plot showing a flow over a curved surface from a top-down perspective. The flow is mostly blue, with yellow and red regions at the edges of the surface.</p>
4	 <p>A 3D velocity contour plot showing a flow over a curved surface. The flow is primarily blue, with a larger region of yellow and red indicating higher velocity compared to Case 2.</p>	 <p>A 3D velocity contour plot showing a flow over a curved surface from a top-down perspective. The flow is mostly blue, with yellow and red regions at the edges of the surface, similar to Case 2 but with slightly more spread.</p>



En la Figura 31 se presenta el campo de presiones correspondiente al perfil de velocidades de la Figura 28. Las zonas de mayor presión se localizan en la entrada del colector de admisión, la guía, el pie y la cabeza de la válvula, siendo variadas las causas de este comportamiento. Por un lado, se tiene que, desde el colector de admisión hasta la guía, el flujo, debido a su inercia, se impacta mayoritariamente sobre esta superficie. Por otro lado, el flujo, en la parte inferior de esta trayectoria, se impacta en la cabeza de la válvula, siendo esta la segunda causa del incremento de presión dentro del conducto de admisión.

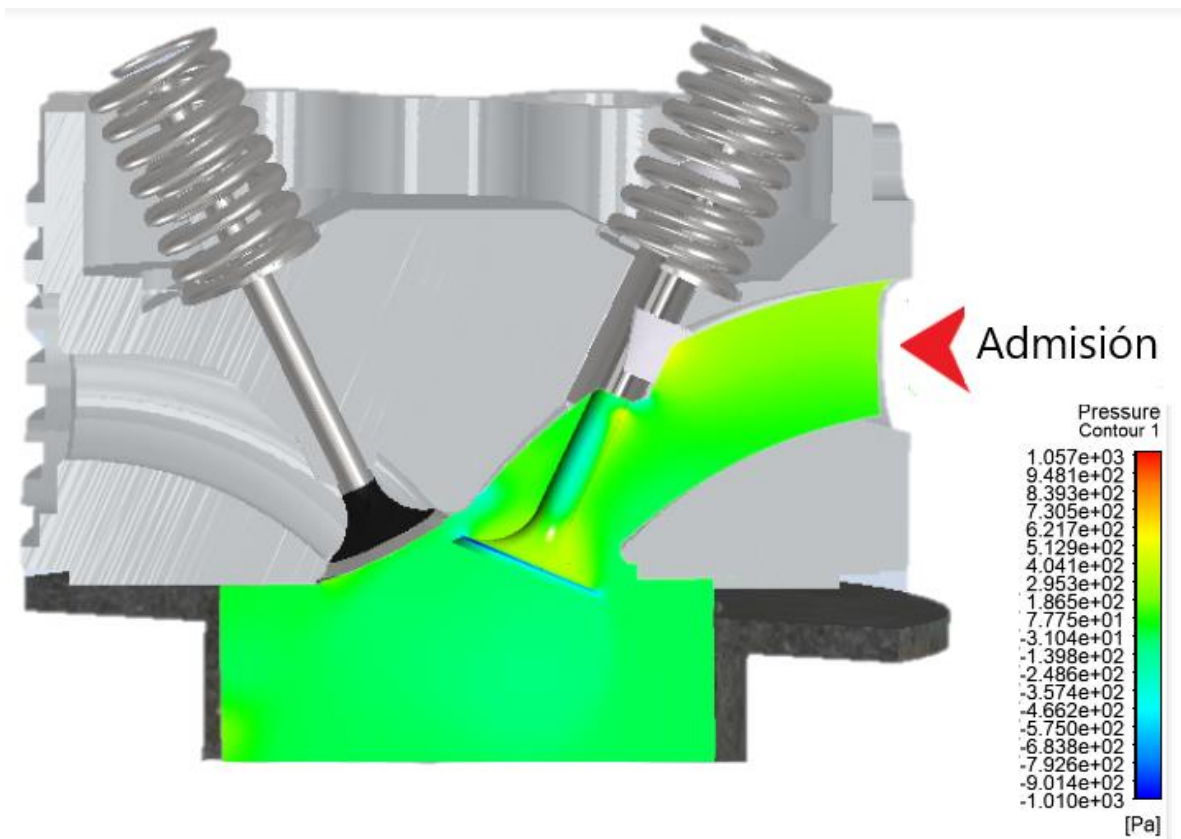


Figura 31. Contornos de presión para un levantamiento de válvula a 10 mm y un caudal de 0.015875 kg/s.

La Figura 32 presenta una vista superior de la válvula desde el pie de la misma. En la superficie de la válvula se pueden observar los distintos valores de presión que ejerce el aire, que van de un valor máximo de 392 Pa y a uno mínimo de -940 Pa. Esta figura presenta dos zonas de interés, la primera del lado superior izquierdo muestra la presión más baja sobre la válvula, aproximadamente -940 Pa; mientras que en el lado inferior derecho se aprecia un nivel de presión mayor al de la región 1, con un valor de 392 Pa. Como se mencionó anteriormente, esto se debe al efecto de la curvatura en el flujo, que debido a la inercia del mismo se va la mayor parte del flujo hacia el lado del ducto con un radio de curvatura mayor.

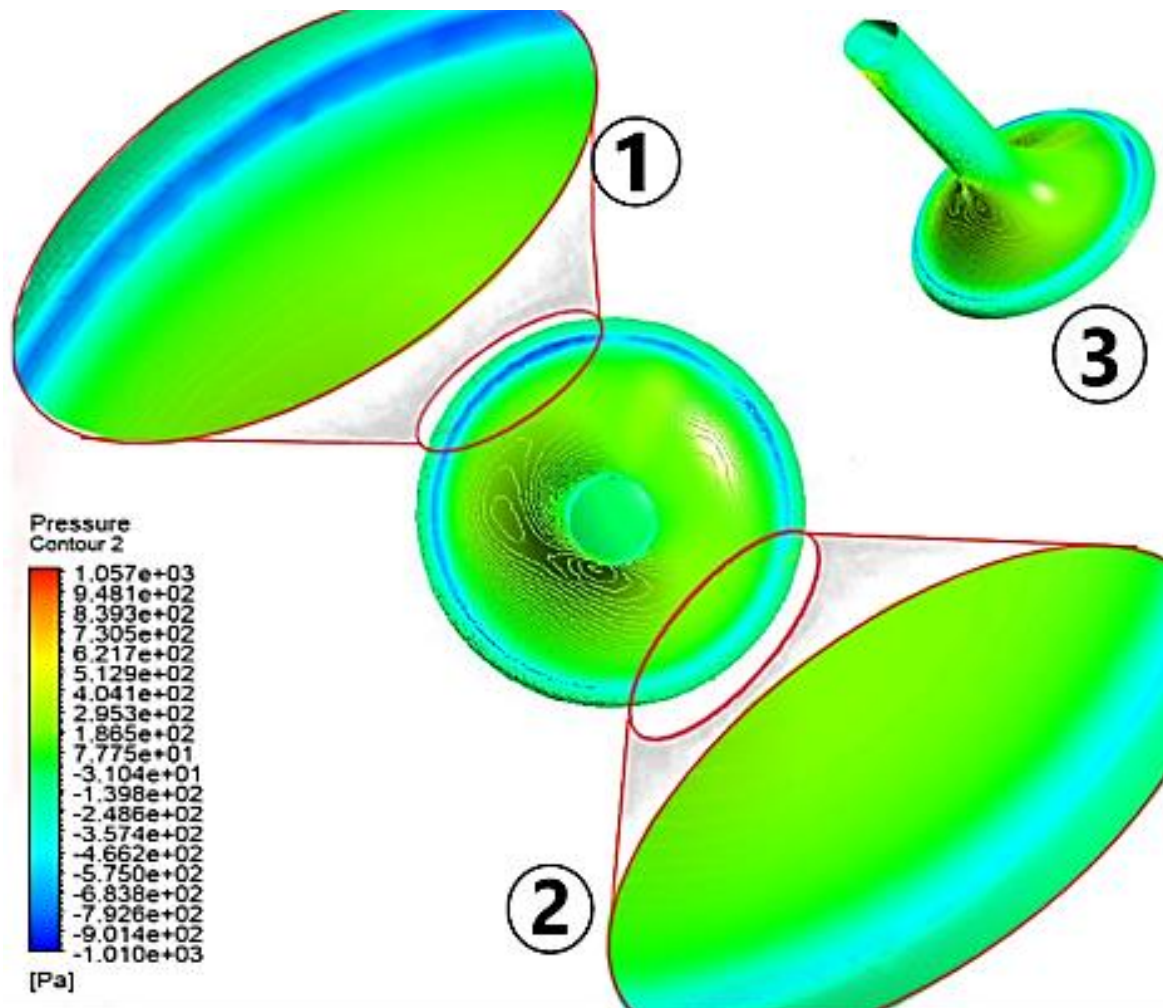


Figura 32. Contornos de presión para un levantamiento de válvula a 10 mm y un caudal de 0.015875 kg/s.

La energía cinética turbulenta es una medida de que tan turbulento es el flujo, y de cuanto varían las propiedades del mismo localmente con respecto a un valor medio. En la Figura 33 se presentan los contornos de energía cinética turbulenta. Las zonas que presentan un mayor nivel de turbulencia se localizan, como con las propiedades anteriores, entre el pie de la válvula y la parte superior del conducto de admisión, que es donde cambia de dirección el flujo y se presenta, en algunos casos, separación del mismo con la superficie. Por otra parte, existen dos regiones después del asiento de la válvula en donde la tasa de energía cinética turbulenta es considerable; la primera es la perteneciente al flujo que sale por la parte del ducto con mayor radio y que termina por impactarse contra la pared del cilindro, y la otra es zona del flujo que va desde el asiento de la válvula hacia la cara interna de la cabeza de la válvula.

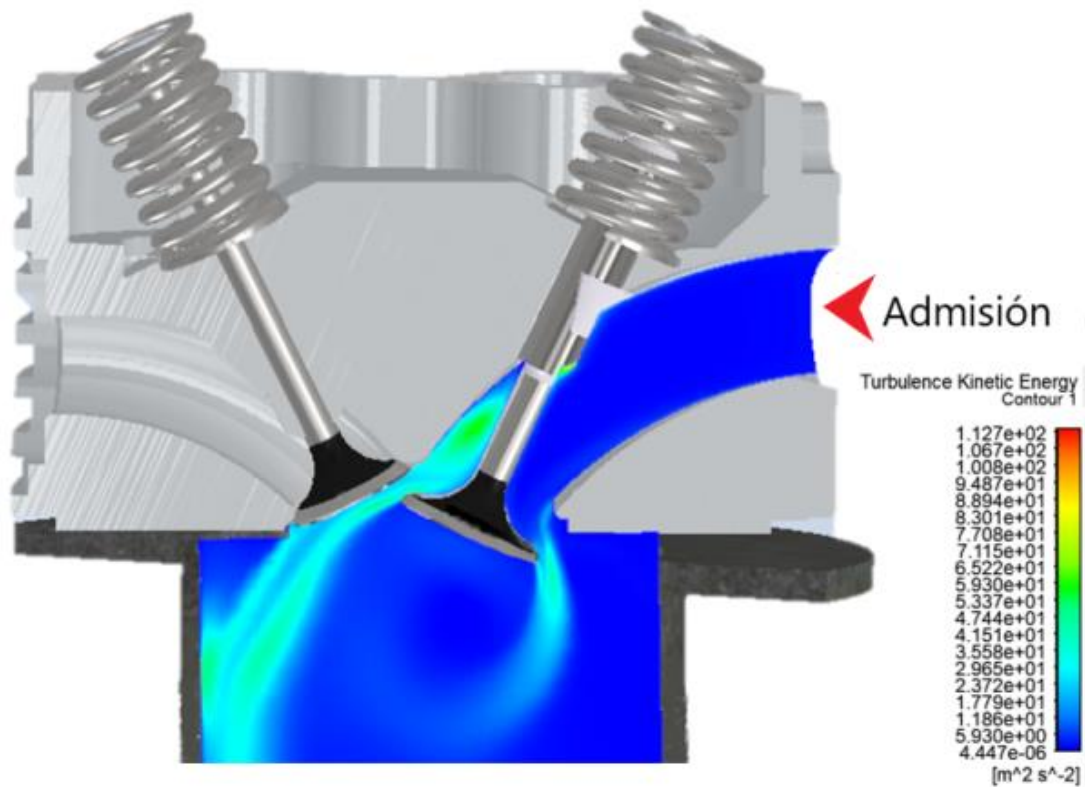


Figura 33- Contornos de energía cinética turbulenta para un levantamiento de válvula a 10 mm y un caudal de 0.015875 kg/s.

3.3.1 Regiones de turbulencia

Respecto a la vorticidad se ha utilizado el criterio Q como método de identificación de generación de esta característica del flujo, que se muestra en la Figura 34. En esta figura se observan distintas regiones donde se tienen los mayores niveles de turbulencia, siendo las más importantes la que está sobre la guía de la válvula y en el pie de la misma, cercano a la pared de la guía. Otra de las regiones más importantes en la parte superior del asiento de la válvula, en la parte posterior del pie de la válvula.

También, en la Figura 34 se observan a otras regiones donde se tiene una relativa alta vorticidad como la placa de orificio que funge como junta de acople; sin embargo, no representan un efecto real en el sistema de la motocicleta, ya que estos accesorios no son propios de la arquitectura del motor, sino del equipo de instrumentación empleado en el banco de flujo.

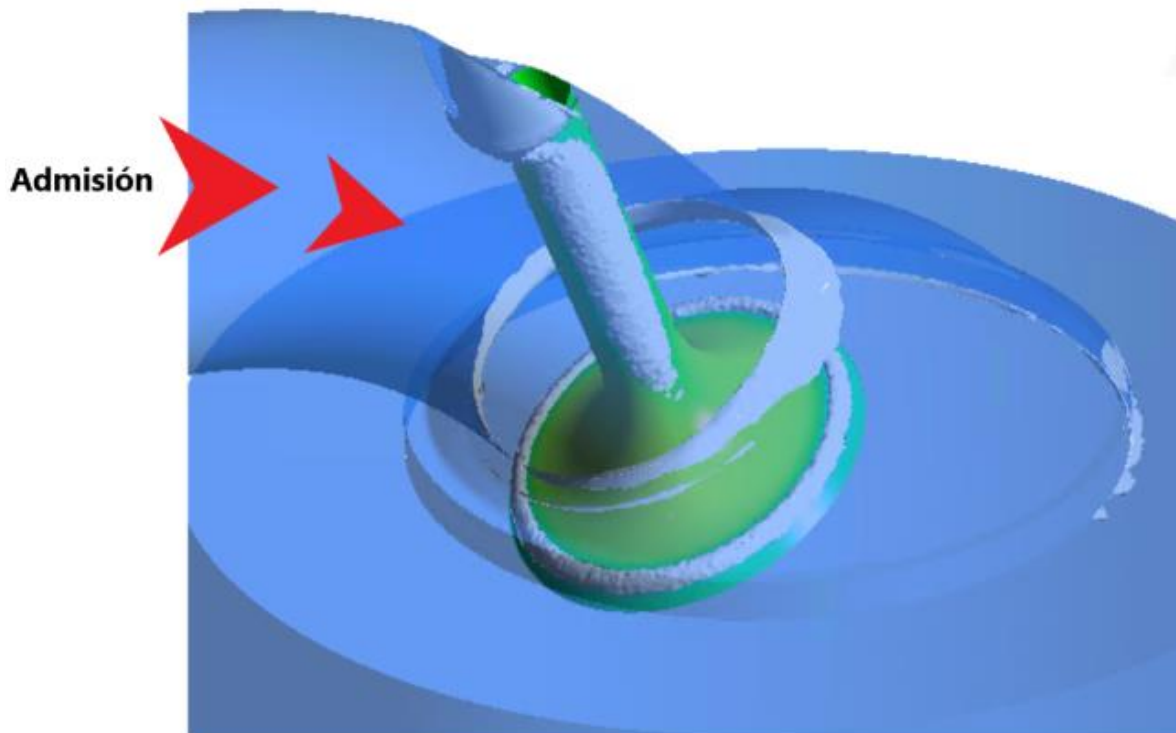


Figura 34- Isosuperficie de energía cinética turbulenta para un levantamiento de válvula a 10 mm y un caudal de 0.015875 kg/s.

3.4 Efecto de la apertura de la válvula en la presión, velocidad, energía cinética turbulenta y pérdidas de energía

Con el propósito de comparar cuantitativamente el efecto de la apertura de la válvula en la presión, velocidad, energía cinética turbulenta y pérdidas de energía (Vease Anexo 9), se han determinado valores medios de estas características del flujo en múltiples planos a lo largo del conducto de admisión, dentro de la cámara de combustión, y principalmente, en la zona correspondiente al asiento de la válvula, que es donde existe un cambio en la geometría desde el exterior hacia el interior. Estos planos se muestran en la Figura 35.

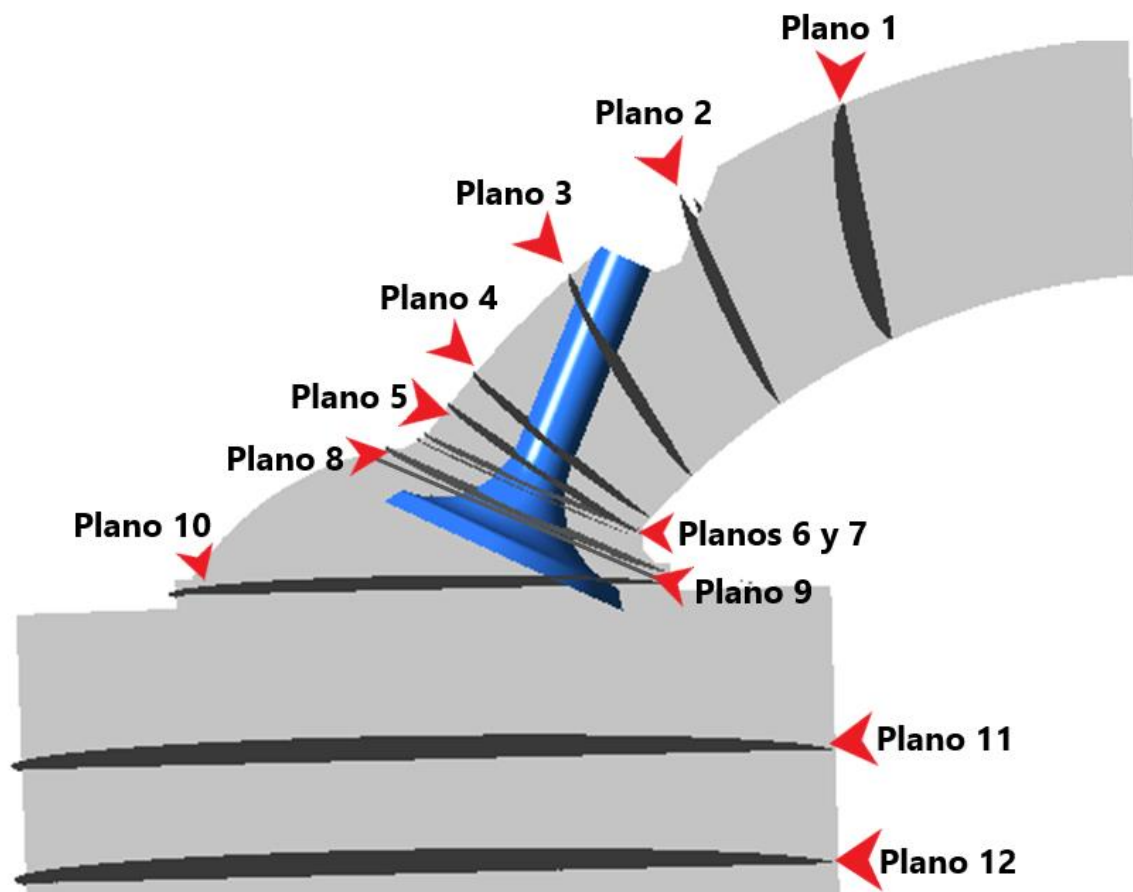


Figura 35- Colocación de planos a través del ducto de admisión.

La Figura 36 presenta la gráfica de la presión en cada uno de los planos mencionados anteriormente y para cada levantamiento de válvula. Comenzando con el levantamiento de 1 mm (línea azul) se observa una caída abrupta de la presión que comienza en el plano 6 (inicio de la válvula), alcanzando su valor mínimo en el plano 8, que es cuando el flujo incrementa su velocidad por la reducción de área que produce el levantamiento de válvula. Después, se alcanza un valor aproximadamente constante de esta variable en los planos 9 al 14, que es cuando ya está prácticamente el flujo del pistón. Para este caso en particular es notable la diferencia de presiones entre el conducto de admisión y la cámara de combustión con una diferencia de 32.7 kPa.

El resto de los casos simulados presentan un comportamiento similar, pero el cambio ya no es tan abrupto como el primero cuando flujo pasa por la apertura que limita la válvula. Dado que, a una mayor apertura de válvula la resistencia que presenta al flujo es menor, las presiones antes y después de la válvula casi son las mismas cuando se tiene una elevación de válvula mayor.

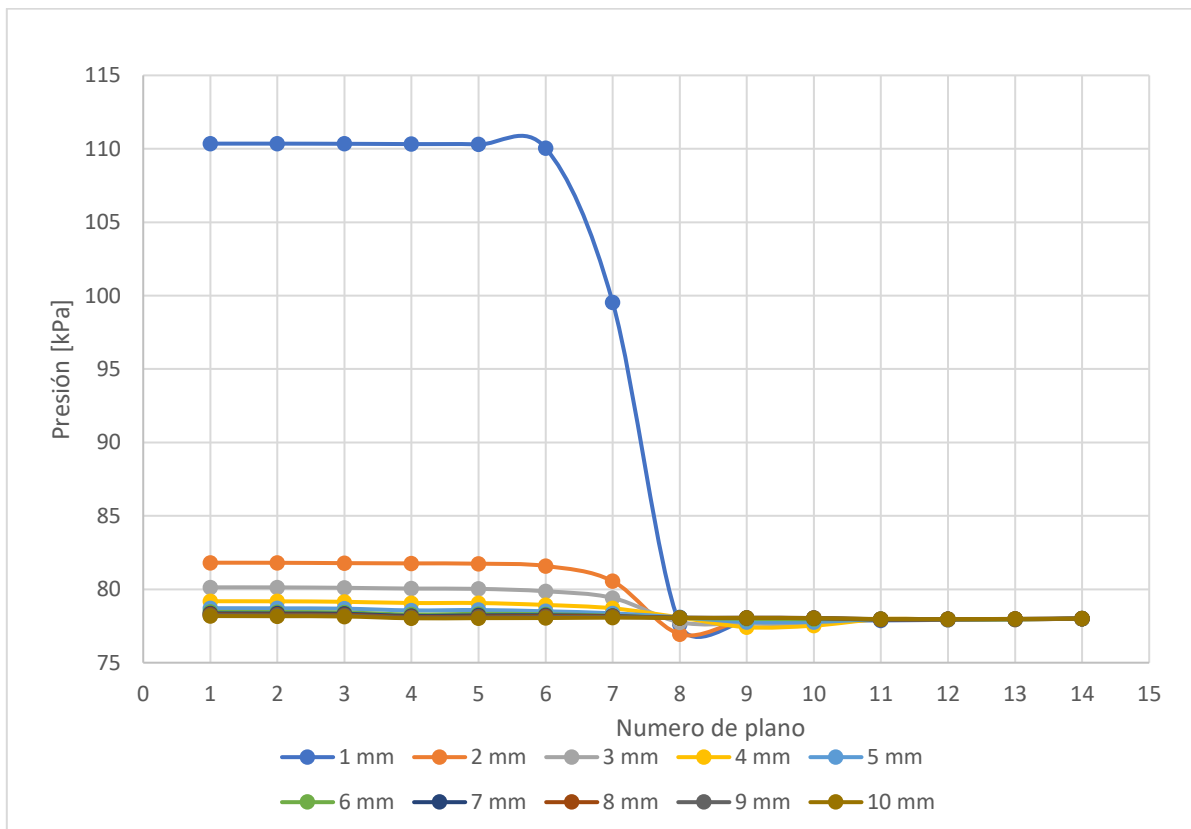


Figura 36. Presión en diferentes planos para los levantamientos de válvula 1 a 10 mm.

Siguiendo los aspectos importantes de la ecuación de la energía, que se presenta en la ecuación de Bernoulli, la velocidad está ligada de manera dependiente a la presión por lo que, si una aumenta, la otra disminuye para cumplir con las condiciones de un campo conservativo. En la Figura 37 se presentan las gráficas de velocidad para cada plano, así como para cada levantamiento de válvula. En esta figura se observa que, para el levantamiento de válvula de 1 mm, la velocidad del flujo alcanza el valor máximo sobre todos los demás casos, con un valor máximo de 82.77 m/s en el plano 7, que es cuando el flujo tiene que pasar por la reducción de área producida por la apertura de la válvula; en esta zona la presión disminuye abruptamente.

La velocidad de flujo tiende a presentar un menor cambio cuando se incrementa el levantamiento de la válvula, y sobre todo después de los casos de levantamiento de 7 mm. Un levantamiento de válvula mayor, representa una mayor área por donde pasa el flujo. Después del paso del flujo por apertura de válvula, se tiene la parte del cilindro, que es cuando se incrementa el área por donde pasa el flujo teniendo como consecuencia que el flujo presente velocidades muy bajas.

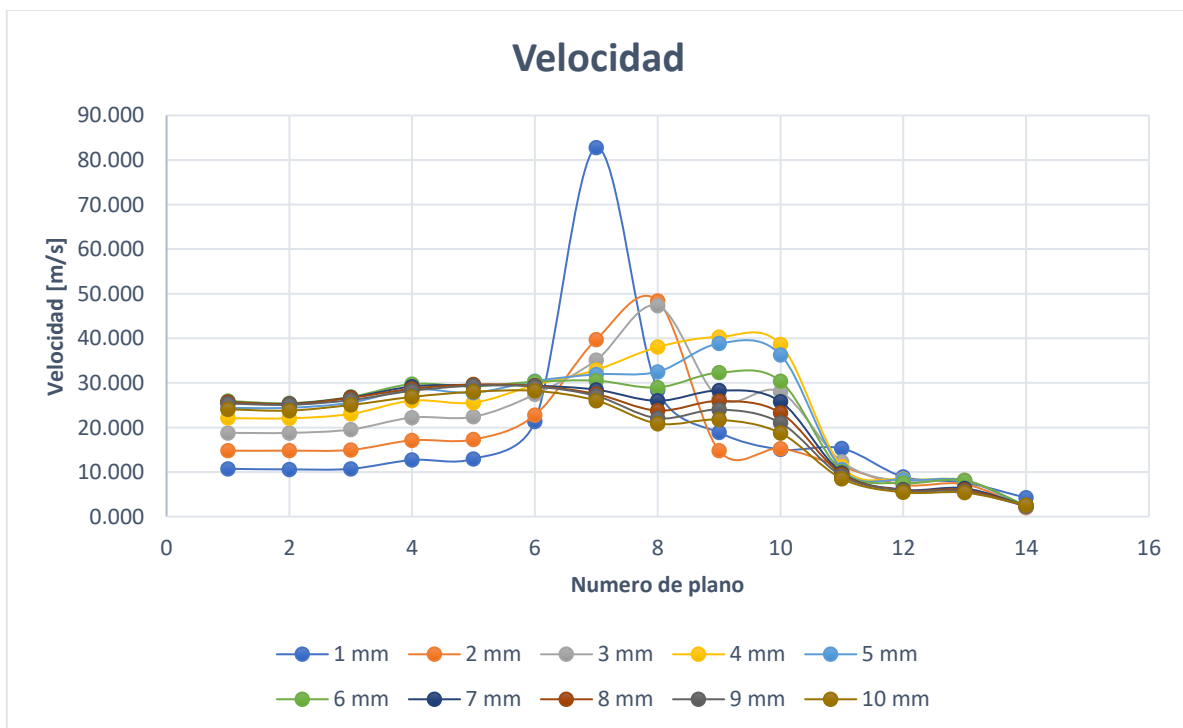


Figura 37. Velocidad en diferentes planos para los levantamientos de válvula 1 a 10 mm.

La presión y velocidad están ligadas a la energía flujo, por lo que, al sumar dichas energías se tiene como resultado lo que se presenta en la Figura 38. De esta figura se observa, que se requiere una mayor energía para que el flujo pueda pasar por el sistema cuando se tiene un levantamiento de válvula de 1 mm, con una disipación de energía del 28% entre el flujo aguas arriba y aguas abajo de la válvula de admisión. A medida que va aumentando la apertura de la válvula esta energía disipada disminuye, consiguiendo pérdidas energéticas inferiores al 4.65% a partir de 2 mm de levantamiento y llegando a un mínimo de 0.40% de energía disipada para un levantamiento de 10 mm.

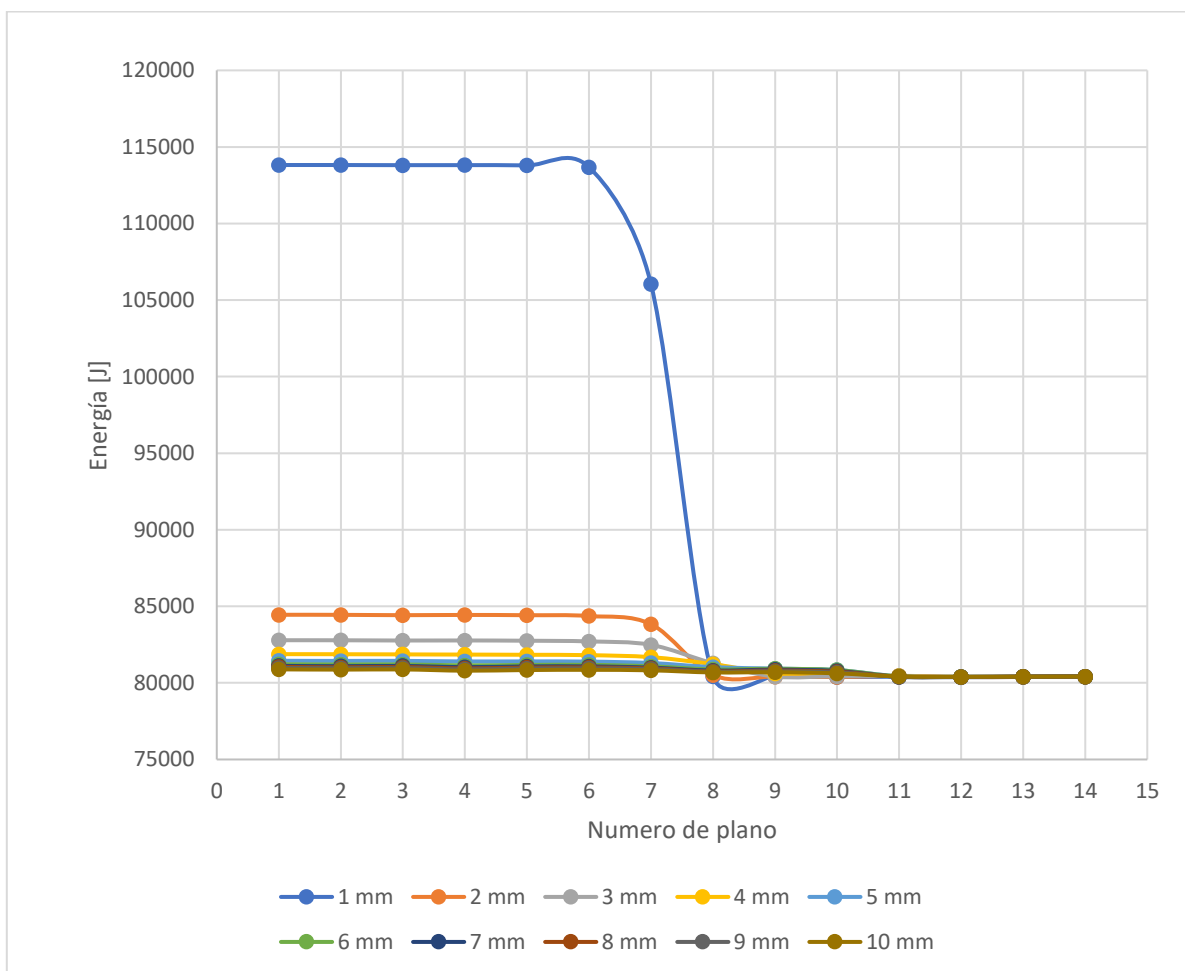


Figura 38. Energía del flujo en diferentes planos para los levantamientos de válvula de 1 a 10 mm.

De la energía del flujo (Figura 38),

$$E = \frac{P}{\rho} + \frac{v^2}{2} \quad (42)$$

donde E es la energía en cada plano, P la presión absoluta, ρ es la densidad del aire y v la velocidad. se puede derivar el cálculo de las pérdidas de energía que presenta éste cuando pasa a través del sistema. El valor de la carga (H_f) se ha obtenido mediante la expresión para pérdidas en accesorios, definida como

$$H_f = \frac{E_{Entrada} - E_{Salida}}{g} \quad (43)$$

donde $E_{Entrada}$ es la energía promedio aguas arriba de la válvula, E_{Salida} la energía promedio aguas debajo de la válvula y el valor de la gravedad (g).

En la gráfica de la Figura 39 se presentan las cargas en metros para cada levantamiento de válvula, teniendo un comportamiento, de aproximadamente, como el de la figura anterior. Para un 1mm de levantamiento el valor de carga es de 3299.57 m, presentando un decremento abrupto de 2900 m de carga para 2 mm. Como ya se ha descrito, las pérdidas disminuyen a medida que la válvula se separa de su asiento puesto que deja de obstaculizar el flujo, lo anterior se puede observar en los levantamientos de válvula de 6 a 10 mm en dónde existen ΔH_f entre 20.9 y 4.73 m.

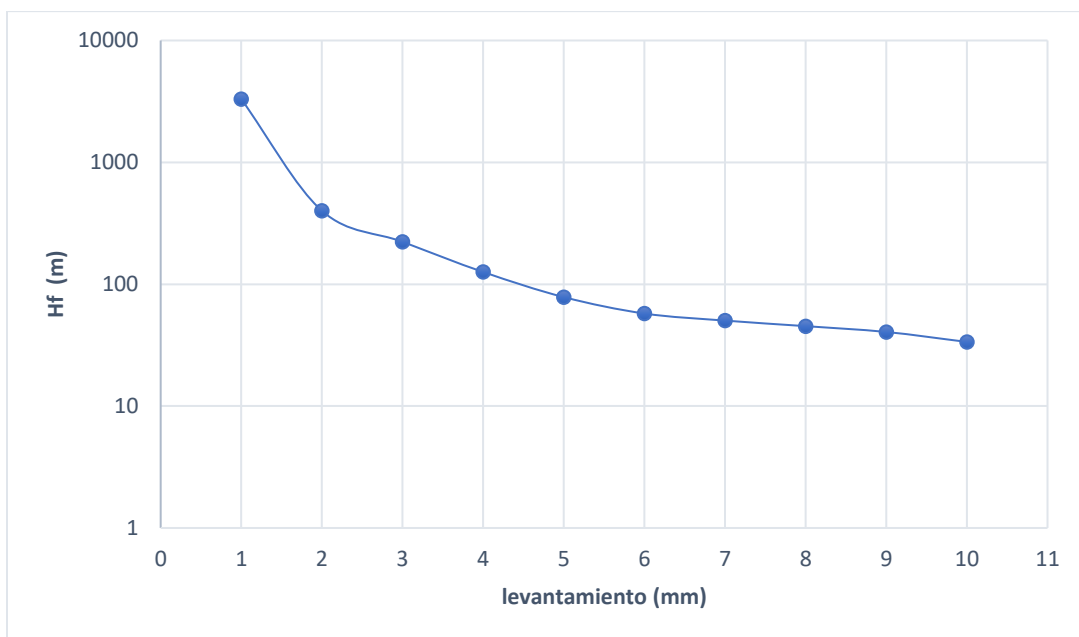


Figura 39. Pérdidas de carga para los levantamientos de válvula de 1 a 10 mm.

En la Figura 40 se muestran los valores de energía cinética turbulenta (k) en cada plano y caso de levantamiento simulado. Esta característica del flujo es un indicador de que tan fluctuante es el flujo con respecto a un valor medio. El caso de levantamiento de válvula de 1 mm y 2 mm son los que presentan una mayor turbulencia en los planos próximos a la válvula. Posterior a esto, la turbulencia disminuye notoriamente a partir del caso 3, alcanzando sus valores mínimos entre 5 y 17 J/kg para los casos 7, 8, 9 y 10 en donde si bien el valor de turbulencia no es cero este valor (k) se mantiene más cercano entre estos casos y quedando sin efectos en el fondo del cilindro (plano 14) para todos los casos.

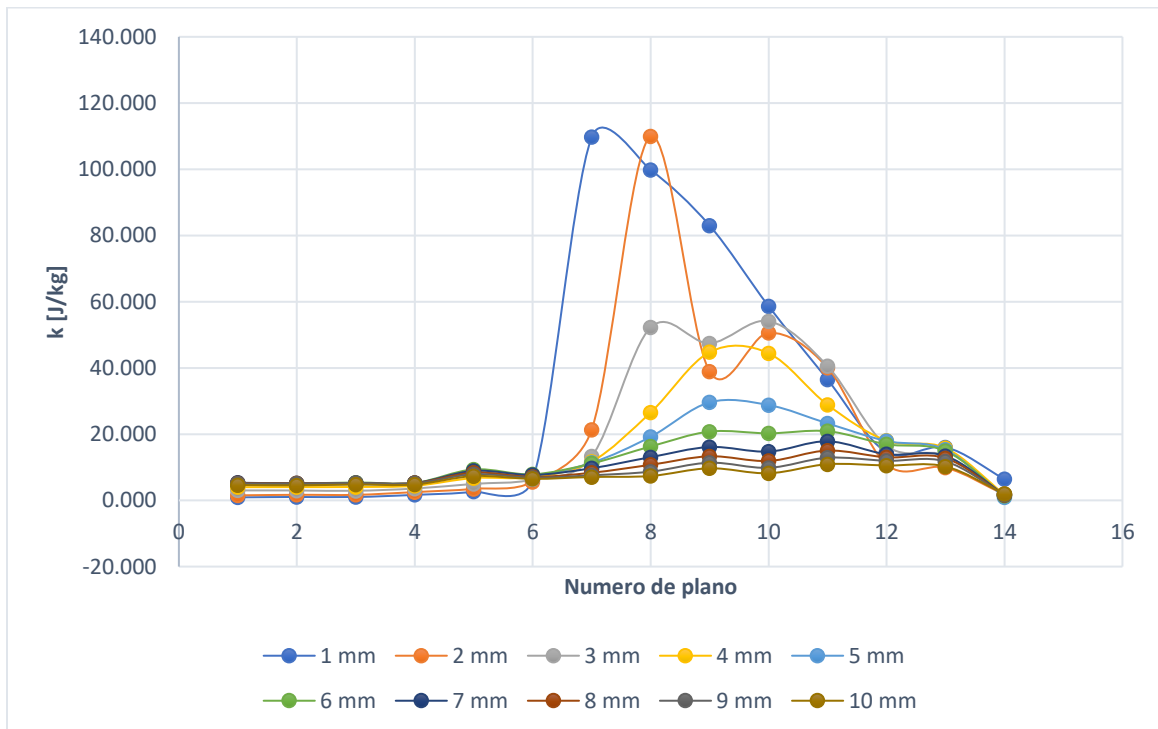


Figura 40- Energía cinética turbulenta para los levantamientos de válvula de 1 a 10 mm.

El factor de pérdidas adimensional (f) se define por la siguiente expresión:

$$k = \frac{2g}{v^2} (E_{Entrada} - E_{Salida}) \quad (44)$$

donde g es la gravedad, v^2 la velocidad media del flujo al cuadrado, $E_{Entrada}$ es la energía promedio aguas arriba de la válvula y E_{Salida} es la energía promedio aguas debajo de la válvula.

En la Figura 41 se presentan graficados las constantes de la válvula (k), para cada levantamiento de válvula, una constante adimensional para cada caso que representa la cantidad de pérdidas del sistema que usualmente son consideradas como incalculables y que es la síntesis de toda la energía disipada por efectos viscoso y convertida en calor.

La Figura 41 al igual que la Figura 38 posee un comportamiento asintótico que tiende a cero. El valor máximo de este gráfico nuevamente le corresponde al levantamiento de 1 mm con una constante de pérdidas de 357, para 2 mm un factor de 22.82 y llegando valores con poca variación en el caso 6 en donde se tiene un valor de 1.004, lo cual representa el 0.281% de las pérdidas del caso 1.

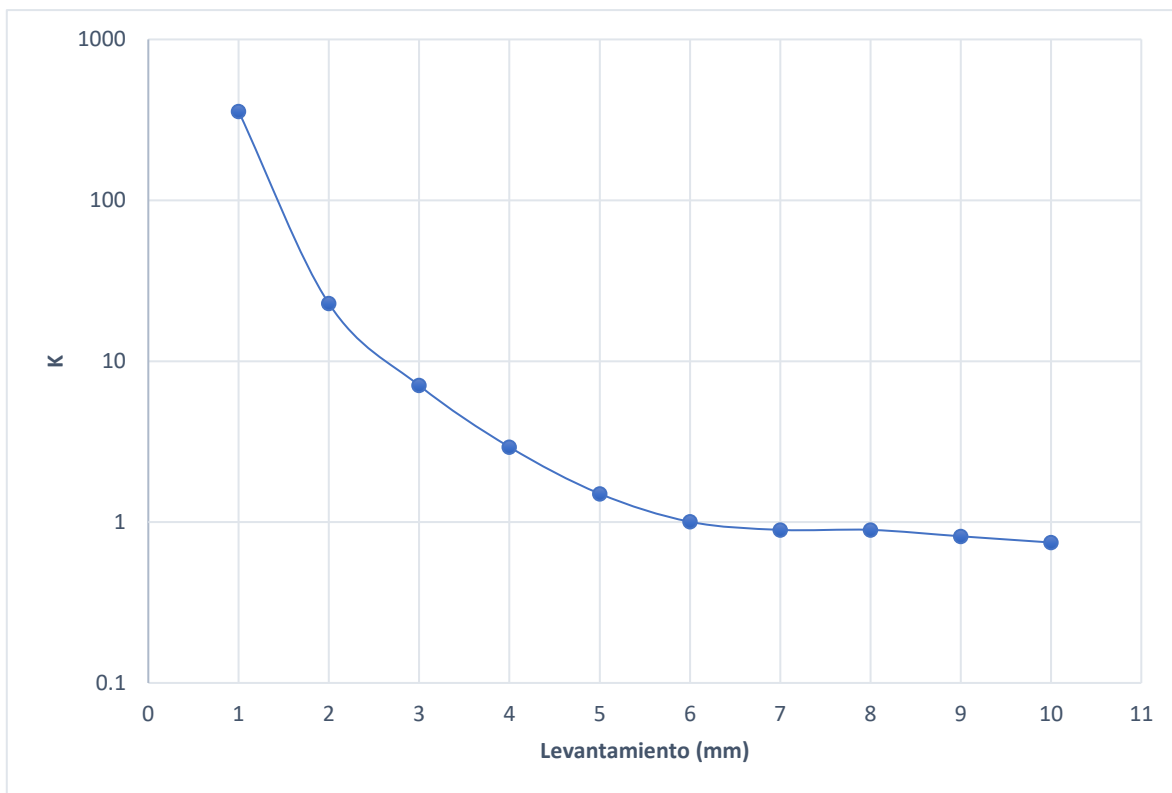


Figura 41- Constante de la válvula,

El coeficiente de descarga es un factor adimensional, que indica que tanto se aproxima un caudal en sus condiciones reales a uno teórico, como se ha descrito previamente en la sección 1.4. Este coeficiente está representado como; el cociente del gasto másico real entre el gasto másico teórico en la siguiente expresión:

$$Cd = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{teórico}} \quad (45)$$

Los coeficientes de descarga para cada levantamiento de válvula, obtenidos de manera simulada fueron comparados con los valores experimentales que presenta (César Luis González Lugo, 2017). En la Figura 42 se aprecia un comportamiento aproximado para los casos del levantamiento de válvula de 1 a 5 mm; mientras que, para los casos de levantamiento de 6 a 10 mm, los coeficientes de descarga predichos adquieren valores superiores a los presentados de manera experimental, con diferencias que van del 11% al 27%.

Las discrepancias presentadas entre ambos métodos, pueden deberse al hecho de considerar al flujo como incompresible o la representación de la turbulencia por parte de un modelo de 2 ecuaciones que simula tal proceso. También, se recomienda un análisis de la localización del plano de monitorización de las características del flujo, que permita una correcta comparación con los datos experimentales.

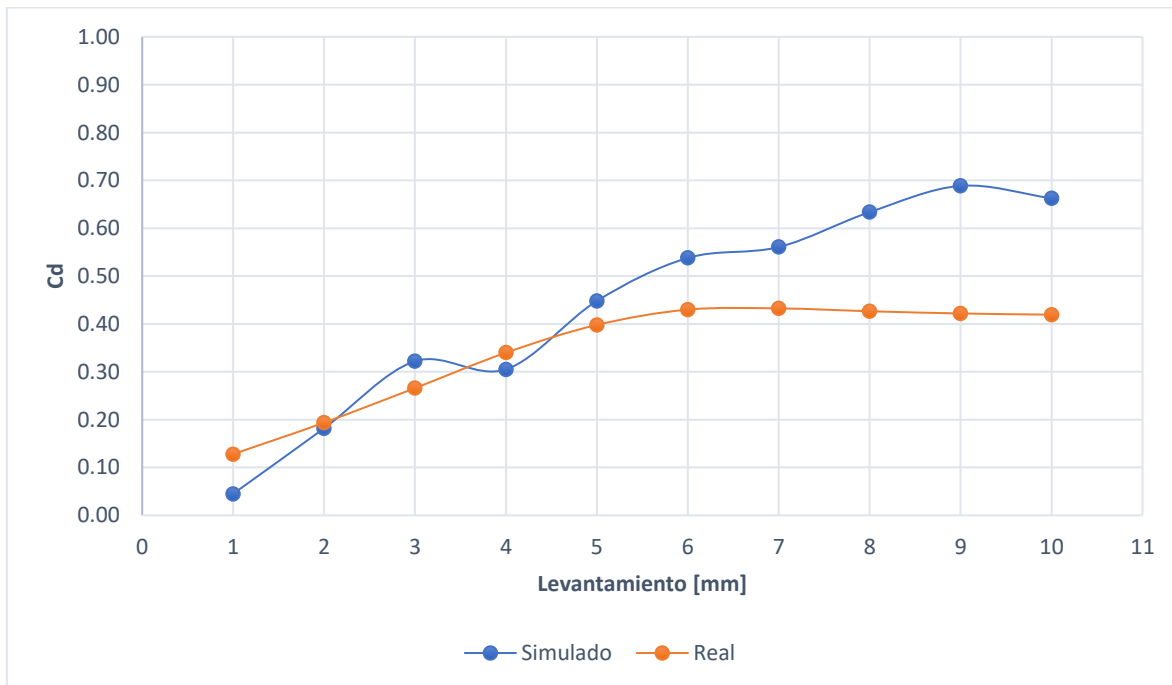


Figura 42- Comparación de los coeficientes de descarga simulados y reales.

Conclusiones y recomendaciones para trabajos futuros

Se simuló numéricamente el flujo de aire que pasa por la válvula de admisión de un motor de un motor monocilindrico de 125 cc. Cuando el flujo pasa por el interior del ducto de admisión se observó primero un incremento de la presión hasta antes del asiento de la válvula, posterior a esta, un decremento del 29.4% del valor de la presión inicial debido a la interferencia de la válvula y la estrecha área de cortina por la que el flujo puede circular para el caso de levantamiento de 1 mm, además, es en esta región del área de cortina donde se alcanzan los mayores valores de velocidad del flujo. No obstante, la gráfica de energía para ese mismo caso indica una pérdida significativa del 28% que se ha transformado de una manera no aprovechable mediante efectos viscosos y transformada en energía interna. Lo que no ocurre de manera tan pronunciada para el resto de eventos en donde la caída de presión es inferior al 4.8% a partir de los 2 mm de levantamiento. Puesto que la apertura de la válvula deja de provocar un estrangulamiento del caudal y se requiere de menor energía para moverlo; es por ello que las gráficas de presión y velocidad para los casos 5 al 10 se aplanan, esto también se ve reflejado en las gráficas de energía y carga en donde también las cifras disminuyen al no haber disipación de energía en turbulencia de una manera tan violenta, mejorando de la misma manera las constantes adimensionales de pérdidas (k) con valores comprendidos entre 0.1534 y 0.069.

Los efectos de la presión no solamente afectan de manera directa al comportamiento del flujo, sino también a la válvula. Existe un desbalance la presión sobre la válvula de 1.2 kPa entre los extremos de su circunferencia, lo que se refleja en un esfuerzo del material en el pie de la válvula y su guía, que por contrarrestar estos efectos del desbalance pueden presentar desgastes prematuros.

Los elementos geométricos que conforman al conducto de admisión juegan un rol importante, puesto que, un radio de curvatura demasiado pronunciado como el de este caso de estudio, propicia el desprendimiento del flujo en la superficie de las paredes y la generación de zonas de recirculación, como lo son en la parte posterior de la guía de la válvula, en donde existe una zona de recirculación que disminuye el área de sección transversal efectiva por la cual el aire puede fluir libremente. Existe, además, un desprendimiento de la capa límite en la pared

inferior del conducto de admisión para los levantamientos de 7, 8, 9 y 10 mm de la válvula; lo cual es resultado del pronunciado radio de curvatura en la geometría del conducto de admisión y la velocidad del flujo de entrada, lo que imposibilita al aire de admisión cambiar de trayectoria para aprovechar completamente la apertura comprendida entre la cabeza y el asiento de la válvula.

Como presenta (Juan San Miguel 1982), se pretende que la total apertura de la válvula esté presente tanto tiempo como sea posible para permitir una renovación completa de la carga. No obstante, se obtuvo que para grandes aperturas de válvula del motor de 125 cc, es en donde si bien existe un mayor flujo para estos casos, es también en estos donde hay un área de cortina significativo que no está cumpliendo su función; lo anterior también, es un dato importante, a tomar en cuenta al momento de seleccionar el área para el cálculo de gasto másico de manera experimental, ya que para levantamientos de válvula inferiores a 7 mm, una selección de área de cortina es apropiada, mientras que, cuando el flujo comienza a separarse (levantamientos de 7, 8, 9 y 10 mm), lo mejor es una área de sección transversal del conducto, en una región lejos de cuerpos de influencia como lo son la válvula y su guía.

La disposición de las válvula dentro de la culata de cilindro, es también un aspecto geométrico de la arquitectura que se puede mejorar para optimizar el trabajo del flujo, como se puede observar en los contornos de velocidad presentados en esta tesis, el flujo de aire al ingresar a la cámara de combustión se adhiere a la parte superior de la misma por efectos inerciales; sin embargo al estar demasiado cercanas las válvulas de admisión y de escape, el aire podría escapar de manera instantánea, sin desalojar correctamente los gases de escape. Si bien existe una intensa recirculación en la parte inferior de la válvula que desplaza los gases hacia arriba del cilindro, estos se impactarían contra la corriente de aire de admisión que se escapa de una válvula hacia otra. Pese a que lo anterior es un fenómeno de interés durante el traslape de válvulas, una mejor disposición de las válvulas con un menor ángulo respecto a la vertical dentro de la culata de cilindro y mayor radio de curvatura para el conducto de admisión, permitiría un mejor barrido de los gases de combustión al interior del cilindro por efectos de: “Tumble”, “Swirl” y “Squeeze”.

Para trabajos futuros, se recomienda simular el flujo con la apertura de válvula transitoria, así como con la interacción con las paredes del embolo que permite contener el flujo dentro

de la cámara de combustión e incluso involucrando los conceptos de: “Tumble”, “Swirl” y “Squeeze”, que se presentan en los procesos de llenado de flujo dentro de estos sistemas.

La variación de los parámetros geométricos de la culata de cilindro y su efecto durante el traslape de válvula, es otro de los trabajos futuros que se propones para la optimización del proceso de la renovación de la carga, no solo de motores de encendido provocado, sino también para aquellos encendidos por compresión.

Referencias

- Çengel, Yunus A. 2006. *Mecânica de Fluidos*. McGraw-Hill.
<https://doi.org/10.1017/CBO9781107415324.004>.
- César Luis González Lugo. 2017. “Banco de flujo estacionario para la medición del coeficiente de descarga”. México: UNAM.
- Dante Giacosa. 1970. *MOTORES ENDOTERMICOS*. Tercera.
- David Zavala Salgado. 2022. “Influencia de superficies adicionales en parámetros aerodinámicos en un automóvil deportivo y el efecto de un alerón de ala centrípeta en el flujo”. Ciudad de México: Facultad de ingeniería. UNAM.
- Fernández, Joaquín, Alfonso Marcos, Raúl Barrio, Eduardo Blanco, y Alejandro Castilla. 2010. “Simulación Del Flujo De Aire En Un Motor Diesel”. *XIV International Congress on Project Engineering*.
- González Lugo, César L, Santiago Ruiz Juventino, y Rogelio González Oropeza. 2018. “Obtención del coeficiente de descarga del sistema de admisión de un motor Honda CGL 125 mediante un banco de flujo estacionario”. *BISTUA REVISTA DE LA FACULTAD DE CIENCIAS BASICAS* 17 (1).
<https://doi.org/10.24054/01204211.v1.n1.2019.3145>.
- Isaac Eli Guerrero Beltrán. 2022. “Aplicación de síntesis de ciclos de manejo vehicular a motocicletas de la Zona Metropolitana de la Ciudad de México”. Ciudad de México: Facultad de ingeniería. UNAM.
- Juan San Miguel. 1982. *A PUNTO FICHERO PRÁCTICO DEL AUTOMOVIL*. Editado por SARPE. 1a ed. Vol. 2.
- L.J. Kastner et al. 1963. “POPPET INLET VALVE CHARACTERISTICS AND THEIR INFLUENCE ON THE INDUCTION PROCESS” 178:1–21.
- Nicolas Ortuya. 2024. “Ranking: Estas son las 10 motos más baratas de México 2023”. Autofact. el 28 de mayo de 2024.

Rubén Fidalgo. 2017. “La inyección electrónica Bosch cumple 50 años”. Autocasión. el 14 de septiembre de 2017. <https://www.autocasion.com/actualidad/reportajes/la-inyeccion-electronica-bosch-cumple-50-anos>.

TRADING ECONOMICS. 2024. “Mexico - Precios de la gasolina”. octubre de 2024. <https://es.tradingeconomics.com/mexico/gasoline-prices>.

White, Frank M. 2006. *Mecánica de Fluidos. McGraw-Hill*. Vol. 1.

Zirngibl, Sebastian, Stefan Held, Maximilian Prager, y Georg Wachtmeister. 2017. “Experimental and Simulative Approaches for the Determination of Discharge Coefficients for Inlet and Exhaust Valves and Ports in Internal Combustion Engines”. En *SAE Technical Papers*. Vol. 2017. <https://doi.org/10.4271/2017-01-5022>.

Apéndice A

En este apartado se presentan los esquemas de discretización lineales, los cuales serán utilizados en el término convectivo de la ecuación general (4).

$$\sum \vec{F} = \int_{VC} \rho \vec{g} dV + \int_{SC} \sigma_{ij} \cdot \vec{n} dA = \int_{VC} \frac{\partial}{\partial t} (\vec{V}) dV + \int_{VC} (\rho \vec{V}) \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (4)$$

Es requerido conocer la densidad ρ y la variable, ϕ , en la cara de la celda. Es en el nodo de la celda donde se calcula el valor de estas variables por lo que se necesita hacer uso de una interpolación entre las celdas vecinas para conocer el valor en la cara de la celda

Con lo mencionado arriba, el cálculo de ρ y ϕ abre lugar a lo que se le conoce como esquemas de discretización; es por ello que la determinación de estas variables en las caras de la celda es clave para una precisión y convergencia adecuada de la solución numérica a utilizar.

El método de volúmenes finitos consta de discretización de la masa de control, dicha discretización consiste en la división del cuerpo o fenómeno de estudio en pequeños elementos diferenciales donde se almacenará información local correspondiente a las propiedades fundamentales del sistema como lo pueden ser la temperatura, presión, velocidad, densidad entre otras incógnitas de interés. A continuación, se presentan los esquemas lineales que se usan en la discretización de la ecuación general

Para la realización de esta tesis se han empleado esquemas de discretización lineales y no lineales. Estos esquemas se definen según su el sistema de celdas como se muestra en la Figura 43 en la cual se tiene a la variable ϕ como objetivo a conocer en la cara e de la celda P. También se hace la consideración de velocidad sin pérdidas generales ($u_e > 0$).

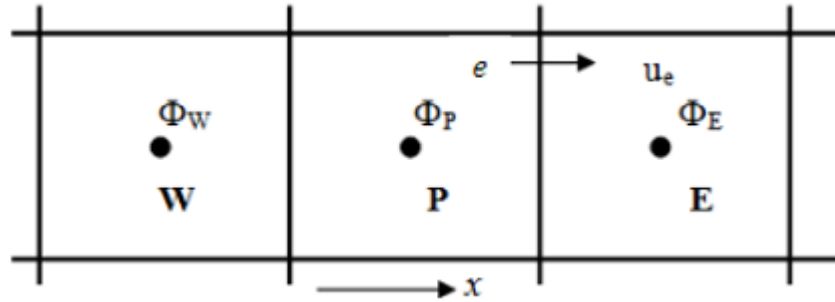


Figura 43- Diagrama esquemático de celdas (David Zavala Salgado 2022).

Esquemas lineales

Diferencias desplazadas de primer orden:

Diferencias desplazadas de primer orden es el primer esquema de este apartado, el cual consta de suponer el valor de la variable ϕ en la cara e es el mismo al del nodo adyacente aguas arriba, es decir $u_e > 0$ (David Zavala Salgado 2022):

$$\phi_E = \phi_P \quad (\text{A.1})$$

La anterior es una alternativa caracterizada por ser de planteamiento sencillo, acotada y estable, sin embargo, todo esto tiene como repercusión sobre su precisión. Al ser una ecuación de primer orden, presenta problemas de difusión numérica, a esto se le conoce como falsa difusión, lo cual aumenta si en el flujo existe desalineamiento de su dirección y las líneas de la malla, por ejemplo, en flujos de recirculación.

Diferencias centradas:

En este esquema se supone la variación lineal de la propiedad ϕ entre los nodos P y E, por lo que el valor en la cara e queda definido como:

$$\phi_e = \frac{\phi_E + \phi_P}{2} \quad (\text{A.2})$$

El esquema de diferencias centradas posee una precisión de segundo orden, no obstante, el inconveniente de este método es el no estar acotado, por lo que se pueden presentar

inestabilidades numéricas. El límite de estabilidad para este esquema de discretización se encuentra en función del número de Peclet (ecuación A.3), el cual es un parámetro comparativo de los procesos convectivo y difusivo.

$$F = \bar{\rho} \bar{v}_t \quad (\text{A.3})$$

$$D = \frac{r}{\delta_i} \quad (\text{A.4})$$

$$Pe = \frac{F}{D} \quad (\text{A.5})$$

Hibrido:

Este esquema implementado por Spalding consiste en la combinación de los dos esquemas previamente descritos para calcular el valor de la propiedad ϕ sobre la cara del volumen de control. La selección de esquema de discretización se basa en función del número de Peclet de la celda bajo análisis:

Si, $Pe \leq 2$, se usan diferencias centradas:

$$\phi_e = \frac{\phi_E + \phi_P}{2} \quad (\text{A.6})$$

Si, $Pe > 2$, se usan diferencias desplazadas:

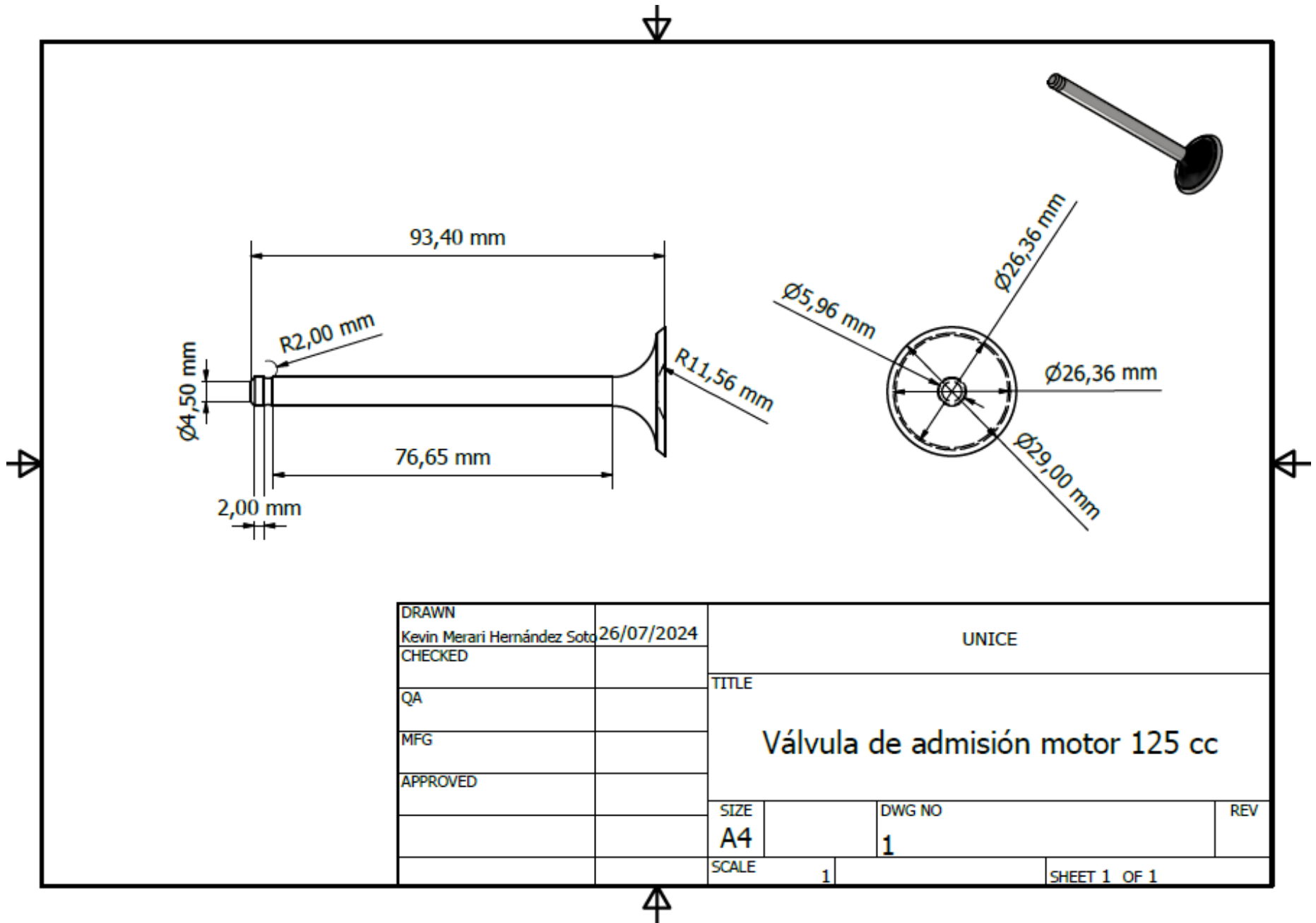
$$\phi_e = \phi_P \text{ entonces } Pe > 2 \quad (\text{A.7})$$

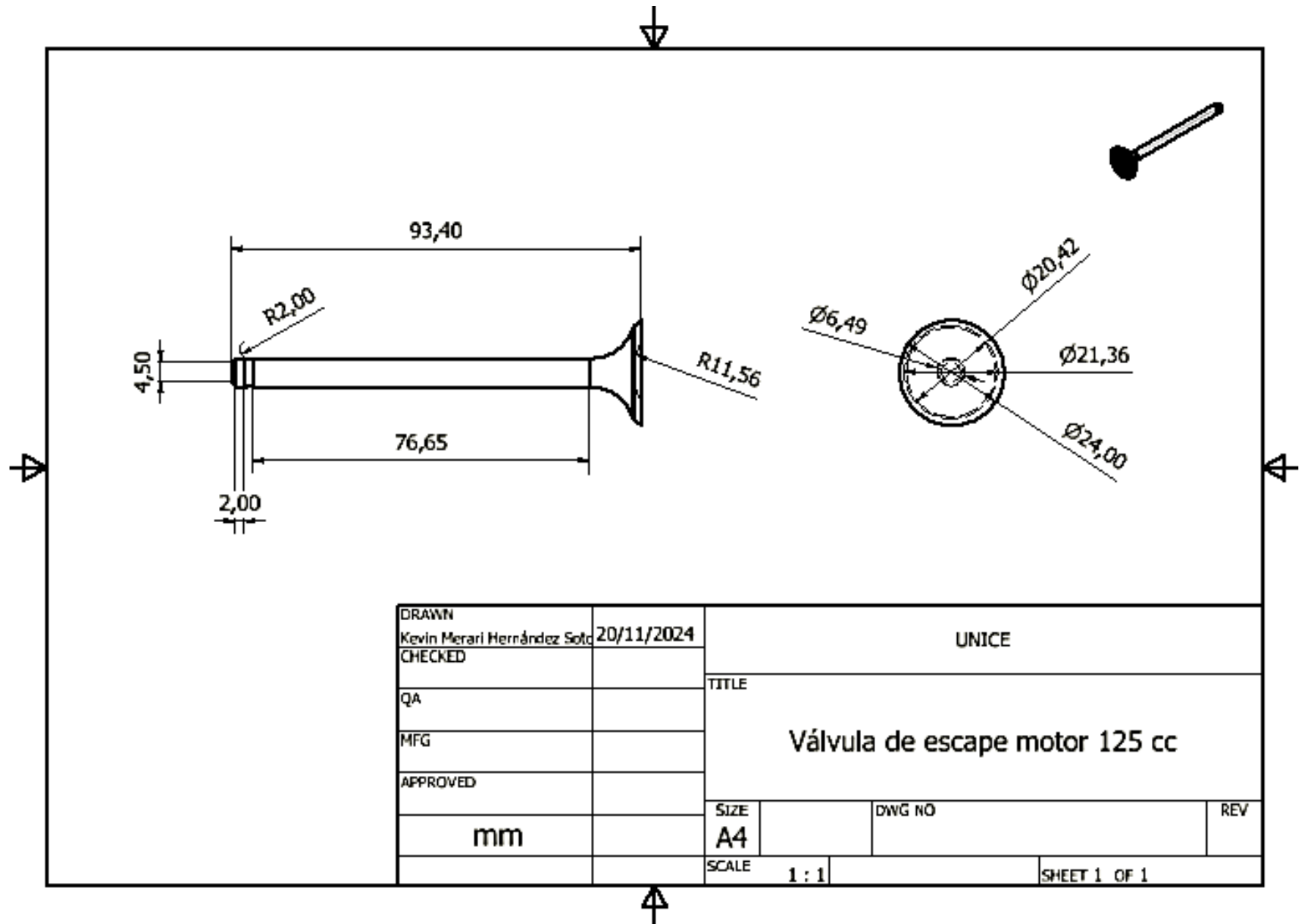
Cuando se tienen flujos con un número de Reynolds/Peclet bajo, el esquema a emplear es de diferencias centradas, lo que resulta en un sistema de segundo orden; sin embargo, existirán problemas asociados al esquema de diferencias desplazadas si el flujo está dominado por los procesos de convección $Pe > 2$. Los esquemas lineales de alto orden poseen una excelente precisión, pero estos no están acotados, por lo que pueden presentar oscilaciones numéricas; por lo que su uso no se recomienda para el cálculo de valores que no aceptan valores negativos o cantidades acotadas, puesto que las oscilaciones pueden llevar al escalar fuera de su dominio de definición.

Anexos

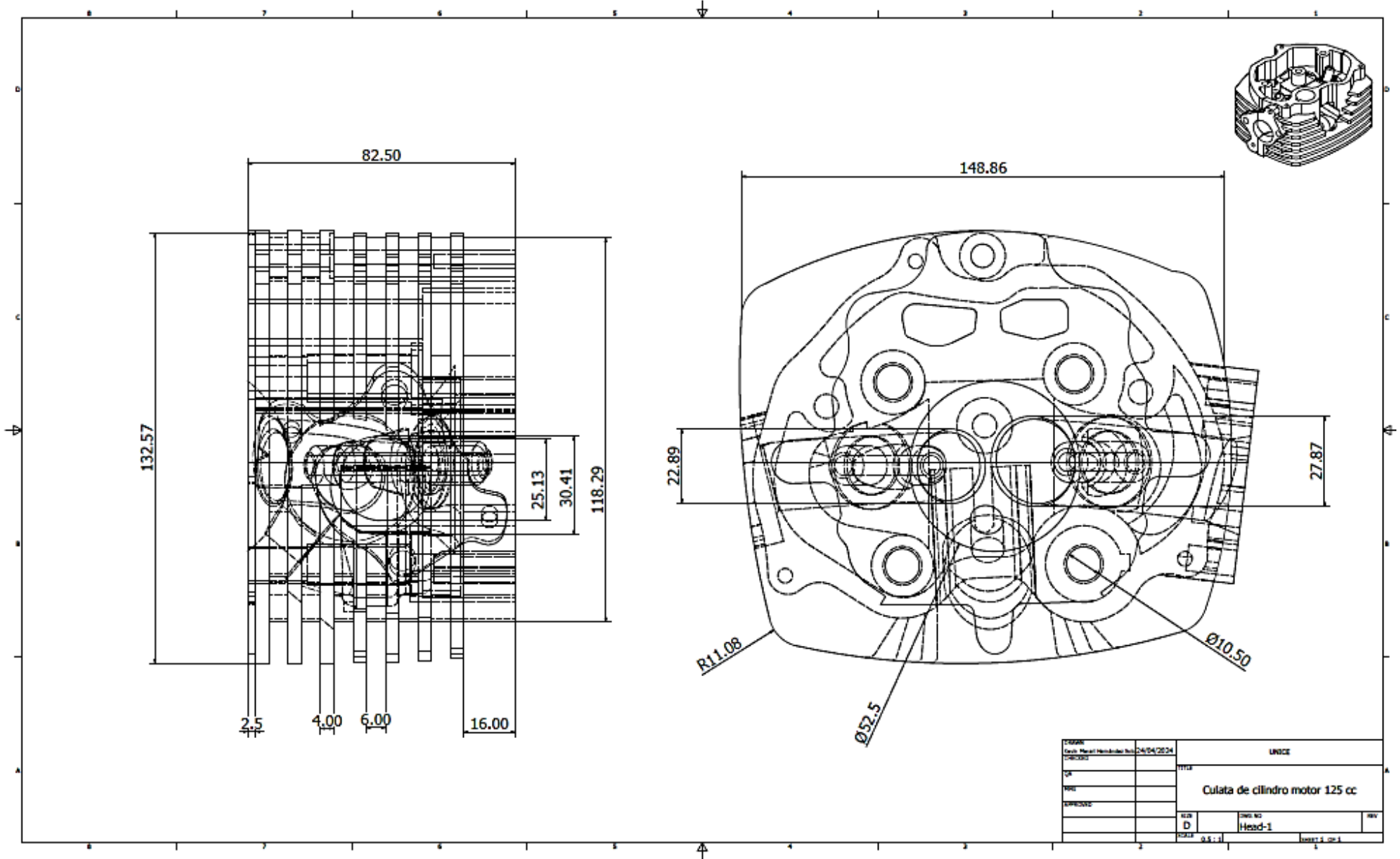
Anexo 1: Tabla característica para culata de cilindro motocicleta 125 cc.

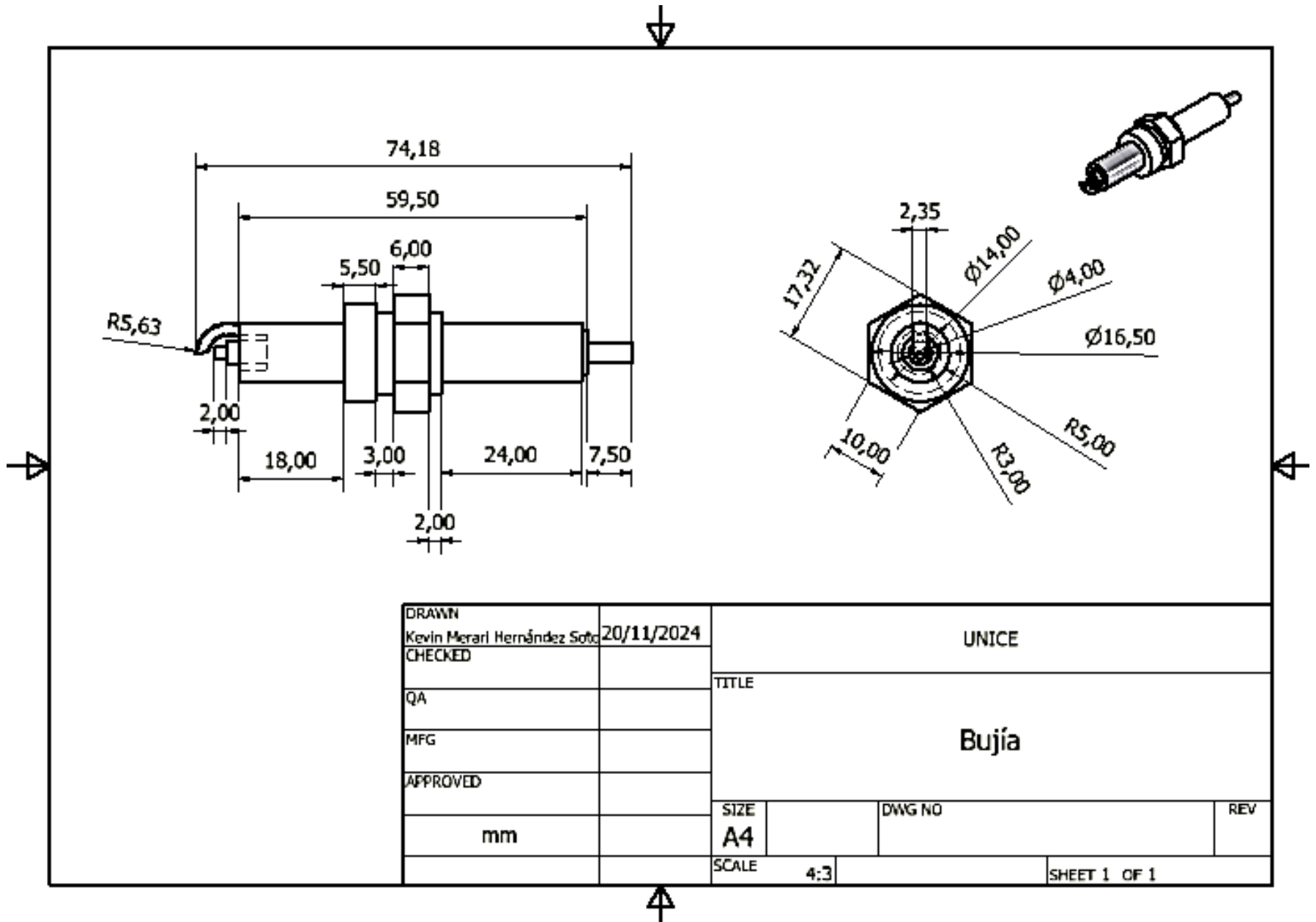
Levantamiento [mm]	Modo	Presión Atmosférica [mmHg]	Temperatura Ambiente [°C]	Presión Aguas Arriba [mmca]	Presión Diafragma [mmca]	Presión Deposito [mmca]	Temperatura Aguas Arriba [°C]	Temperatura Deposito [°C]	Gasto Real [Kg/s]	Gasto referencia [Kg/s]	CD
1	Aspiración	580	18	351	21	352	17.3	17.9	0.00711	0.05510	0.129
	Aspiración	580	18	311	18	313	17.5	18	0.00661	0.05210	0.1268
2	Aspiración	580	18.1	315	43	308	17.6	18.2	0.01012	0.05169	0.1958
	Aspiración	580	18.1	245	32	240	17.9	18.2	0.00879	0.04585	0.1918
3	Aspiración	580	18.3	294	74	279	18.6	18.6	0.01321	0.04928	0.268
	Aspiración	580	18.3	251	62	239	18.8	19.1	0.01214	0.04574	0.2654
4	Aspiración	580	18.4	261	101	238	19	19.2	0.01541	0.04564	0.3376
	Aspiración	580	18.4	216	85	197	19	19.1	0.01420	0.04165	0.341
5	Aspiración	580	18.4	237	122	207	19.1	19.5	0.01693	0.04266	0.3968
	Aspiración	580	18.4	200	104	175	19.4	19.4	0.01569	0.03931	0.399
6	Aspiración	580	18.6	221	134	195	19.5	19.6	0.01773	0.04122	0.428
	Aspiración	580	18.7	191	114	164	19.4	19.4	0.01642	0.03806	0.4312
7	Aspiración	580	18.7	225	135	194	19.7	20	0.01779	0.04131	0.4303
	Aspiración	580	18.8	180	109	154	19.7	20	0.01606	0.03691	0.4352
8	Aspiración	580	19	222	133	197	19.7	20	0.01766	0.04160	0.4244
	Aspiración	580	19.1	185	108	157	19.9	20.1	0.01598	0.03723	0.4291
9	Aspiración	580	19.2	229	132	198	19.6	20.1	0.01759	0.04169	0.4219
	Aspiración	580	19.7	182	104	157	19.9	20.5	0.01569	0.03720	0.4218
10	Aspiración	580	19.2	210	119	181	19.9	20.2	0.01673	0.03991	0.4192
	Aspiración	580	19.2	168	95	145	20	20.1	0.01502	0.03580	0.4196
10.48	Aspiración	580	19.2	231	130	199	20	20.3	0.01744	0.04179	0.4173
	Aspiración	580	19.4	188	102	162	20	20.3	0.01553	0.03781	0.4108

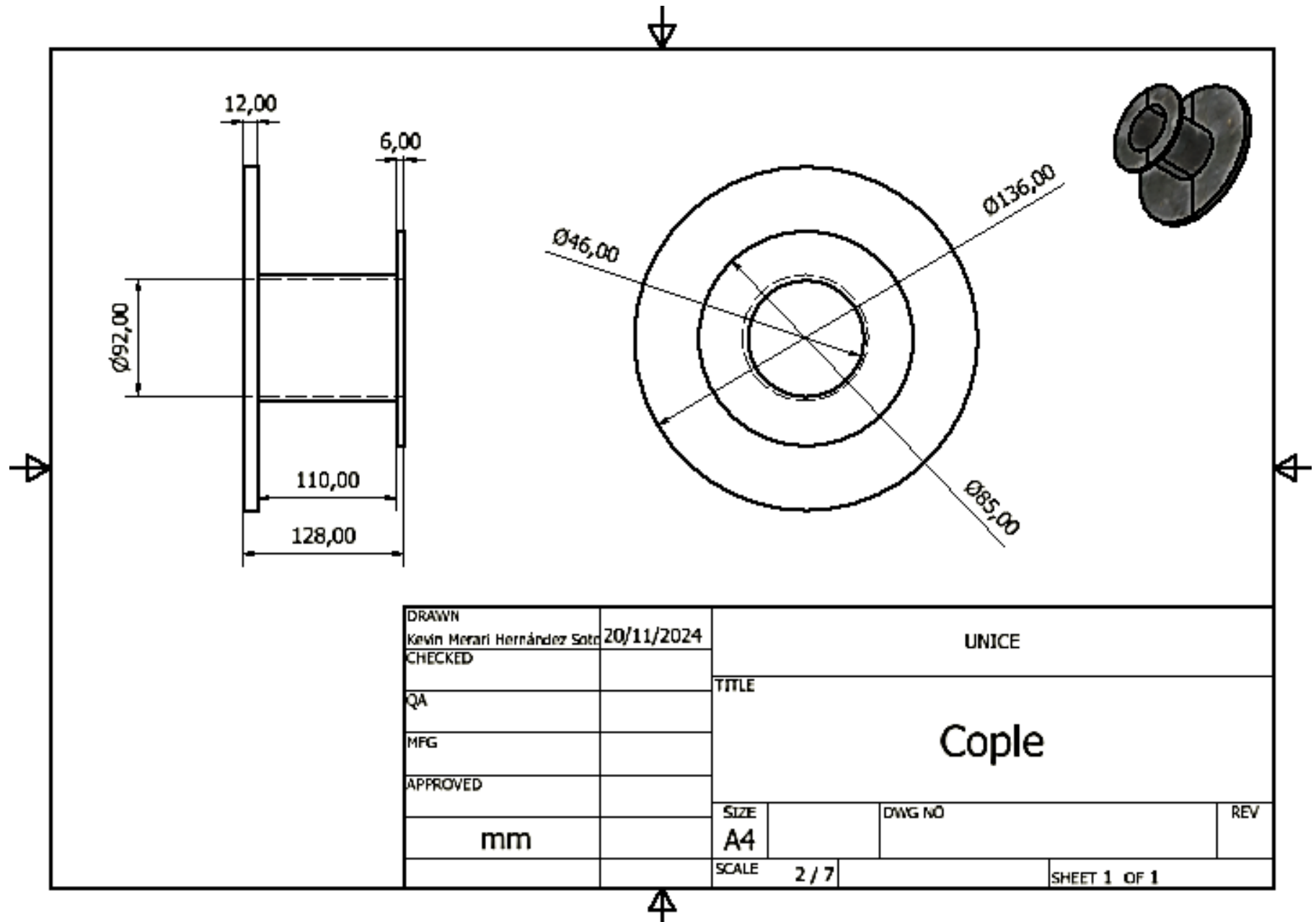


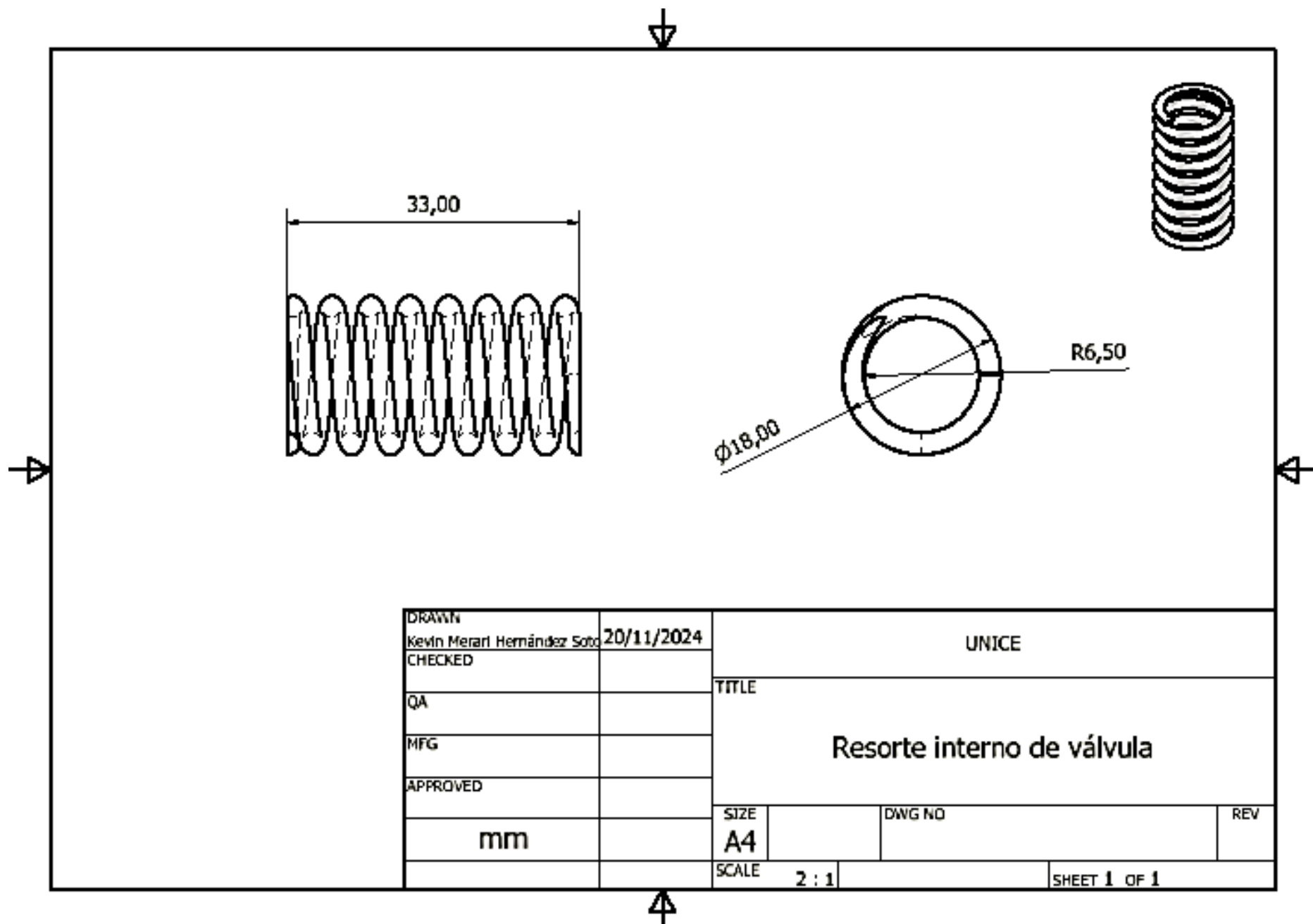


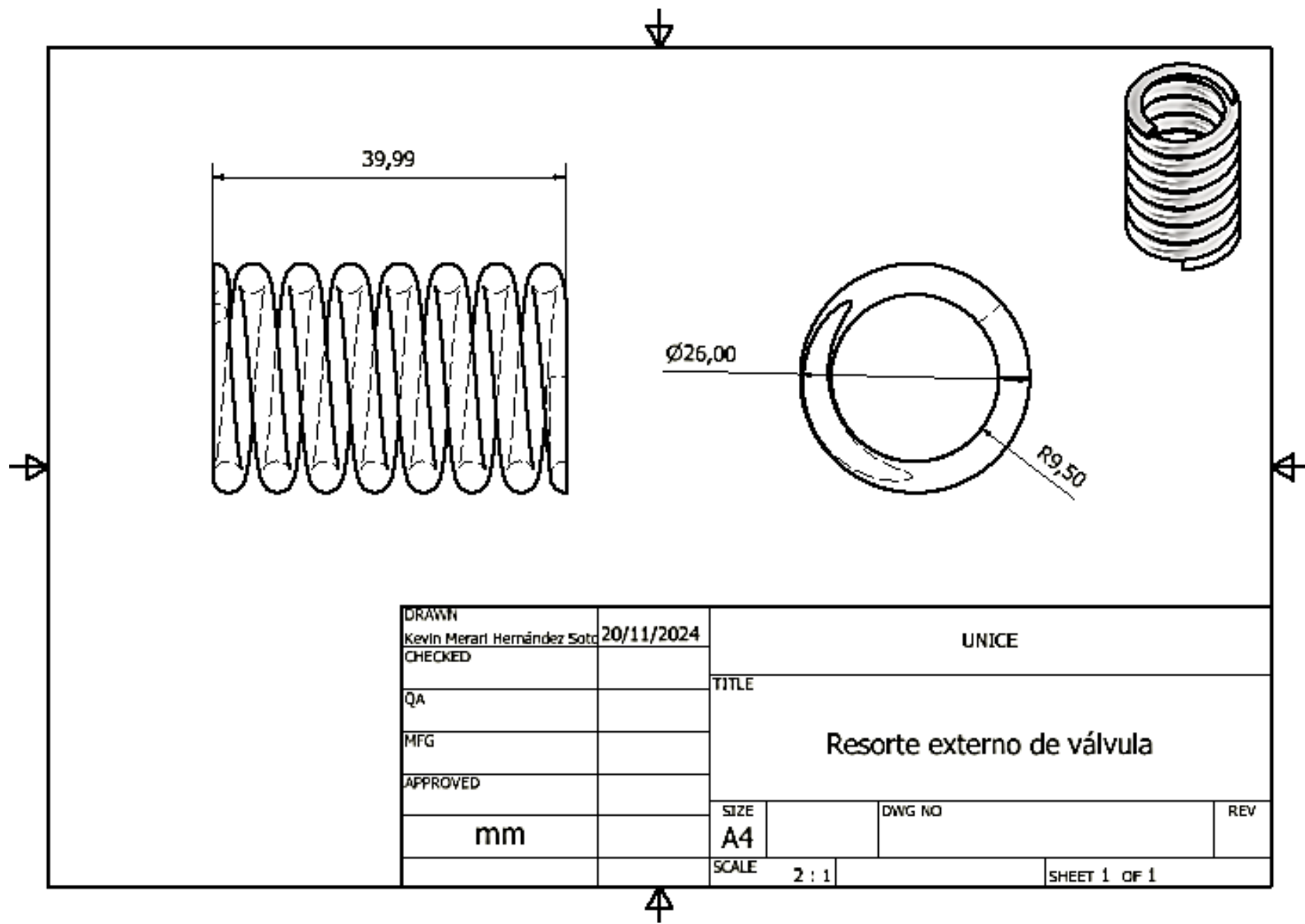
Anexo 4: Plano de culata de cilindro de motor 125 cc.











Anexo 9: Tablas con los datos para análisis y obtención de gráficas del capítulo 3.

Tabla de datos para análisis y obtención de gráficas a 1 mm de levantamiento.

Plano	P man	Velocidad	k	P abs	Energia		
	Pa	m/s	J/kg	Pa	m2/s2		
0	0	13.445	0	78000.000	80502.7576	Antes de la válvula	
1	32350.000	10.720	0.913	110350.000	113820.346		
2	32350.000	10.600	1.030	110350.000	113819.067		
3	32340.000	10.720	1.020	110340.000	113810.037		prom antes
4	32320.000	12.710	1.668	110320.000	113812.731		112683.306
5	32300.000	12.970	2.644	110300.000	113795.451		
6	32050.000	21.350	6.192	110050.000	113681.519		
7	21540.000	82.770	109.700	99540.000	106043.993	Despues de la válvula	
8	-374.100	28.390	99.770	77625.900	80429.6971		
9	-101.100	18.870	83.010	77898.900	80486.1828		
10	-126.800	15.070	58.650	77873.200	80395.2019		prom desp
11	-121.900	15.300	36.490	77878.100	80403.746		80413.4547
12	-79.120	8.926	14.560	77920.880	80370.6409		
13	-47.790	7.633	16.030	77952.210	80392.2344		
14	-4.709	4.234	6.416	77995.291	80416.4799		

Tabla de datos para análisis y obtención de gráficas a 2 mm de levantamiento.

Plano	P man	Velocidad	k	P abs	Energia		
	Pa	m/s	J/kg	Pa	m2/s2		
0	0	18.531	0	78000.000	80584.0742	Antes de la válvula	
1	3810.000	14.790	1.524	81810.000	84449.5782		
2	3806.000	14.800	1.683	81806.000	84445.6025		
3	3782.000	14.960	1.669	81782.000	84423.241		prom antes
4	3764.000	17.120	2.503	81764.000	84439.3307		84339.9065
5	3743.000	17.300	3.468	81743.000	84420.779		
6	3585.000	22.770	5.576	81585.000	84367.4839		
7	2552.000	39.750	21.350	80552.000	83833.3302	Despues de la válvula	
8	-1051.000	48.440	109.900	76949.000	80502.0828		
9	-102.700	14.790	38.870	77897.300	80415.8669		
10	-132.700	15.260	50.630	77867.300	80392.0008		prom desp
11	-14.860	11.200	40.040	77985.140	80459.7715		80422.3412
12	-50.710	7.115	10.860	77949.290	80385.4044		
13	-49.870	7.269	9.880	77950.130	80387.3779		
14	-0.492	2.010	1.746	77999.508	80413.8841		

Tabla de datos para análisis y obtención de gráficas a 3 mm de levantamiento.

Plano	P man	Velocidad	k	P abs	Energia		
	Pa	m/s	J/kg	Pa	m2/s2		
0	0	24.842	0	78000.000	80720.9392	Antes de la válvula	
1	2133.000	18.790	3.009	80133.000	82787.8723		
2	2129.000	18.790	2.997	80129.000	82783.7485		
3	2101.000	19.540	2.894	80101.000	82769.2563		prom antes
4	2049.000	22.230	3.579	80049.000	82771.8287		82723.201
5	2029.000	22.400	4.986	80029.000	82755.0037		
6	1864.000	27.420	6.312	79864.000	82709.9488		
7	1412.000	35.120	13.270	79412.000	82484.7484	Despues de la válvula	
8	-241.800	47.310	52.230	77758.200	81282.2108		
9	-338.900	26.570	47.450	77661.100	80415.9721		
10	-355.400	27.990	54.120	77644.600	80437.6994		prom desp
11	-30.460	12.280	40.550	77969.540	80456.3683		80543.1684
12	-45.640	7.847	16.490	77954.360	80396.1073		
13	-45.220	8.228	13.540	77954.780	80399.6026		
14	-0.631	2.235	1.939	77999.369	80414.218		

Tabla de datos para análisis y obtención de gráficas a 4 mm de levantamiento.

Plano	P man	Velocidad	k	P abs	Energia		
	Pa	m/s	J/kg	Pa	m2/s2		
0	0	29.017	0	78000.000	80833.3612	Antes de la válvula	
1	1186.000	22.100	3.985	79186.000	81879.2565		
2	1181.000	22.060	4.016	79181.000	81873.2187		
3	1149.000	23.040	4.047	79149.000	81862.328		prom antes
4	1066.000	26.020	4.402	79066.000	81849.8604		81827.84
5	1065.000	25.580	6.749	79065.000	81837.4775		
6	934.300	29.530	7.019	78934.300	81811.5775		
7	704.800	32.930	11.700	78704.800	81681.1615	Despues de la válvula	
8	84.770	38.040	26.560	78084.770	81223.2837		
9	-581.400	40.310	44.770	77418.600	80625.4377		
10	-474.600	38.610	44.440	77525.400	80668.4588		prom desp
11	-31.860	11.220	28.860	77968.140	80442.47		80595.3687
12	-54.940	8.385	18.030	77945.060	80390.8861		
13	-41.220	8.103	15.800	77958.780	80402.7056		
14	-0.704	2.321	1.758	77999.296	80414.3387		

Tabla de datos para análisis y obtención de gráficas a 5 mm de levantamiento.

Plano	P man	Velocidad	k	P abs	Energia			
	Pa	m/s	J/kg	Pa	m2/s2			
0	0	31.967	0	78000.000	80923.303	Antes de la válvula		
1	714.500	24.390	4.781	78714.500	81446.4051			
2	703.700	24.420	4.789	78703.700	81436.0033			
3	680.500	25.560	4.920	78680.500	81440.5743		prom antes	
4	562.700	28.570	5.001	78562.700	81400.5967		81402.6763	
5	588.000	27.800	8.425	78588.000	81404.9767			
6	501.500	30.410	7.540	78501.500	81391.7655			
7	365.300	31.920	11.360	78365.300	81298.4123			
8	86.660	32.500	19.210	78086.660	81029.8363	Despues de la válvula		
9	-222.900	38.850	29.610	77777.100	80937.2386			
10	-224.300	36.300	28.790	77775.700	80839.979		prom desp	
11	-36.300	10.590	23.250	77963.700	80431.0225		80635.9075	
12	-50.540	8.261	17.920	77949.460	80394.3901			
13	-39.520	8.089	15.310	77960.480	80404.3448			
14	-0.268	2.212	0.899	77999.732	80414.5412			

Tabla de datos para análisis y obtención de gráficas a 6 mm de levantamiento.

Plano	P man	Velocidad	k	P abs	Energia			
	Pa	m/s	J/kg	Pa	m2/s2			
0	0	33.466	0	78000.000	80972.3562	Antes de la válvula		
1	458.600	25.930	5.225	78458.600	81221.3371			
2	450.500	25.450	5.092	78450.500	81200.6554			
3	421.400	26.860	5.411	78421.400	81207.5339		prom antes	
4	282.300	29.740	5.279	78282.300	81145.6359		81173.5393	
5	325.500	29.250	9.350	78325.500	81175.7194			
6	300.200	30.250	7.872	78300.200	81179.3869			
7	200.800	30.500	11.140	78200.800	81084.5064			
8	51.520	28.980	16.280	78051.520	80885.4047	Despues de la válvula		
9	-10.520	32.300	20.770	77989.480	80923.1708			
10	-35.090	30.380	20.250	77964.910	80837.6681		prom desp	
11	-41.250	10.120	20.890	77958.750	80421.0526		80611.197	
12	-42.220	7.526	16.940	77957.780	80397.1657			
13	-44.830	8.071	14.920	77955.170	80398.7252			
14	-0.305	2.504	1.375	77999.695	80415.1918			

Tabla de datos para análisis y obtención de gráficas a 7 mm de levantamiento.

Plano	P man	Velocidad	k	P abs	Energia		
	Pa	m/s	J/kg	Pa	m2/s2		
0	0	33.172	0	78000.000	80962.5608	Antes de la válvula	
1	360.200	25.650	5.328	78360.200	81112.6726		
2	349.300	25.320	5.149	78349.300	81093.0254		
3	328.200	26.720	5.239	78328.200	81107.7008		prom antes
4	186.200	29.190	5.231	78186.200	81030.3579		81071.2295
5	223.500	29.500	8.913	78223.500	81077.9085		
6	229.100	29.380	7.681	78229.100	81080.1489		
7	173.500	28.480	9.707	78173.500	80996.7923	Despues de la válvula	
8	55.200	25.990	13.050	78055.200	80807.0184		
9	48.870	28.300	16.110	78048.870	80863.1976		
10	33.660	25.800	14.740	78033.660	80779.8922		prom desp
11	-64.120	9.813	17.840	77935.880	80394.4155		80579.2656
12	-41.480	6.056	13.940	77958.520	80387.9458		
13	-24.360	6.349	13.400	77975.640	80407.4126		
14	-0.477	2.489	1.710	77999.523	80414.977		

Tabla de datos para análisis y obtención de gráficas a 8 mm de levantamiento.

Plano	P man	Velocidad	k	P abs	Energia		
	Pa	m/s	J/kg	Pa	m2/s2		
0	0	32.966	0	78000.000	80955.7554	Antes de la válvula	
1	294.100	25.720	5.170	78294.100	81046.3262		
2	281.400	25.230	5.130	78281.400	81020.7507		
3	259.900	26.640	5.210	78259.900	81035.1541		prom antes
4	122.500	28.680	5.234	78122.500	80949.931		81002.7372
5	149.000	29.640	8.364	78149.000	81005.2442		
6	165.500	29.330	7.103	78165.500	81013.1141		
7	153.400	27.500	8.348	78153.400	80948.6405	Despues de la válvula	
8	58.330	23.780	10.740	78058.330	80755.2494		
9	58.900	25.940	13.310	78058.900	80809.5346		
10	44.640	23.280	11.910	78044.640	80729.371		prom desp
11	-46.690	9.516	15.040	77953.310	80409.5142		80559.6483
12	-37.680	5.920	13.000	77962.320	80391.049		
13	-21.690	5.997	12.740	77978.310	80407.9923		
14	-0.458	2.420	1.560	77999.542	80414.8275		

Tabla de datos para análisis y obtención de gráficas a 9 mm de levantamiento.

Plano	P man	Velocidad	k	P abs	Energia		
	Pa	m/s	J/kg	Pa	m2/s2		
0	0	32.613	0	78000.000	80944.1875	Antes de la válvula	
1	234.600	25.370	5.086	78234.600	80976.0453		
2	225.600	25.080	5.067	78225.600	80959.4517		
3	203.600	26.140	5.273	78203.600	80963.9178		
4	71.240	28.230	5.169	78071.240	80884.2809		
5	90.990	29.360	7.862	78090.990	80937.1801		
6	105.000	29.190	6.861	78105.000	80946.6466		
7	119.400	27.060	7.580	78119.400	80901.5857	Despues de la válvula	
8	64.500	22.060	8.679	78064.500	80722.1878		
9	56.360	24.020	11.370	78056.360	80758.9544		
10	42.670	21.040	9.843	78042.670	80677.7016		
11	-37.360	9.117	12.880	77962.640	80415.4155		
12	-35.590	5.836	11.960	77964.410	80392.7099		
13	-18.360	5.669	11.750	77981.640	80409.5121		
14	-0.417	2.369	1.710	77999.583	80414.7475		

Tabla de datos para análisis y obtención de gráficas a 10 mm de levantamiento.

Plano	P man	Velocidad	k	P abs	Energia		
	Pa	m/s	J/kg	Pa	m2/s2		
0	0	31.114	0	78000.000	80896.4125	Antes de la válvula	
1	176.900	24.070	4.639	78176.900	80884.4247		
2	167.700	23.790	4.539	78167.700	80868.2398		
3	149.400	25.050	4.777	78149.400	80880.143		
4	24.180	26.860	4.796	78024.180	80798.0288		
5	35.400	28.010	7.340	78035.400	80841.146		
6	42.620	28.210	6.502	78042.620	80854.2113		
7	67.720	26.040	7.061	78067.720	80821.2264	Despues de la válvula	
8	51.090	20.870	7.370	78051.090	80682.8197		
9	49.500	21.740	9.687	78049.500	80699.7159		
10	35.280	18.740	8.194	78035.280	80624.3361		
11	-27.200	8.510	10.920	77972.800	80420.5399		
12	-30.500	5.442	10.530	77969.500	80395.7355		
13	-18.480	5.377	10.240	77981.520	80407.7757		
14	-0.679	2.627	1.941	77999.321	80415.1216		