



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

**Diseño de un múltiple de admisión para un
vehículo prototipo Fórmula SAE**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

INGENIERO MECÁNICO

P R E S E N T A :
ANTONIO COLCHADO ARGUMEDO

DIRECTOR DE TESIS: DR. ALEJANDRO RODRÍGUEZ VALDÉS

MÉXICO D.F.

FEBRERO 2010

**"Después de escalar una montaña muy alta,
descubrimos que hay muchas otras montañas
por escalar."**

– Nelson Mandela –

INTRODUCCIÓN

El sistema de admisión de aire en los motores CI es semejante al aparato respiratorio del ser humano. De ahí su importancia para el funcionamiento del automóvil ya que proporciona uno de los elementos imprescindibles para iniciar la secuencia de transformación de energía y que requiere un motor CI para trabajar.

Fórmula SAE es una competencia internacional de ingeniería en la cual un grupo multidisciplinario de estudiantes tienen por objetivo diseñar, construir y competir con un vehículo monoplace tipo fórmula. Dicho prototipo es evaluado por una empresa manufacturera ficticia en pruebas tanto de pista como informes técnicos y de costos. Para tal efecto la *SAE International*, por sus siglas en inglés: Society of Automotive Engineers, publica año con año un reglamento para regular aspectos de seguridad dentro de la competencia y otros que, mediante restricciones, promueven la creatividad e ingenio para solucionar problemas reales de ingeniería, tal y como lo ejemplifica este trabajo.

Este documento redacta el proceso de diseño de los componentes que conforman un sistema de admisión de aire para un vehículo tipo Fórmula SAE, de ahora en adelante F-SAE, el cual satisface con los requerimientos estipulados en el reglamento año 2010. Mediante el análisis *CFD* se evaluaron diez casos para el diseño del restrictor, obteniéndose una geometría que a una relación de presión de 1.22, provee un flujo por debajo de $Match=1$. De la misma forma, se pudo determinar que una geometría tipo cónica central es la que brinda una mejor distribución de presión cilindro a cilindro del aire atmosférico que entra hacia las cámaras de combustión del motor. Dicho estudio se encontró bajo la tutela del Dr. Alejandro Rodríguez Valdés, jefe de la Coordinación de Ingeniería de Procesos Industriales y Ambientales (CIPIA) perteneciente al Instituto de Ingeniería.

AGRADECIENTOS

Quiero utilizar este breve espacio para otorgarle mi más solemne reconocimiento a la Universidad Nacional Autónoma de México, a los académicos que hicieron de mí un profesionista pleno y competitivo, con la capacidad de innovar y materializar nuevos proyectos, así como a exigir lo mejor de mí. En especial, agradezco al Dr. Alejandro Rodríguez Valdés, Dr. Fernando Velázquez Villegas, Dr. Arturo Palacio Pérez, Ing. Juan Ursul Solanes y al Dr. William Vicente Rodríguez por sus amables observaciones que permitieron la redacción final de este documento.

Esta tesis es también un reconocimiento a mi familia por su apoyo y paciencia, no solamente en mi trayectoria universitaria, a quienes dedico este logro con mucho afecto. A mi madre Martha Beatriz Argumedo Fernández y a mi abuela Martha Beatriz Fernández Palma, por sus cuidados y atenciones en mis desvelos. A mi hermano Rodrigo Colchado Argumedo, a quien admiro por su gran calidad humana y ser la persona que me ha dado la enseñanza más valiosa de mi vida. A mi fiel compañera, consejera y cómplice de innumerables anécdotas, Pamela Mata Larios, gracias por los detalles que hicieron de mi estancia en la Facultad de Ingeniería, un lugar lleno de recuerdos gratos y de gran valor sentimental. Por último, pero no menos importante, a Dios por bendecirme con esta oportunidad de seguir el camino que yo elegí y a quien espero poder servir para hacer de mi país un lugar mejor para vivir.

Índice

INTRODUCCIÓN

CAPÍTULO 1. FÓRMULA SAE	10
1.1 Antecedentes Fórmula SAE.....	10
1.2 Objetivo de diseño del vehículo.....	10
1.3 Eventos de competencia.....	11
1.3.1 Pruebas dinámicas.....	11
1.3.2 Pruebas estáticas.....	12
1.3.3 Puntuación de eventos.....	13
1.4 Conclusiones.....	13
<hr/>	
CAPÍTULO 2. MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA.....	14
2.1 Clasificación	14
2.2 Componentes de un motor recíprocante.....	15
2.2.1 Ciclo Otto.....	15
2.3 Funcionamiento de las válvulas.....	17
2.3.1 Solape de válvulas.....	18
2.3.1.1 Operación de la válvula de salida.....	19
2.3.1.2 Operación de la válvula de entrada.....	20
2.4 Inyección de combustible.....	21
2.4.1 Inyección directa.....	21

2.4.2 Inyección indirecta.....	22
2.4.3 intervalos de descarga de combustible.....	23
2.4.4 Control del sistema de inyección.....	23
2.5 Conclusiones.....	25

CAPÍTULO 3. MÉTODOS DE ADMISIÓN..... 26

3.1 Supercargador.....	26
3.1.1 Fundamentos.....	26
3.1.2 Ciclo de operación de un supercargador.....	27
3.2 Aspiración natural.....	28
3.3 Turbocargador.....	28
3.3.1 Compensación de altitud.....	30
3.4 Conclusiones.....	31

CAPÍTULO 4. MÚLTIPLE DE ADMISIÓN.....32

4.1 Objetivos en el diseño de un sistema de admisión.....	32
4.2 Métodos de Recarga de un Motor CI.....	33
4.2.1 Método de recarga con inducción inercial de flujo	34
4.2.2 Método de recarga con ondas de inducción.....	34
4.2.3 Resonador Helmholtz.....	36
4.3 Patrones de flujo.....	38
4.3.1 La región de entrada.....	38
4.3.1.1 Número de Reynolds.....	39
4.3.2 Funcionamiento de un difusor.....	40
4.4 Flujo compresible.....	41

4.4.1 Número de Match.....	42
4.4.2 Ondas de choque.....	44
4.4.3 Flujo en una tobera convergente-divergente.....	45
4.5 Combustión.....	46
4.5.1 Aire teórico.....	47
4.5.2 Control de mezcla aire-combustible.....	47
<hr/>	
CAPÍTULO 5. DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL.....	49
5.1 Procedimiento de solución.....	49
5.5.1 Mallado.....	50
5.2 Análisis de flujo estacionario.....	53
5.3 Análisis de flujo no estacionario.....	53
<hr/>	
CAPÍTULO 6. METODOLOGÍA DE DISEÑO.....	54
6.1 Restricciones de diseño.....	54
6.2 Selección de componentes y configuración.....	55
6.2.1 Motor.....	55
6.2.2 Método de admisión.....	56
6.2.3 Restrictor.....	58
6.2.4 Plenum.....	64
6.3 Análisis de resultados.....	67
<hr/>	
CAPÍTULO 7. CONCLUSIONES GENERALES.....	72
<hr/>	
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	75

Objetivos

Objetivo General: Diseñar y evaluar mediante técnicas CFD (*Computer Fluid Dynamics*) el sistema de admisión de aire que se acoplará al prototipo FSAE UNAM 2010, cumpliendo con el reglamento 2010 de la *SAE International*, para la categoría F-SAE.

Objetivo Personal: Aplicar y consolidar los conocimientos aprendidos a lo largo de mis estudios profesionales así como desarrollar nuevas habilidades que me permitan comprender el comportamiento del múltiple de admisión y su importancia para el desempeño general del vehículo y de esta forma poder concluir cualitativamente, si es posible el ahorro de combustible a través del diseño de dicho subsistema.

Hipótesis

El múltiple de admisión, de ahora en adelante MA, deberá ser capaz de alimentar aire atmosférico al motor, de forma homogénea y continua en cada cilindro, respetando las restricciones de diseño estipuladas por el reglamento F-SAE 2010.

Metas

- Comprender el funcionamiento del sistema de admisión y su interrelación con el motor, la salida de gases y el entorno.
- Buscar y analizar la solución que otros equipos hayan dado a este problema y proponer una solución que se ajuste a las capacidades técnicas y económicas del equipo F-SAE UNAM 2010, cuya participación es la primera en la historia de la categoría.
- Validar el diseño del múltiple de admisión con base en los resultados obtenidos del análisis CFD.
- Proponer un plan de manufactura del prototipo virtual validado.
- Publicación de artículo del presente trabajo en la *SAE International*.

Justificación

Esta investigación parte de la necesidad de contar con un diseño debidamente evaluado y probado virtualmente, con el objetivo de reducir costos, tiempo y errores de manufactura. Así mismo, este trabajo pretende dejar una memoria en la cual futuras investigaciones se puedan apoyar y recopilar la información que aporte un beneficio en el diseño de sistemas de admisión para motores CI dentro del proyecto estudiantil F-SAE UNAM.

Metodología

El estudio de este fenómeno se clasifica como un flujo interno en el cual una masa de aire atmosférico pasa a través de una serie de conductos con área variable hasta ingresar al interior de la cámara de combustión de un motor de combustión interna (CI). La teoría de mecánica de fluidos se aplicó al sistema responsable de administrar aire atmosférico al motor de combustión interna, el cual es previamente mezclado con gasolina para iniciar el proceso de combustión. Para el desarrollo de este sistema se hizo uso de técnicas de diseño asistido por computadora (CAD), así como métodos de dinámica de fluidos por computadora (CFD) para la evaluación del prototipo virtual y post-interpretación de datos. No obstante en todo el proceso se tomó en cuenta el cumplimiento del reglamento 2010 de la categoría F-SAE, la infraestructura de la Universidad, así como el posible método de manufactura, materiales y costos.

CAPÍTULO 1

FÓRMULA SAE

1.1 Antecedentes de Fórmula SAE

F-SAE® es una competencia estudiantil organizada por *SAE International* con sede en los Estados Unidos y con una antigüedad de hace 104 años. La primera competencia de la categoría *F-SAE* se llevó a cabo en 1978 y fue originalmente introducida con el nombre de Mini Indy. En la actualidad compiten cerca de 500 equipos alrededor del mundo en principalmente 5 competencias internacionales [0].

El concepto de *F-SAE* se basa en una competencia de ingeniería en donde un grupo de estudiantes son contratados por una empresa manufacturera ficticia, con el objetivo de diseñar un vehículo monoplaza tipo Fórmula, enfocado para un mercado de conductores no profesionales de *Autocross*. Cada equipo diseña, construye y pone a prueba su prototipo, basándose en una serie de reglas que se establecen para controlar el correcto desarrollo de la competencia así como alentar el ingenio en la solución de problemas técnicos [1].

1.2 Objetivos de diseño del vehículo

El vehículo deberá ser diseñado para corredores no profesionales cuya actividad de recreación sea conducir autos de carrera en circuitos tipo *Autocross*, es decir, en circuitos no profesionales implementados con métodos de señalización como conos, banderas, y pintura para la pista, que generalmente son ubicados temporalmente en estacionamientos [1]. El vehículo deberá poseer características como aceleración, frenado y

maniobrabilidad, a la vez que cumplen con los requerimientos mínimos establecidos por la *SAE International*.

Una vez que el prototipo ha sido debidamente evaluado y probado, el equipo afrontará el reto de vender la idea a una corporación que está considerando la producción de un vehículo de competencia. Cada diseño será evaluado por un jurado y comparado contra otros vehículos para determinar cuál es el mejor [1].

1.3 Eventos de la competencia

Las universidades participantes que acuden de varios países alrededor del mundo a la competencia, deberán realizar un reporte de ingeniería que sustente las decisiones tomadas por el equipo en pro del cumplimiento del reglamento así como del rendimiento de cada subsistema [1]. El vehículo será evaluado mediante pruebas dinámicas y estáticas con el objetivo de calificar su desempeño en condiciones reales [1], como se menciona a continuación.

1.3.1 Eventos Dinámicos

Skidpad: Esta prueba mide la máxima velocidad a la que puede ir el vehículo en curva de radio constante y en ambos sentidos del vehículo [1], tal como se muestra en la Fig.1.

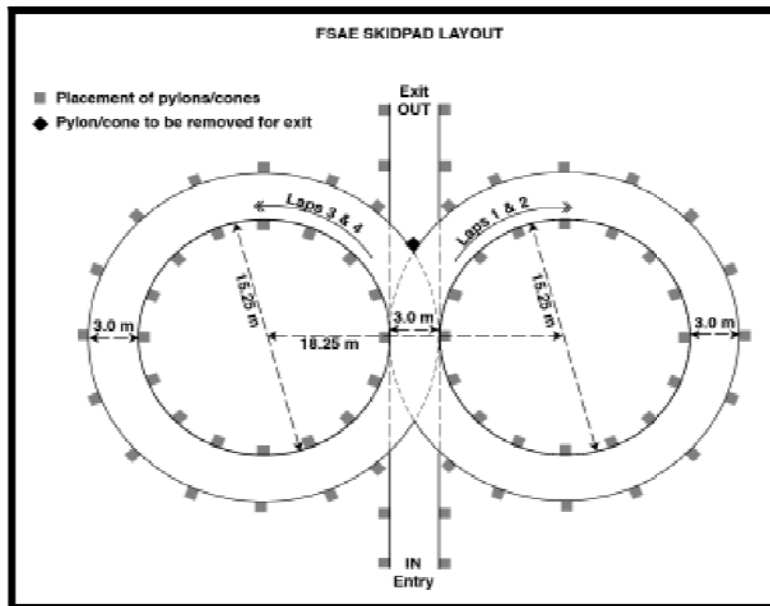


Fig.1. Trazo del recorrido para la prueba de Skidpad [1].

Aceleración: Este evento evalúa la aceleración desarrollada por el auto en una distancia de 75 metros en línea recta sobre pavimento plano. El mejor tiempo en cuatro intentos será el registrado. [1]

Autocross: El objetivo del evento de autocross es el evaluar la maniobrabilidad del vehículo en un recorrido estrecho, sin autos compitiendo que puedan ser un obstáculo. El recorrido de autocross combinará las características de rendimiento en la aceleración, frenado y maniobrabilidad en curvas [1].

Resistencia/Economía del Combustible: El evento de resistencia está diseñado para evaluar el rendimiento global del auto, con el fin de probar resistencia y confiabilidad. La economía del combustible será medida en relación con el evento de resistencia [1]. La economía de combustible bajo condiciones de competencia es importante en cualquier tipo de carrera, ya que demuestra qué tan adecuados fueron los ajustes del auto para la competencia.

1.3.2 Eventos Estáticos

Inspección técnica: El objetivo de la inspección técnica es determinar el cumplimiento con los requisitos y restricciones del reglamento en curso [1].

Reporte de ingeniería: El objetivo de este evento es evaluar los aspectos que desde un punto de vista ingenieril, solucionan los retos técnicos para cumplir con las expectativas del mercado objetivo [1]. El auto que mejor ilustre el uso de la ingeniería para cumplir los objetivos de diseño ganará dicho el evento.

Reporte de costos: Los objetivos del evento son:
A. Enseñar a los participantes que aspectos como costos y administración de un presupuesto son factores importantes en el ejercicio de la ingeniería [1].

B. Brindar la experiencia a los equipos sobre toma decisiones, analizando ventajas y desventajas que presenta cada tipo de componentes a elegir y cómo afecta al desempeño global del vehículo [1].

C. Obtener experiencia en la creación y control de un inventario de partes [1].

D. Aprender y entender los principios de diseño para la fabricación y ensamble, la eficiencia en la fabricación y diseños con restricciones mínimas [1].

Plan de negocios: En esta prueba el equipo realiza una presentación de negocios con el fin de obtener la aprobación de un grupo de ejecutivos de una corporación ficticia, para convencerlos de que su vehículo es el que mejor se ajusta a las exigencias de los consumidores, la rentabilidad del negocio y la oportunidad de comercialización del producto [1].

1.3.3 Puntuación de eventos

Los eventos anteriores tienen un puntaje máximo que aparece en el siguiente gráfico:

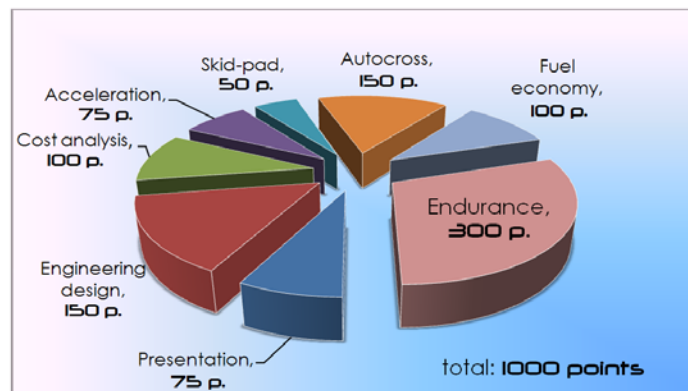


Fig.2 Puntaje de pruebas dinámicas y estáticas [1].

1.4 Conclusiones

La planeación para el desarrollo en conjunto de los sistemas que componen al vehículo debe ser meticuloso en cuanto a su diseño, así como en la documentación de los materiales y procesos de fabricación. Por otra parte se debe conocer con detalle el reglamento del año en curso para no cometer errores que descalifiquen al equipo de la participación de la competencia.

CAPÍTULO 2

MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

El propósito de los motores de combustión interna (CI) es producir un par mecánico mediante la transformación de la energía química contenida en el combustible. A diferencia de los motores de combustión externa, los motores CI generan un par mecánico como resultado de la explosión u oxidación del combustible, dentro de los cilindros del motor. A la mezcla aire-combustible antes de la combustión y de los productos derivados de la combustión, se le conoce como flujo de trabajo [2].

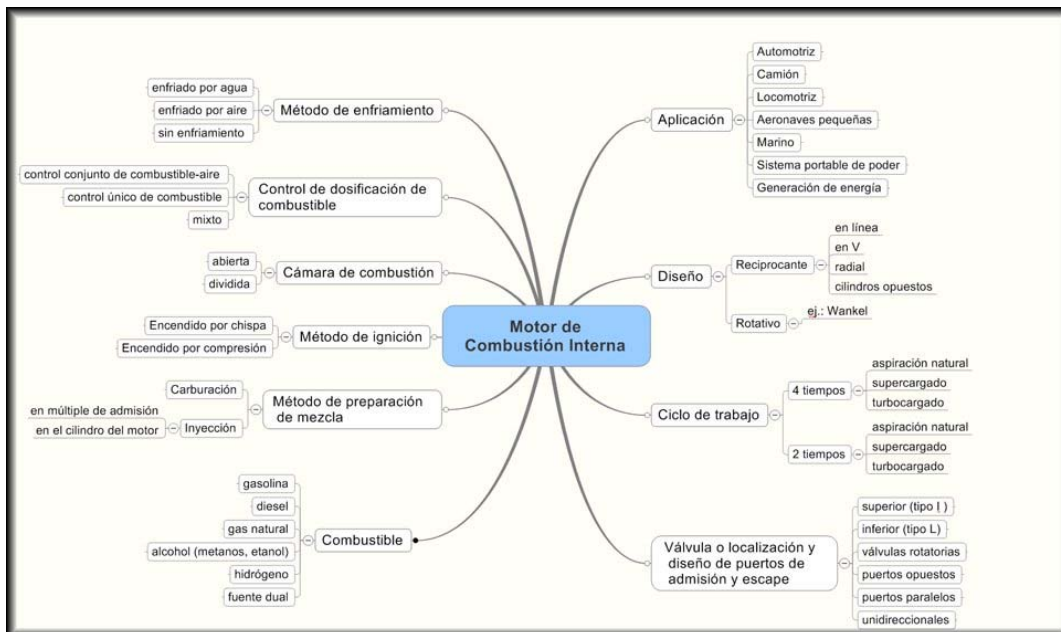


Fig.3. Clasificación de Motores de Combustión Interna

2.1 Clasificación

Principalmente el tipo de motor que elegimos para propulsar una máquina, está determinado por los requerimientos de potencia y torque, ya que cada uno posee características que lo hacen apto para las condiciones de

trabajo, por ejemplo, el motor tipo diesel es muy socorrido en el autotransporte debido al alto torque que es capaz de desarrollar para impulsar camiones de carga pesada [2]. La Fig. 2.1 muestra la clasificación de los motores de combustión interna de acuerdo a su aplicación, ciclos de trabajo, combustible de trabajo, etc.

2.2 Componentes de un motor recíprocante CI

El motor de tipo recíprocante se comporta de forma similar a un mecanismo tipo manivela-biela-corredera, en donde el pistón va de un punto a otro con una trayectoria lineal y éste es acoplado mediante una barra (biela), a un punto excéntrico al eje del cigüeñal para producir un movimiento angular.

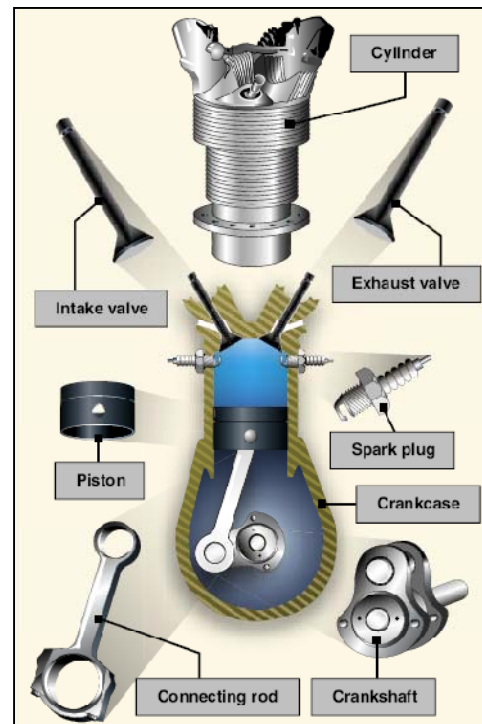


Fig.4. Componentes principales de un motor recíprocante CI [18].

2.2.1 Ciclo Otto

El ciclo Otto es el ciclo ideal para las máquinas recíprocantes de encendido por chispa [13]. Recibe este nombre en honor a Nikolaus A. Otto, quien en 1876, en Alemania, construyó una exitosa máquina de cuatro tiempos utilizando el ciclo propuesto por Frenchman Beam de Rochas en 1862. En la mayoría de las máquinas de encendido por chispa el pistón ejecuta cuatro tiempos completos (dos ciclos mecánicos) dentro del cilindro, y el cigüeñal completa dos revoluciones por cada ciclo termodinámico. Estas máquinas son llamadas máquinas de combustión interna de cuatro tiempos. Un diagrama

esquemático de cada tiempo, así como el diagrama P-v para una máquina real de encendido por chispa de cuatro tiempos se presenta en la Fig. 5a.

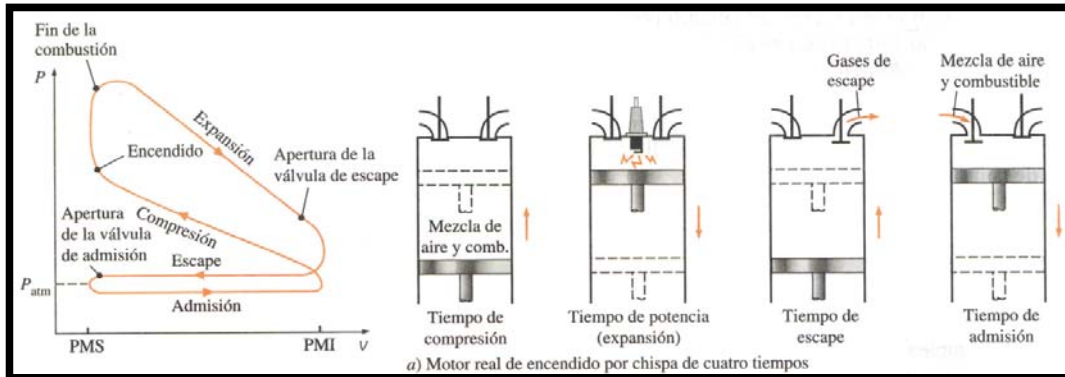


Fig.5a Ciclo real en motores de encendido por chispa y su diagrama P-v [13].

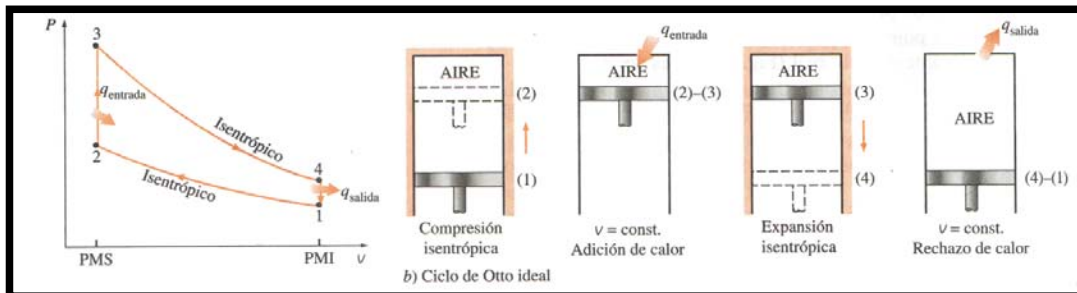


Fig.5b Ciclo ideal en motores de encendido por chispa y su diagrama P-v [13].

Inicialmente, tanto la válvula de admisión como la de escape están cerradas y el pistón se encuentra en su posición más baja o punto muerto inferior (PMI). Durante la carrera de compresión, el pistón se mueve hacia arriba y comprime la mezcla de aire y combustible. Un poco antes de que el pistón alcance su posición más alta o punto muerto superior (PMS), la bujía produce una chispa y la mezcla se detona, lo cual aumenta la presión y la temperatura del sistema. Los gases de alta presión impulsan al pistón hacia abajo, el cual a su vez obliga a rotar al cigüeñal, lo que produce una salida de trabajo útil durante la carrera de expansión o carrera de potencia. Al final esta carrera, el pistón se encuentra en su posición más baja (la terminación del primer ciclo mecánico) y el cilindro se encuentra lleno con los gases de combustión. Después el pistón se mueve hacia arriba una vez más para evacuar los gases por la válvula de escape (carrera de escape), para descender por segunda vez extrayendo una mezcla fresca de aire y combustible a través de la válvula de admisión (carrera de admisión) [13].

2.3 Funcionamiento de las válvulas

Para comprender el funcionamiento del motor de combustión interna, ya sea encendido por chispa o por compresión, debemos tener en mente los procesos que ocurren dentro de éste. En un motor de cuatro tiempos, como el que se emplea en la categoría *F-SAE*, el pistón experimenta inicialmente una aceleración y posteriormente una desaceleración al moverse del PMS al PMI, y viceversa. Al finalizar el periodo de admisión la válvula de entrada comienza a cerrarse mientras que el pistón cambia el sentido de movimiento y se dirige hacia la parte superior del cilindro. Dicho recorrido es conocido como fase de compresión en la cual se reduce el volumen dentro del cilindro y aumenta la presión [3].

Cuando está por terminar la etapa de compresión, el pistón experimenta una desaceleración justo antes de cambiar el sentido de avance que se presenta en el PMS. Momentos después la mezcla aire-combustible se hace explotar ya sea mediante una chispa o debido a la alta temperatura provocada por la compresión del flujo de trabajo, tal como ocurre en los motores Diesel [3]. Es así como un proceso de expansión ocurre dentro del cilindro y empuja al pistón hacia abajo. A este evento se le conoce como etapa de potencia. Hacia el final de la etapa de potencia se abre la válvula de escape para evacuar los gases de combustión cuando el pistón retorna en dirección al PMS. Una vez alcanzado el PMS el pistón invierte el sentido de dirección e inicia la etapa de admisión [3].

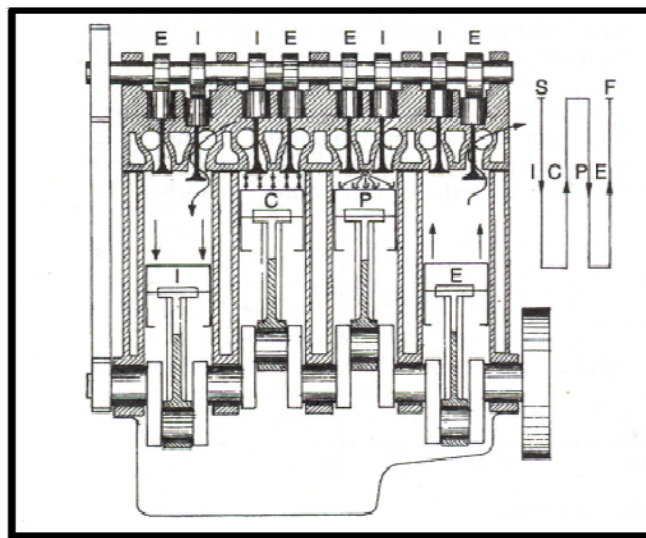


Fig.6 Diagrama de motor CI 4 tiempos.

2.3.1 Solape de válvulas

El movimiento angular que describe el cigüeñal cuando la apertura de la válvula de admisión o de escape ocurre antes del PMS o PMI, se define como ángulo de apertura adelantado. Así mismo el ángulo de rotación que describe el eje del cigüeñal cuando la válvula de admisión o de escape se cierra después del PMS o PMI se denomina ángulo de retardo de cierre de válvula. El movimiento angular total cuando ambas válvulas de escape y admisión se encuentran simultáneamente abiertas, en la región PMS, se denomina periodo de solape o cruce de válvulas [3].

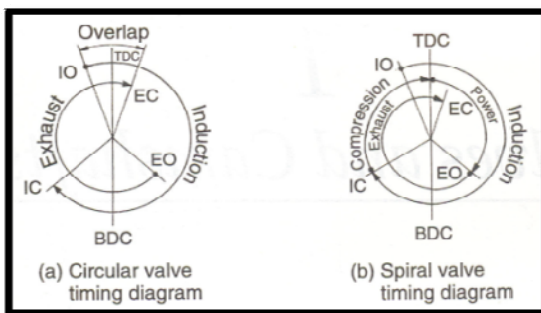


Fig.7 Ciclo de apertura y cierre de válvulas [3].

Los procesos de admisión, compresión, potencia y escape combinados, se pueden observar en el diagrama en espiral en la Fig. 7 (b).

En la Fig.7 (a) se puede observar la representación de la etapa de admisión y escape combinado en un mismo ciclo. Por otra parte, la Fig. 8 ilustra de forma clara los tiempos apertura de las válvulas contra el movimiento angular del cigüeñal.

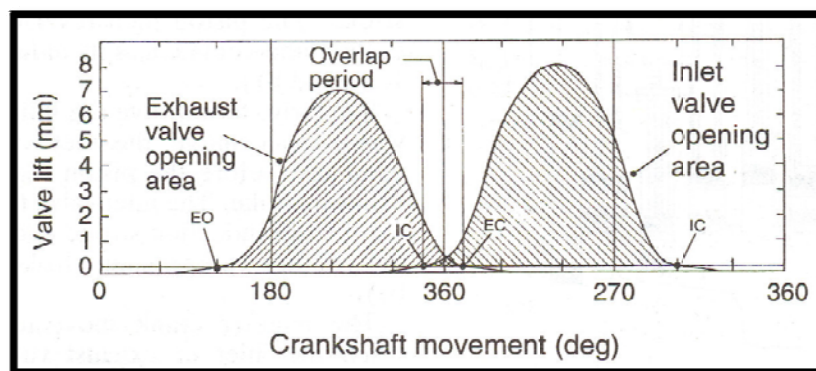


Fig.8 Gráfica de Apertura de válvula VS. Rotación de cigüeñal [3].

2.3.1.1 Operación de la válvula de salida

Para maximizar la expulsión de los gases de combustión del cilindro, la válvula de escape se comienza a abrir cuando el pistón experimenta una desaceleración antes de llegar al PMI durante la etapa de potencia. Al comenzar la apertura, los gases contenidos a una presión entre 3 a 4 bar son expulsados debido a su propia energía cinética a través del sistema de salida de gases hacia el ambiente [3]. La apertura anticipada de la válvula tiene como efecto expulsar la mayor cantidad de gases de combustión lo más pronto posible, aprovechando su energía cinética, y reducir la energía necesaria para evacuar los gases residuales durante la etapa de escape. No obstante la apertura adelantada, la pérdida de presión es despreciable ya que el pistón se encuentra en una zona de desaceleración y justo a punto de cambiar el sentido de movimiento, momento que ocurre al cruzar el PMI [3].

La válvula de escape se mantendrá abierta durante toda la carrera de salida de gases y una pequeña parte del recorrido de admisión de aire. Este retardo provoca que los gases que salen del cilindro dejen a su paso un vacío parcial en el puerto de escape y en la cámara de combustión [3]. Esta condición propicia que carga de aire fresco entre al cilindro cuando apenas se está abriendo la válvula de admisión y aún cuando el pistón se encuentre casi inmóvil en el PMI, momento en el cual no puede crear un efecto de bomba de vacío [3]. Si el retardo del cierre de la válvula de salida es mayor, a baja velocidad angular del motor, el flujo de aire fresco seguirá la trayectoria de los gases de combustión y saldrá directamente por el múltiple de salida, sin haber generado trabajo [3].

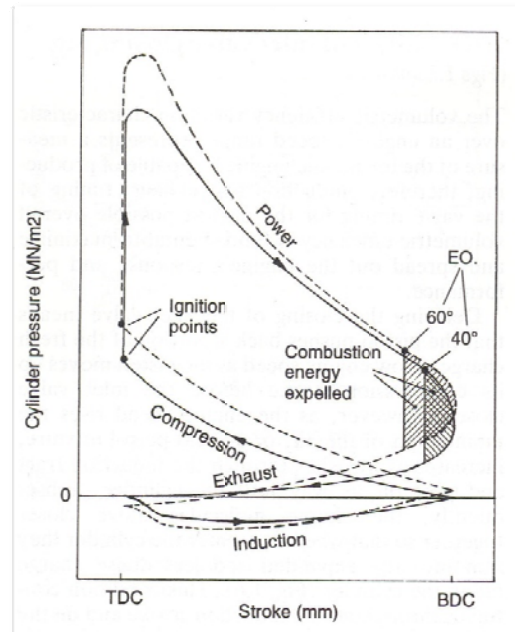


Fig.9 Curvas de presión de ciclos con apertura de válvula de escape anticipada de 60° y 40°.

2.3.1.2 Operación de la válvula de entrada

Para introducir la mayor cantidad posible de aire fresco al interior del cilindro, la válvula de entrada comienza su apertura cuando el pistón está por terminar la carrera de potencia [3]. En dicho momento los gases de combustión forman al salir una depresión en el interior del cilindro. Si la apertura se adelanta aún más, los gases de combustión pueden salirse hacia el MA a través de la válvula de entrada [3].

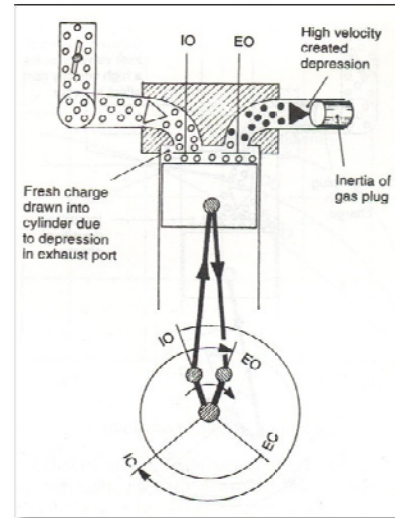


Fig.10 Efecto de solape a alta velocidad RPM [3].

La eficiencia volumétrica en el proceso de admisión es una característica que varía con la velocidad de giro del motor. Cuando el motor gira de revoluciones medias a altas, se puede maximizar la cantidad de flujo de trabajo capturado en el cilindro mediante el cierre de la válvula de admisión al inicio de la carrera de compresión [3]. Esto es provocado por el aumento del gasto másico de aire-combustible, que pasa por los conductos de admisión provocando que las moléculas del flujo se encuentren más cercanas unas con otras, forzando su entrada al cilindro para mezclarse con la carga menos densa. Sin embargo, a revoluciones bajas la densidad del flujo a la entrada es insuficiente para retener totalmente la mezcla aire-combustible dentro del cilindro, entonces cierta cantidad es forzada a salir por el múltiple de admisión, afectando en la capacidad de compresión del motor.

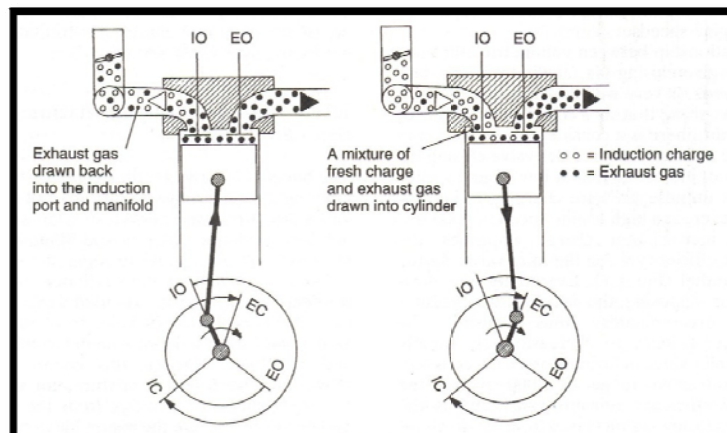


Fig.11 Efecto de solape a baja velocidad RPM [3].

La relación de la eficiencia volumétrica con la variación de la velocidad angular del motor, es un factor que modifica el torque que puede producir un motor. Es por eso que el ajuste en los tiempos de apertura y cierre de las válvulas tanto de admisión como de escape, modifican el rendimiento del motor. Desafortunadamente, las ventajas que aporta la apertura adelantada de la válvula de admisión combinado con el cierre retardado de la válvula de escape, son modificaciones que generan detrimento en la reducción de contaminantes [3].

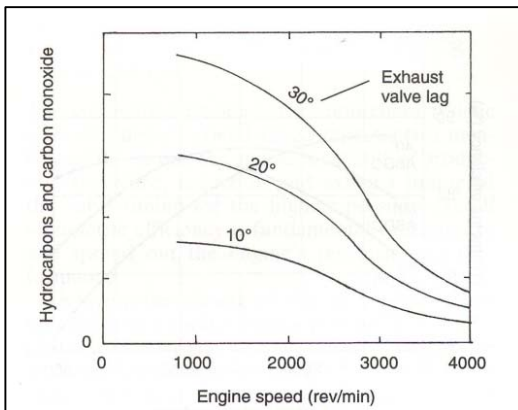


Fig.12 Efectos causados en la composición de los gases de escape con el retardo del cierre de la válvula de salida [3].

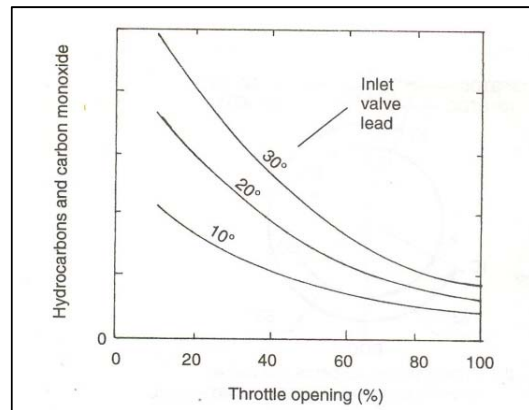


Fig.13 Efectos causados en la composición de los gases de escape con la apertura anticipada de la válvula de entrada [3].

2.4 Inyección de combustible

La función del sistema de inyección es monitorear las variables de operación del motor, transmitir esta información a un sistema de control y, por último, dar la orden para atomizar el combustible con los inyectores para mezclarlo con el flujo de aire entrante. Por otra parte, la posición en la que el combustible es inyectado tiene gran influencia en el desempeño del motor [3].

2.4.1 Inyección directa

En este arreglo los inyectores están posicionados en la cabeza del cilindro y el combustible es atomizado directamente en cada cilindro de forma independiente. Cuando se emplea la inyección directa se debe cuidar que la inyección ocurra a 60° posterior al PMS durante la fase de admisión debido a que entre más corto sea el tiempo en el cual debe mezclarse combustible con

la carga de aire, se requiere que el flujo sea lo más turbulento posible. Así mismo, para compensar el corto tiempo durante el cual se lleva a cabo la inyección, atomización y mezcla, la presión de inyección necesita ser mayor comparada con la de tipo indirecta, lo que eleva su costo y robustez [3].

La posición y dirección de inyección son parámetros de suma importancia para obtener el correcto desempeño del sistema y no existe una posición que garantice la máxima eficiencia para todos los casos. Este sistema de inyección es generalmente utilizado en cilindros de mayor capacidad que en cilindros pequeños ya que las partículas que se atomizan no descienden por completo en cilindros cuyo espacio para mezclarse es reducido [3].

2.4.2 Inyección indirecta

Un sistema de inyección indirecta es aquel en donde el combustible se mezcla con el flujo de aire fresco antes de entrar a la cámara de combustión. La inyección se puede llevar a cabo de dos formas principalmente, la primera es en el cuerpo de aceleración justo antes de la válvula que regula el flujo y se conoce como inyección en un solo punto o *Single-Point Injection* [3]. Otra configuración es cuando se coloca un inyector por cada cilindro justo antes del puerto de entrada al mismo, tal sistema se conoce como inyección de punto múltiple o *Multi-Point Injection* [3]. Ya sea que se elija un sistema SPI o MPI, ambos pueden trabajar a presiones de inyección relativamente bajas, 2 a 6 bar, y la atomización no tiene que ser sincronizada con el ciclo de admisión del motor, por lo tanto los inyectores son menos complejos en su operación, al no estar expuestos a la detonación de la mezcla, su tamaño es reducido y son más baratos [3]. Los sistemas MPI permiten considerar geometrías más complejas en el diseño del MA ya que éste solamente contiene aire en su interior, y se puede aprovechar de mejor forma el fenómeno de admisión con recarga inercial [3].

2.4.3 Intervalos de descarga de combustible

De acuerdo con el sistema que se adopte, los intervalos de inyección pueden ser continuos o intermitentes. Para el primero el inyector permanece siempre abierto y regula la atomización de combustible variando el área del orificio o la presión de inyección, o ambas. Para la inyección intermitente o en pulsos, el combustible es atomizado en intervalos regulares con una presión de inyección constante y controlada por tiempo de apertura de la válvula de cada cilindro [3].

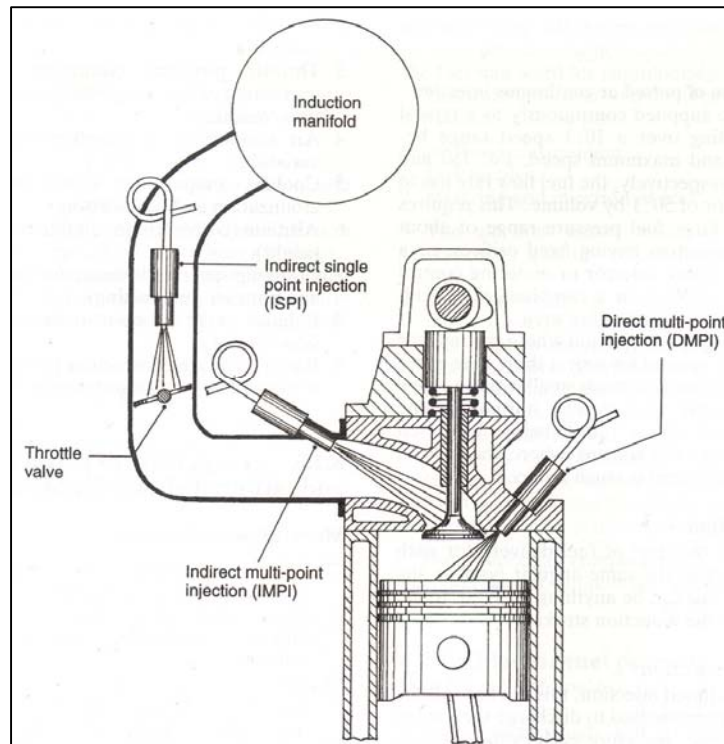


Fig.14 Clasificaciones principales de acuerdo al posicionamiento de los inyectores [3].

2.4.4 Control del sistema de inyección

Para que el motor cuente con la mezcla de aire-combustible bajo cualquier condición de operación, éste posee con una unidad de control (ECU), cuyo trabajo es monitorear los distintos parámetros de operación del mismo, para dosificar el combustible necesario y, de esta forma, obtener la mayor potencia posible [14]. Dicho monitoreo lo hacen una red de sensores que a continuación se mencionan:

- Sensor de flujo de aire: mide la cantidad de aire que entra al motor.
- Sensor de oxígeno: Monitorea la cantidad de oxígeno a la salida de los gases de combustión para saber qué tan rica o pobre es la mezcla aire-combustible y así poder ajustarla.
- Sensor de posición del cuerpo de aceleración: este sensor indica la posición de apertura de la mariposa que permite el paso de aire al motor, de esta forma el ECU puede ajustar la descarga de combustible.
- Sensor de temperatura del sistema de enfriamiento: indica al ECU del momento en cuanto el motor ha alcanzado su punto óptimo de operación.
- Sensor de voltaje: monitorea el voltaje del sistema eléctrico del vehículo para en caso de que éste disminuya, el ECU aumente la velocidad ralenti.
- Sensor de presión absoluta en el MA: indica la presión absoluta del aire dentro del MA. Es una medida para calcular la potencia que el motor produce.
- Sensor de velocidad del motor: monitorea las RPM a la que el motor gira, con lo cual se puede calcular el pulso de descarga para los inyectores.

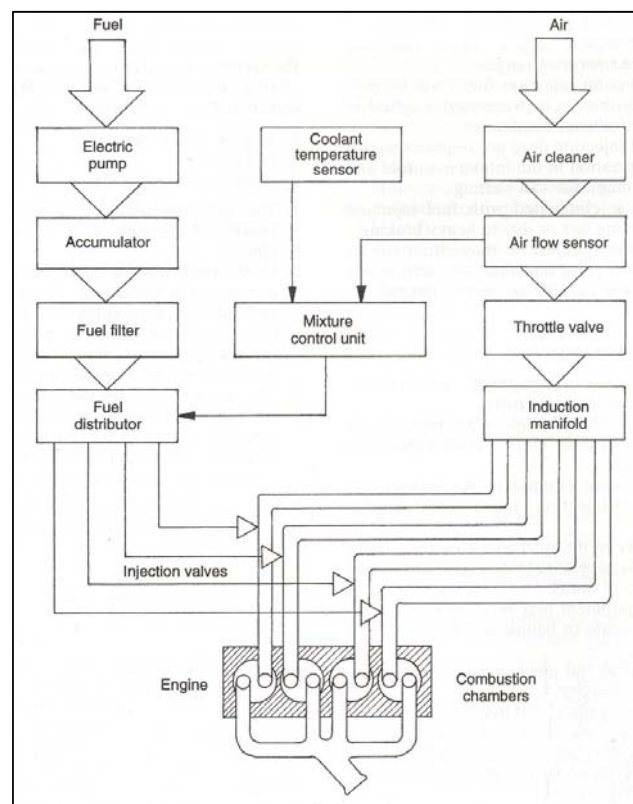


Fig.15 Sistema de inyección Bosch K-jetronic [3].

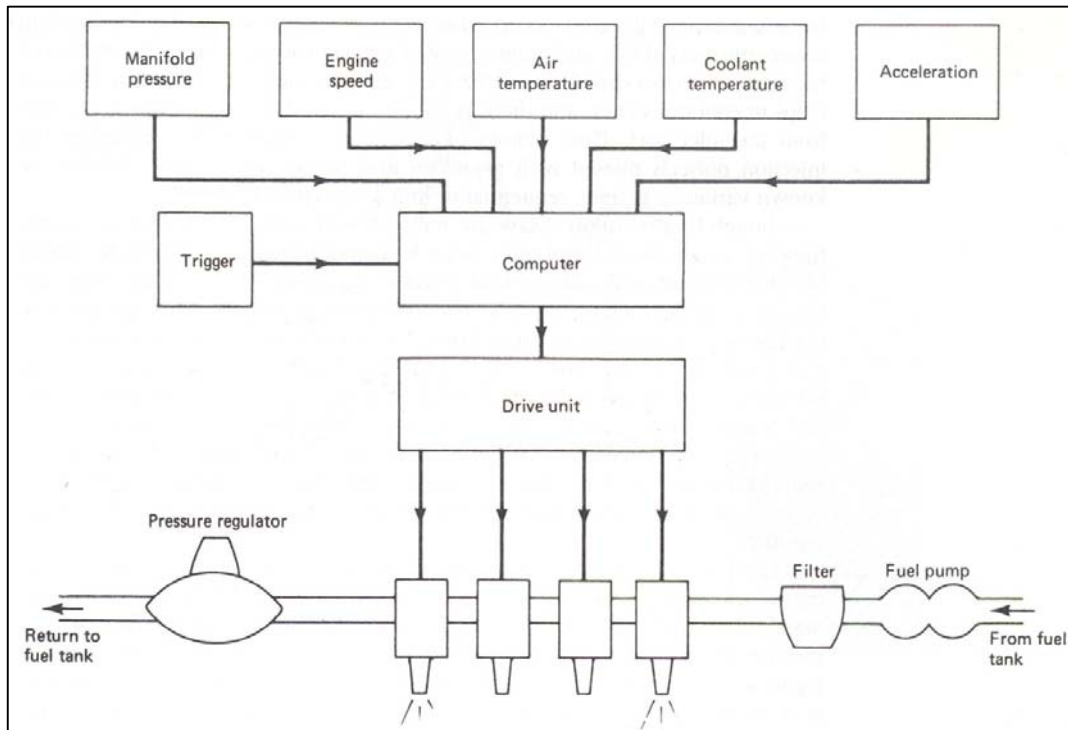


Fig.16 Componentes del sistema de inyección electrónica [3].

2.5 Conclusiones

Los motores CI trabajan de acuerdo un ciclo termodinámico pero su comportamiento es el de un proceso mecánico, es decir, los procesos que ocurren no son isentrópicos ni a volumen constante. Por otra parte, el comportamiento de un motor CI varía de acuerdo a la velocidad con la que gira y se pueden presentar fenómenos a diferentes regímenes de velocidad. Para el diseño del MA, se deben conocer tales efectos y la consecuencia que puede tener el optar por una u otra configuración, como lo es el caso de la inyección.

CAPÍTULO 3 MÉTODOS DE ADMISIÓN

3.1 Supercargador

El propósito de acoplar un supercargador a un motor es incrementar la densidad del flujo de trabajo, ya sea aire o mezcla aire-combustible, antes de introducirse en los cilindros. A comparación del método convencional o aspiración natural hace que exista una mayor cantidad de oxígeno disponible para la combustión. Consecuentemente, cada cilindro tendrá una mayor cantidad de aire y mezcla de combustible por ciclo, la cual puede ser detonada de forma eficiente durante la etapa de combustión para incrementar la potencia que entrega el motor de forma aún mayor de lo que es posible mediante otros métodos [3].

3.1.1 Fundamentos

La presión con la que el supercargador conduce al flujo de trabajo hacia los cilindros, crece cuando el motor gira a mayor velocidad. Esto ayuda a compensar la reducción de tiempo de apertura durante la etapa de admisión ya que administra la cantidad necesaria de mezcla para llenar el interior del cilindro [3]. Es así como la potencia se incrementa continuamente en proporción con la velocidad del motor, particularmente en el rango de velocidades altas. Por el contrario este efecto es difícil que se presente en los motores con aspiración natural, especialmente en los límites superiores de velocidad, puesto que los lapsos de admisión se vuelven más cortos conforme la velocidad aumenta, haciendo más difícil la entrega de carga necesaria al interior del cilindro [3].

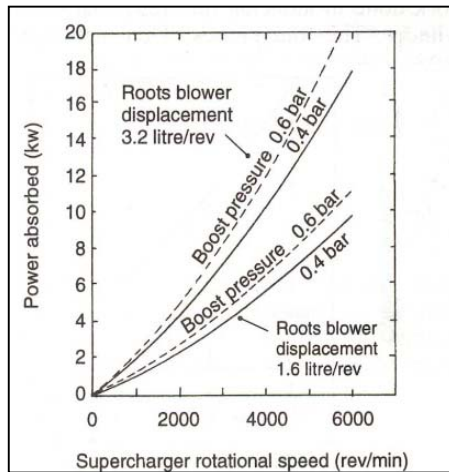


Fig.17 Relación de velocidad y potencia consumida de dos supercargadores [3].

Un supercargador correctamente seleccionado incrementará la presión media efectiva del motor a un nivel superior sin crear presiones excesivas al interior del cilindro. Vehículos diesel con aplicaciones de carga pesada son frecuentemente turbocargados con el objetivo de incrementar la presión media efectiva, el torque y la potencia; así mismo reducir la velocidad máxima del motor. Algunos otros beneficios que se obtienen al aumentar la presión media efectiva de un motor y reducir la velocidad límite del motor, son la reducción en las pérdidas mecánicas y la disminución en el nivel de ruido, así como un ahorro de consumo de combustible al igual que se eleva la expectativa de vida del motor.

Como se muestra en la Fig.17, el incremento en la presión media efectiva en el motor se ve en parte disminuido por el hecho de que el motor tiene que transferir cierta potencia para que el supercargador opere.

3.1.2 Ciclo de Operación de un Supercargador

Cuando se presuriza el sistema que entrega la carga, el ciclo superior (1, 2,3 y 4) que se muestra en la Fig. 18, representa la medida del trabajo que se realiza al mover el pistón en cada recorrido con el fin de que el cigüeñal gire. Por el contrario, el ciclo inferior (0, 1,5 y 6) que se encuentra por encima del nivel de presión atmosférica, representa el trabajo que requiere el bombear la carga fresca al interior del cilindro. Las cuatro etapas de un motor

supercargado se representan de la forma siguiente: admisión (0-1), compresión (1-2), potencia (2-3-4), escape (4-5-6).

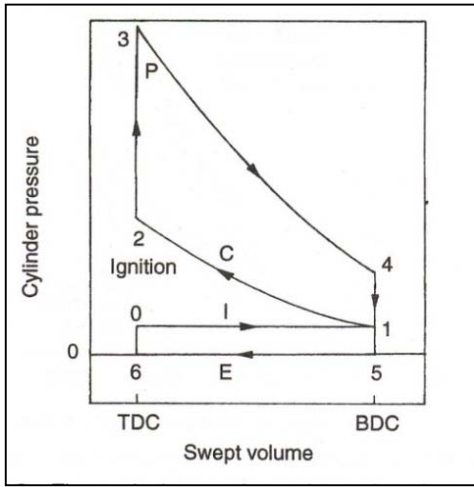


Fig.18 Diagrama P-v teórico de un motor CI con supercargador [3].

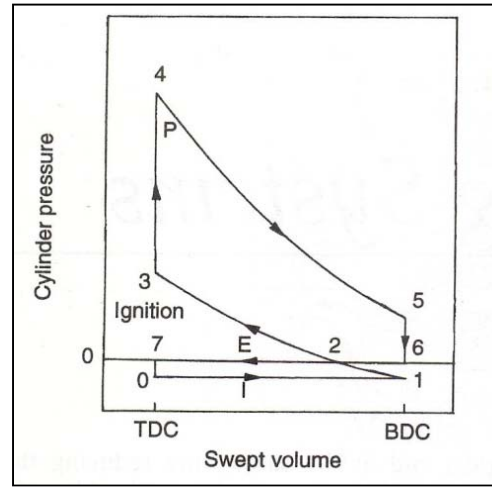


Fig.19 Diagrama P-v teórico de un motor CI con aspiración natural [3].

3.2 Aspiración natural

De acuerdo con la Fig.19, el área encerrada por el ciclo superior (2,3,4,5 y 6) es proporcional al trabajo útil realizado por el proceso de combustión que se lleva a cabo en cada pistón, mientras que el área encerrada en el ciclo inferior (0,1,2 y 7), que se encuentra por debajo de la línea que señala a la presión atmosférica, es una medida del trabajo que se realiza para introducir carga fresca al interior del cilindro [3]. Las cuatro etapas de un motor de aspiración natural se representan de la forma siguiente: admisión (0-1), compresión (1-3), potencia (3-4-5), escape (5-6-7).

3.3 Turbocargador

Un motor sencillo a gasolina aprovecha hasta el 30% de la energía contenida en la gasolina para producir un trabajo útil bajo condiciones óptimas, el otro 70% de energía se pierde en factores como:

- ▶ 7% calor por fricción de componentes mecánicos.
- ▶ 9% calor aportado al entorno.
- ▶ 16% calor transmitido a través del sistema de enfriamiento.
- ▶ 38% calor en los gases expulsados por el escape.

Es así como, la mayoría de la energía se transmite al ambiente debido a factores de diseño, por los gases que salen del sistema de escape.

Un turbocargador aprovecha una porción de la energía de los gases de combustión hacia su paso al puerto de escape, cuando son expulsados del interior del cilindro al abrirse las válvulas de salida hacia el final de la carrera de potencia del pistón o aproximadamente 50° antes del PMI [3], para impulsar una turbina que a la vez hace girar un compresor centrífugo.

El turbocargador es capaz de extraer hasta un tercio de la energía de desecho que sale de los cilindros del motor para generar una potencia o trabajo de flecha en el acople de la turbina y el compresor. No obstante, dicho sistema produce un efecto negativo al incrementar la contra presión del múltiple, haciendo que la expulsión de los gases sea más difícil para cada carga de combustible que es detonada en el cilindro. Por lo tanto, se dificultará el proceso de expulsión de los gases contenidos en los cilindros durante la etapa de escape.

La energía ideal que puede ser aprovechada por el turbocargador es aquella que proviene de la descompresión cuando la válvula de escape se abre y el gas se expande hasta igualar la presión atmosférica, ver Fig.20. Esta energía de la descompresión está representada por el área del ciclo 4, 5 y 6; mientras que la energía de presurización utilizada para llenar el cilindro se representa por el área del rectángulo 0, 1, 6 y 7.

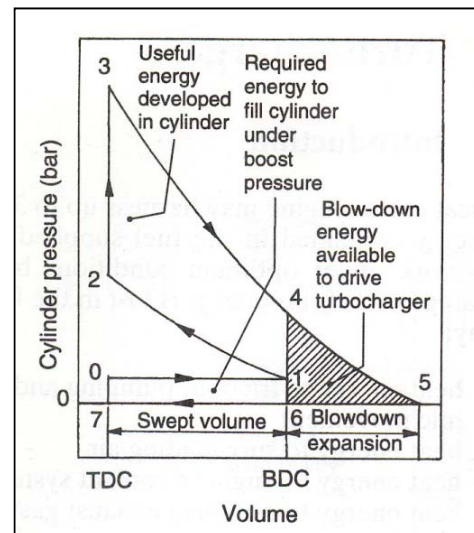


Fig.20 Diagrama P-v de un motor CI mostrando la energía de los gases de escape [3].

Los motores con turbocargador producen eficiencias volumétricas mayores en comparación con los que emplean sistemas de inducción natural. Así mismo, las presiones pico o máximas dentro de los cilindros son mayores, la carga mecánica se incrementa en los componentes del motor y se puede generar una detonación anticipada del combustible. Es por eso que normalmente los motores turbocargados son reducidos en su relación de compresión en una o dos unidades [3].

3.3.1 Compensación de altitud

La potencia que genera un motor es generalmente medida a nivel del mar, ya que el aire atmosférico tiene una mayor densidad. De este modo, conforme nos alejamos del nivel sobre el mar el aire contiene una menor concentración de oxígeno y es menos denso [13]. El efecto que tiene dicho fenómeno sobre la eficiencia volumétrica de un motor CI, es una reducción en la captación de aire en el interior del cilindro, y como consecuencia se disminuye la potencia del motor, por el hecho de que la potencia está directamente relacionada con la masa de la carga de trabajo que se detona cada ciclo.

Un motor cuyo sistema de inducción sea del tipo natural tendrá una reducción del 13% de su potencia si se opera a 1000 m por encima del nivel del mar. Si los cilindros reciben la carga a través de un supercargador acoplado, le permitirá al motor desarrollar una potencia equivalente o superior a la que se puede obtener a nivel del mar [3].

Cuando un motor emplea un turbocargador para inducir aire, también pierde potencia en función de la altitud, pero dicha pérdida será considerablemente menor comparada con un sistema de aspiración natural. La razón por la cual los turbocargadores pueden compensar mediante el aumento de presión es por el incremento directamente proporcional de la velocidad de la turbina con cualquier incremento en la diferencia de presión entre los gases de escape que entran en la turbina y la presión a la salida que es equivalente a la presión del ambiente. Por lo tanto, al aumentar la altitud el aire es menos

denso y la presión se reduce, pero la presión en el múltiple de escape, la cual afecta en el rotor de la turbina, permanece sustancialmente idéntica. El resultado final es que la diferencia de presiones aumenta, provocando un aumento de velocidad en la turbina y éste a su vez un incremento de presión en el compresor [3].

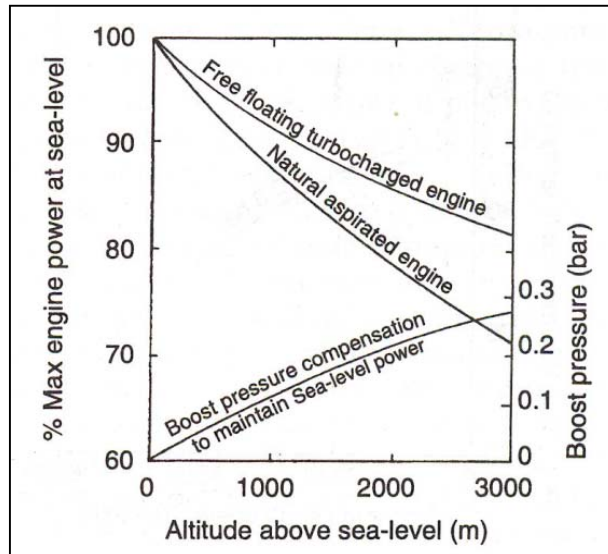


Fig.21 Efecto sobre la potencia de un motor CI respecto a la altitud con aspiración natural y turbocargador [3].

3.4 Conclusiones

Los factores del entorno, tales como presión atmosférica, temperatura y humedad; afectan el desempeño de los vehículos. Por otra parte, existe la forma de compensar la reducción de potencia entregada por el motor, mediante el uso de sistemas que operan para aumentar la presión con la que entra el aire a los cilindros. Ambas soluciones, ya sea un supercargador o un turbocargador, al ser adaptados a un motor debe considerarse aspectos que de otra forma pueden afectar de forma negativa el funcionamiento del mismo, por ejemplo: las presiones pico generadas por un sistema de alimentación forzada, generar esfuerzos en los componentes mecánicos capaces de llevar a la ruptura o provocar altas temperaturas que deformen los materiales.

CAPÍTULO 4 MÚLTIPLE DE ADMISIÓN

La labor principal de un múltiple de admisión (MA) es la de distribuir una cantidad de aire a cada cilindro de forma idéntica para mantener óptimo el desempeño del motor. Un múltiple de admisión consta esencialmente de los siguientes elementos: restrictor, difusor, *plenum*, y los conductos o *runners* que van a cada cilindro.

En el funcionamiento de un motor CI se presenta un fenómeno en el cual la presión se comporta en forma de onda, es decir, sufre pérdidas intermitentes debido a la caída de presión durante la fase de admisión que se lleva a cabo en los cilindros. Dependiendo de la amplitud y fase de dichas ondas de presión, el abastecimiento de los cilindros puede ser afectado positiva o negativamente. La amplitud y fase de las ondas de presión dependen la geometría del MA, la velocidad del motor y el periodo de apertura de las válvulas [4]. Por otra parte los cambios de presión dentro del MA pueden hacer que el flujo de aire pueda alcanzar velocidades por encima de la velocidad del sonido en altas RPM [5].

4.1 Objetivos en el diseño de un sistema de admisión

A continuación se enlistan algunos aspectos ideales a obtener dentro del diseño de un sistema de admisión [3]:

1. El flujo hacia los cilindros deberá ser lo más directo posible.
2. Las cantidades de flujo entregadas a cada cilindro deberán ser iguales.
3. Se debe procurar proveer de una carga uniforme a cada cilindro, con una mezcla homogénea entre cada uno.

4. Los intervalos de aspiración deberán ser idénticos para cada ramificación del múltiple de entrada.
5. Procurar que el diámetro del tracto de admisión sea lo más pequeño posible que mantenga una velocidad de flujo de aire adecuada a baja velocidad, sin interferir en la eficiencia volumétrica en el rango de alta velocidad.
6. Reducir la fricción en las paredes del conducto de admisión.
7. Proveer precalentamiento al sistema de admisión para arranque en frío y durante periodos de calentamiento.
8. Capacidad para drenar fracciones líquidas de combustible.
9. Capacidad para prevenir interferencias en el flujo entre los cilindros.
10. Capacidad para medir la presión de carga a los cilindros.

4.2 Métodos de Recarga de un Motor CI

4.2.1 Método de recarga con inducción inercial de flujo

Cuando el aire se dirige hacia el interior del cilindro, adquiere un *momentum* durante el periodo de admisión mismo que es aprovechado por el motor para inducir con mayor facilidad la carga de aire y combustible. El desplazamiento del pistón hacia el PMI genera una depresión casi instantánea dentro del cilindro provocando que la columna de aire, contenida en el ducto de admisión, se dirija hacia la válvula de admisión. Por otra parte, al ser relativamente mayor el diámetro del cilindro que el diámetro del puerto por donde pasa la carga al ingresar al cilindro y la aceleración con la que el pistón se dirige del PMS al PMI, éste genera que la carga se acelere y se comporte como un flujo de alta velocidad. Posteriormente al finalizar la etapa de admisión, la energía cinética generada por el movimiento del flujo de trabajo se convierte en energía de presión al cerrarse la válvula de admisión provocando así un aumento de densidad y presión de la carga en el puerto de admisión. Dicha presión permite que el cilindro pueda seguir admitiendo carga aún cuando el pistón haya superado el PMI y se comience su recorrido de compresión, de la misma forma hace posible la admisión de carga durante la

etapa final del recorrido de expulsión de gases de combustión, cuando se abre la válvula de admisión y se libera carga presurizada que se encuentra momentáneamente detrás de la válvula de admisión [3].

4.2.2 Método de recarga con ondas de inducción

Cuando el motor se encuentra funcionando, el aire debe pasar a través del MA para introducirse en el cilindro cada vez que la válvula de admisión se abre. Cuando esto sucede, la presión dentro del cilindro disminuye y produce una onda de presión negativa que se propaga, a la velocidad del sonido, a través del flujo de aire desde el puerto de entrada al cilindro hasta el punto del MA donde se encuentra libre a la atmósfera. Tan pronto la onda de presión llega al final del ducto de admisión, provoca una reducción repentina en la densidad del aire que rodea dicha área y se produce una depresión. Inmediatamente, el aire circundante tratará de reducir dicha depresión y por lo tanto se genera una onda de presión positiva debido a la inercia del flujo de aire, misma que viajará de regreso hacia el puerto de admisión hacia el cilindro. Si es correctamente sincronizada, la onda de presión positiva puede ayudar a introducir una cantidad mayor de carga en el cilindro hacia el final de la etapa de admisión. Cuando la onda de presión llega de nuevo a la válvula de admisión es reflejada y cambia de dirección hacia el punto de entrada de aire al sistema o MA. Por lo tanto, las ondas positivas y negativas de presión van y vienen continuamente desde la entrada de aire hacia el MA, y el puerto de entrada hacia el cilindro pero con una amplitud que va decayendo conforme se cierra la válvula de admisión [3].

Para aprovechar al máximo este fenómeno el pulso de presión debe ser sincronizada de tal forma que la primera onda de presión positiva llegue cuando el pistón se encuentra en el PMI, hacia el final del periodo de admisión en su amplitud mayor. Por lo tanto, es importante saber el tiempo que toma una onda de presión en transmitirse a través de la columna de aire hasta el punto de apertura y reflejarse para retornar al puerto de admisión. Dicho tiempo puede ser calculado de la siguiente forma:

$$t = \frac{2L}{1000C} \quad (4.2.2.1)$$

Donde:

t = tiempo que tarda un pulso en recorrer de ida y regreso el canal de admisión (s).

L = distancia del conducto desde el punto de apertura a la cabeza de la válvula de admisión (mm).

C = velocidad del sonido en el aire (aprox. 330m/s)

La rotación del cigüeñal durante el mismo lapso puede ser calculada de la siguiente forma:

$$\begin{aligned}\theta_t &= t \times \frac{360}{60} N \\ &= \frac{0.012LN}{C}\end{aligned}\tag{4.2.2.2}$$

Donde:

θ_t = desplazamiento angular del cigüeñal (grad)

N = velocidad angular del cigüeñal (rev/min)

El fenómeno de inducción por inercia del fluido y el método de inducción por pulsos de presión siempre coexisten, pero cada uno tendrá predominancia sobre el otro dependiendo de la velocidad del motor, apertura de la mariposa del cuerpo de aceleración y las dimensiones de la garganta de admisión [3].

Una analogía sobre cómo funciona el fenómeno de inducción de carga por medio de ondas de presión, puede ser mejor comprendida si imaginamos un resorte helicoidal al que se le ocasiona una perturbación en uno de sus extremos, entonces el espacio entre las helicoides cercanas al extremo perturbado se reduce momentáneamente y se transmite por todo el resorte hacia el extremo no perturbado como se muestra en la Fig.22.

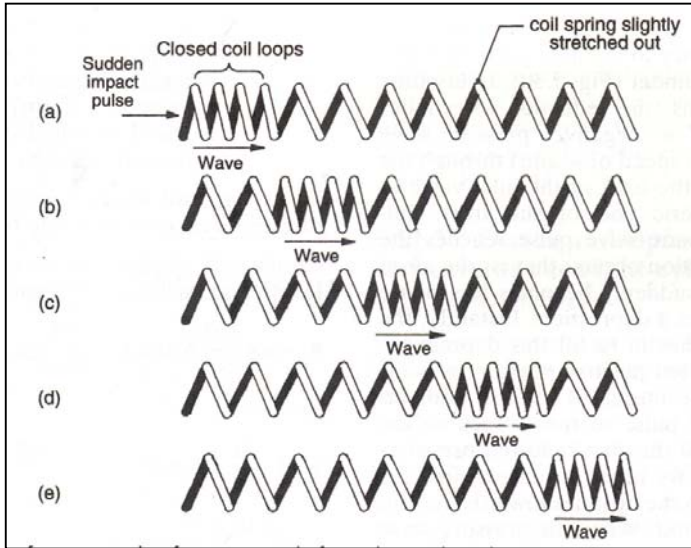


Fig.22 Ilustración de la propagación de una onda en un resorte [3].

4.2.3 Resonador Helmholtz

Ya sea que se aproveche el fenómeno de recarga por ondas de presión o por medio de la inercia del flujo, ambas aportarán una mejora en la eficiencia volumétrica dependiendo de la velocidad con la que gire el motor. Otra alternativa utilizada en motores tipo diesel y en motores a gasolina de alto desempeño es el sistema de inducción tipo Helmholtz. Este resonador consiste básicamente en un depósito tipo esférico y un ducto recto por donde se alimenta al depósito [3].

La frecuencia de resonancia del ducto y del depósito está dado por:

$$n = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{A}{LV}} \quad (4.2.3.1)$$

Donde:

n = frecuencia de resonancia (Hz)

c = velocidad del sonido en el aire (ms^{-1})

A = área de la sección transversal del ducto (m^2)

L = longitud del ducto (m)

V = volumen de resonancia (m^3)

El principio de funcionamiento del resonador Helmholtz es el siguiente: el aire que llena el volumen de un depósito dado, al ser sacudido por una vibración, éste tenderá a oscilar de acuerdo a su frecuencia natural. Si el depósito es conectado casi directamente al puerto donde se encuentra la válvula de admisión cada vez que se abra la válvula se creará un pulso de presión negativo mismo que provocará una perturbación en el aire contenido en el depósito. Consecuentemente, si la velocidad del motor se incrementa hasta el punto en donde la frecuencia del pulso de presión corresponde a la frecuencia natural del aire contenido en el depósito, entonces el aire dentro del sistema será excitado al punto de resonancia en el cual la amplitud de la onda de presión que se mueve a través del flujo de aire entrante, producirá una serie de pulsos u ondas de presión sincronizadas con el periodo de apertura de las válvulas, creando un fenómeno que “bombardeará” con ondas de presión positiva al cilindro durante la etapa final de admisión, forzando que entre una mayor cantidad de aire aún cuando el pistón regresa hacia el PMS [3].

El volumen óptimo para el cual se diseña un resonador Helmholtz es aquel en el cual el volumen del aire se encuentra en resonancia con la velocidad del motor cuando se requiere un aumento de torque, generalmente en el punto máximo de la curva de torque del motor. Por otra parte también se debe experimentar con la longitud del ducto para obtener resultados óptimos ya que los pulsos de presión pueden interferir con el fenómeno de recarga inercial y ondas de presión, comprometiendo de esta forma el llenado del cilindro.

Cuando el resonador se diseña para elevar la eficiencia volumétrica del motor a bajas velocidades se puede aportar un beneficio en el torque del motor, lo cual es deseable en motores diesel. A altas velocidades, el mismo resonador proveerá un desempeño menor que el que se obtiene con un sistema de admisión convencional tal como se muestra en la Fig.24.

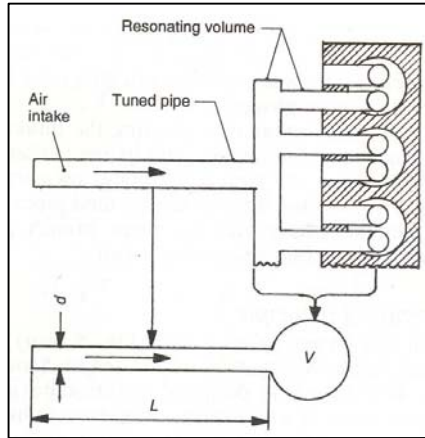


Fig.23 Comparación de un MA equipado con resonador Helmholtz [3].

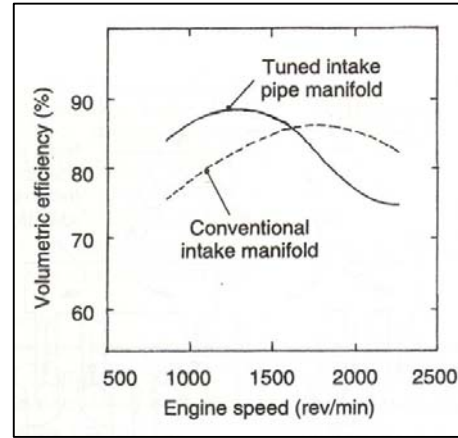


Fig.24 Cuerva de eficiencia volumétrica de un MA equipado con resonador Helmholtz [3].

4.3 Patrones de Flujo

El flujo de fluidos se clasifica como externo e interno, ya que depende si el fluido se fuerza a fluir sobre una superficie o dentro de un conducto. El flujo interno se considera donde el conducto está solamente lleno con el fluido y el flujo se impulsa principalmente mediante la diferencia de presión.

Debido a la condición de no-deslizamiento, las partículas del fluido en la capa en contacto con la superficie de la tubería se detienen por completo. Esta capa también provoca que las partículas del fluido en las capas adyacentes frenen gradualmente como resultado de la fricción. Para configurarse esta reducción de velocidad, la velocidad del fluido en la sección media de la tubería tiene que aumentar para mantener constante la razón de fluido de masa a través de la tubería. Como resultado, a lo largo de la tubería se crea un gradiente de velocidad.

4.3.1 La región de entrada

La región del flujo en la que se hacen presentes los efectos de los esfuerzos cortantes provocados por la velocidad de fluido se llama capa límite de velocidad [11]. La hipotética superficie de la capa límite divide el flujo confinado dentro de una tubería en dos regiones: La región de la capa límite, en la que los efectos viscosos y los cambios de velocidad son considerables; y la región de flujo (central) irrotacional, en la que los efectos de fricción son despreciables y la velocidad permanece esencialmente constante en la

dirección radial [11]. De aquí la importancia en el diseño y selección de materiales para la construcción del MA, puesto que un coeficiente de fricción bajo ayuda a que los esfuerzos viscosos provocados por el flujo de aire sean lo menor posible.

El grosor de la capa límite aumenta en la dirección del flujo hasta que la capa límite alcanza el centro de la tubería y por lo tanto llena toda la tubería, como se muestra en la Fig.25. El perfil de velocidad en la región totalmente desarrollada es parabólico en el flujo laminar y un poco más plano en el flujo turbulento debido al movimiento de vórtices y a una mezcla más vigorosa en la dirección radial [11].

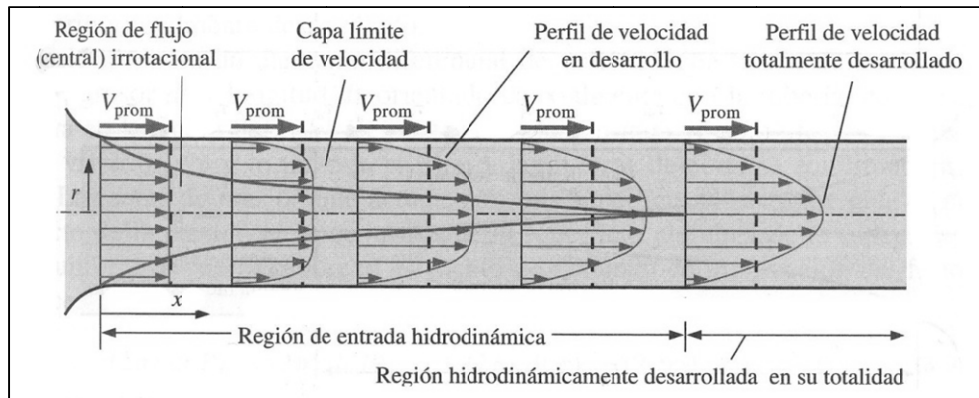


Fig.25 Perfil de velocidad de flujo en la región de entrada [11].

4.3.1.1 Número de Reynolds

La transición de flujo laminar a turbulento depende de la geometría, la rugosidad de la superficie, la velocidad del flujo, la temperatura de la superficie y el tipo de fluido, entre otros factores. Después de experimentos exhaustivos en los años 1880, Osborne Reynolds descubrió que el régimen de flujo depende principalmente de la razón de fuerzas inerciales a fuerzas viscosas en el fluido [11]. Esta razón se llama número de Reynolds y se expresa para flujo interno en una tubería circular como:

$$Re = \frac{\text{Fuerzas inerciales}}{\text{Fuerzas viscosas}} = \frac{V_{prom} D}{\nu} = \frac{\rho V_{prom} D}{\mu} \quad (4.3.1.1.1)$$

Donde:

V_{prom} = velocidad promedio del flujo (m/s)

D = diámetro o longitud característica (m)

$\nu = \mu/\rho$ = viscosidad cinemática del fluido (m^2s^{-1})

A números grandes de Reynolds, las fuerzas inerciales, que son proporcionales a la densidad del fluido y al cuadrado de la velocidad del fluido, son grandes en relación con las fuerzas viscosas y por lo tanto las fuerzas viscosas no pueden evitar las aleatorias y rápidas fluctuaciones del fluido. Sin embargo, a números de Reynolds pequeños o moderados, las fuerzas viscosas son lo suficientemente grandes como para suprimir dichas fluctuaciones y mantener al fluido “en línea”. Por lo tanto el flujo es turbulento en el primer caso y laminar en el segundo. En la mayoría de las condiciones prácticas, el flujo en una tubería circular es laminar para $Re \leq 2300$, turbulento para $Re \geq 4000$, y transicional entre ellos [11].

4.3.2 Funcionamiento de un difusor

Un difusor es un ensanchamiento o aumento de área cuya finalidad es reducir la velocidad para recuperar la pérdida de presión del flujo [15]. El parámetro básico de un difusor es el coeficiente de recuperación C_p , definido como

$$C_p = \frac{p_s - p_g}{p_{0g} - p_g} \quad (4.3.2.1)$$

Donde p_0 es la presión de remanso, o de estancamiento, que alcanzaría un fluido si se decelerase sin pérdidas hasta $V=0$ [15]. Los subíndices s y g significan salida y garganta (o entrada), respectivamente. Valores altos de C_p indican mejor rendimiento [15].

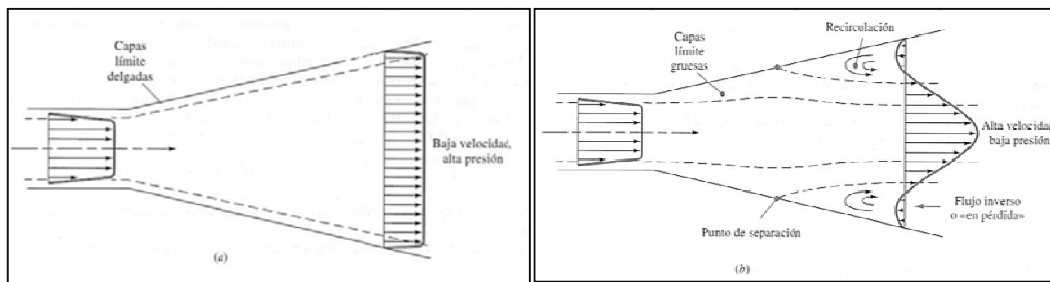


Fig.26 Actuaciones de un difusor (a) configuración ideal con características óptimas; (b) situación real, con separación de la capa límite y desempeño mediocre [15].

El análisis dimensional de un difusor cónico o de paredes planas muestra que C_p depende de los siguientes parámetros [15]:

1. Dos cuales quiera de los siguientes parámetros geométricos:
 - a. Relación de áreas A_2/A_1 o $(D_s/D)^2$
 - b. Ángulo de divergencia 2θ .
 - c. Esbeltez L/W_1 o L/D
2. Número de Reynolds en la entrada Re_g .
3. Número de Mach en la entrada Ma_g .
4. Coeficiente de bloqueo de la capa límite en la entrada $B_g = A_{CL}/A_1$, donde A_{CL} es el área bloqueada por el flujo lento de la capa límite en la entrada (valores típicos de B_g oscilan de 0.03 a 0.12).

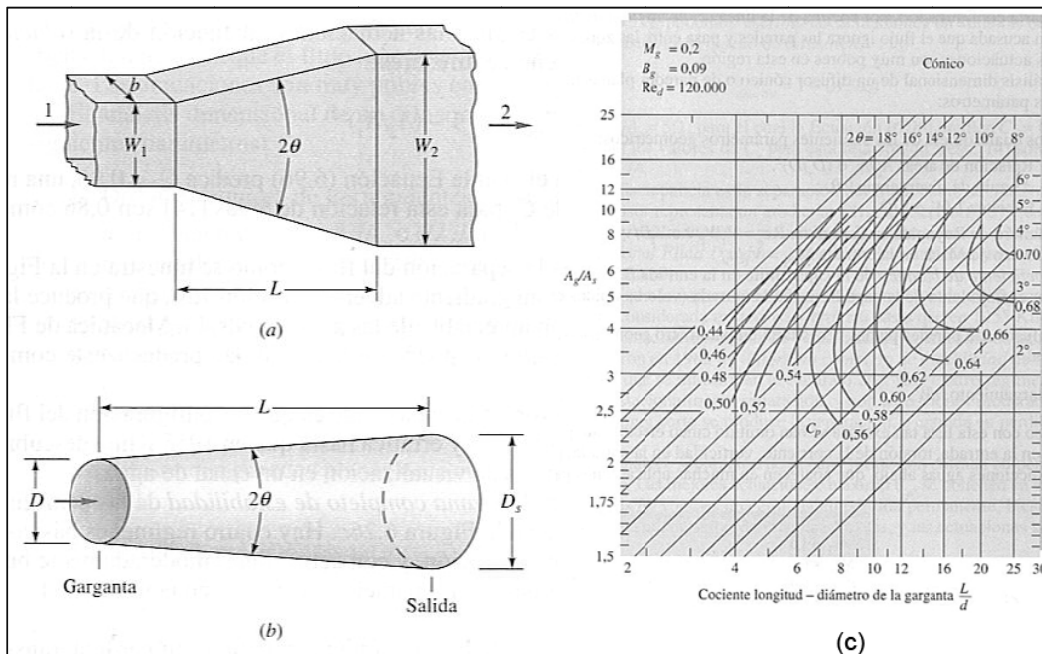


Fig.27 (a) geometría de difusor de paredes planas (b) geometría de difusor cónico; (c) diagrama típico de comportamiento de un difusor cónico [15].

4.4 Flujo compresible

En todos los casos de análisis de fluidos se deben satisfacer las tres leyes de conservación de la mecánica más una relación de estado

(termodinámica) así como las condiciones iniciales y de contorno apropiadas [15]:

1. Conservación de la masa (continuidad).
2. Conservación de la cantidad de movimiento (segunda ley de Newton).
3. Conservación de la energía (primer principio de la termodinámica).
4. Una relación de estado como $\rho = \rho(p, T)$
5. Condiciones de contorno sobre superficies sólidas, entrefases, entradas y salidas.

En los análisis integral y diferencial, estas cinco leyes están expresadas en términos matemáticos y han de ser resueltas usando métodos numéricos. En un estudio experimental se supone que el fluido cumple estas relaciones de por sí [15].

Cuando un fluido se mueve a velocidades comparables a su velocidad del sonido, las variaciones de densidad se hacen importantes y el flujo se denomina compresible [15]. Probablemente los dos efectos más importantes y distintivos de los flujos compresibles son (1) el bloqueo, que limita fuertemente el flujo en conductos cuando se dan condiciones sónicas, y (2) las ondas de choque, que son cambios casi discontinuos en las propiedades de los flujos supersónicos [15].

Para condiciones de flujo dadas, el gasto másico máximo que puede atravesar un conducto se da cuando en la garganta hay condiciones críticas o sónicas [15].

$$\dot{m}_{max} = \gamma^{\frac{1}{2}} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{\left(\frac{1}{2}\right)(\gamma+1)(\gamma-1)} A^* \rho_0 (RT_0)^{1/2} \quad (4.4.1)$$

4.4.1 Número de Match

El número de Match es el parámetro dominante en el análisis de flujos compresibles, con efectos distintos dependiendo de su magnitud. Los estudiosos de la aerodinámica suelen distinguir entre los diferentes rangos del

número de Mach, siendo la siguiente clasificación aproximada de uso extendido [15]:

Tabla 1: Clasificación de Número de Mach

Número de Mach	Tipo de Flujo	Efectos
$Ma < 0.3$	Incompresible	Efectos de la densidad son despreciables.
$0.3 < Ma < 0.8$	Subsónico	Efectos de la densidad son importantes, pero no aparecen ondas de choque.
$0.8 < Ma < 1.2$	Transónico	Aparecen por primera vez ondas de choque que separan regiones subsónicas y supersónicas dentro del flujo.
$1.2 < Ma < 3.0$	Supersónico	Aparecen ondas de choque pero ya no existen regiones subsónicas.
$3.0 < Ma$	Hipersónico	Las ondas de choque y otros cambios que experimenta el flujo son especialmente fuertes.

Estas cinco categorías de flujo son apropiadas para la aerodinámica externa a alta velocidad. Para flujos internos, la cuestión más importante es simplemente si el flujo es subsónico ($Ma < 1$) o supersónico ($Ma > 1$), porque el efecto de las variaciones de sección es opuesto [15], como se puede observar en la Fig. 28.

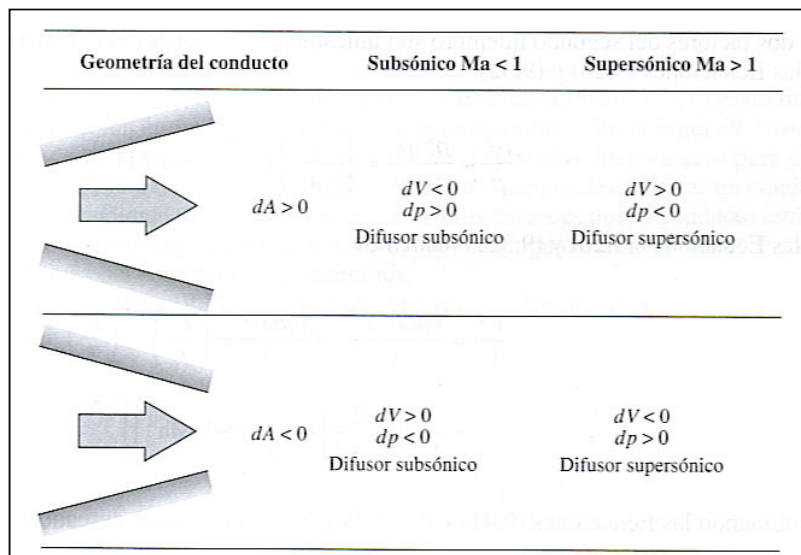


Fig. 28 Efecto de número de Mach sobre las variaciones de las propiedades del flujo cuando cambia el área del conducto [15].

La garganta o sección convergente-divergente puede acelerar suavemente un flujo subsónico hasta hacerlo supersónico como un la Fig. 29(a) [15]. En la sección de vientre, Fig. 29(b), el número de Mach se aleja de la condición sónica en lugar de acercarse a ella.

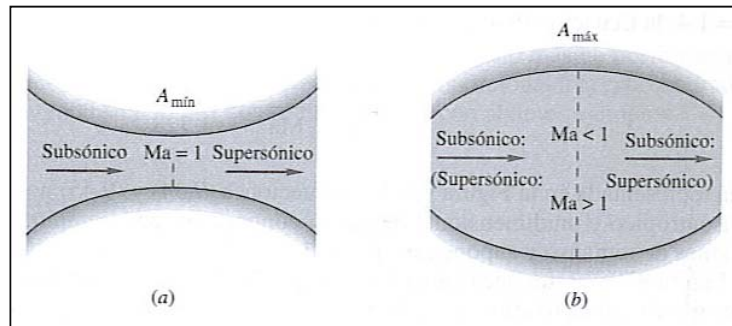


Fig. 29 Flujo a través de una garganta (a) puede acelerarse gradualmente de subsónico a supersónico. El flujo en el vientre (b) nunca puede ser sónico por razones físicas [15].

4.4.2 Onda de choque

La onda de choque normal es una onda de presión intensa que decelera bruscamente el flujo de condiciones supersónicas a condiciones subsónicas [15]. Por otra parte, la garganta sónica o crítica aumenta al atravesar la onda de choque [15]. El flujo a través de la onda de choque es adiabático pero no isentrópico. Otros principios básicos que gobiernan el comportamiento de las ondas de choque pueden ser resumidos así:

1. El flujo es supersónico aguas arriba y subsónico aguas abajo.
2. En gases perfectos las ondas de rarefacción son imposibles, y únicamente puede haber ondas de compresión.
3. La entropía aumenta a través de una onda de choque con la consecuente caída de la presión y densidad de remanso y aumento del área crítica.
4. Las ondas de choque débiles son prácticamente isentrópicas.

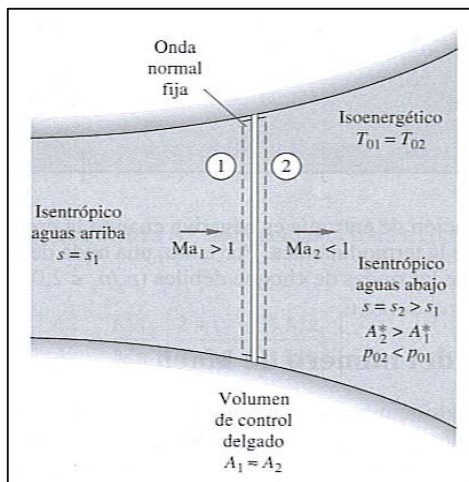


Fig. 30 Flujo a través de una onda de choque normal fija [15].

4.4.3 Flujo en una tobera convergente - divergente

Cuando un flujo circula a través de una tobera se pueden presentar varios fenómenos dependiendo de la relación de presión a la salida y entrada. Si la presión p_a , equivalente a la presión del *plenum*, es suficientemente baja, habrá flujo supersónico en la parte divergente y pueden presentarse situaciones con onda de choque como se indica en la Fig. 31 [15].

En los casos *A* y *B* la presión ambiente no es lo suficientemente baja como para provocar flujo sónico en la garganta, y el flujo es subsónico en toda la tobera [15]. En el caso *C* la relación de áreas A_s/A_g es igual a la crítica A_s/A^* para el Mach subsónico. La garganta se hace sónica y el gasto másico alcanza un máximo como se ve en la Fig.31(c). El resto de la tobera se subsónica, incluyendo el chorro de salida, y $p_s = p_a$.

En el caso de la curva *H* p_a es tal que p_a/p_0 corresponde exactamente con la relación de áreas crítica A_s/A^* para un Mach supersónico. El flujo divergente es enteramente supersónico, incluyendo el chorro de salida y, $p_s=p_a$. Esta situación se llama tobera adaptada y corresponde a la presión de diseño de un túnel de viento supersónico o un motor de cohete [15].

En los casos *D* a *F* de la Fig. 31(b), la garganta sigue estando bloqueada en los valores sónicos y se puede suponer que $p_s=p_a$, situando una onda de choque normal en el lugar adecuado de la sección divergente, dando lugar a un difusor subsónico que lleve la presión al valor correcto [15]. El gasto másico sigue siendo máximo, según la Fig. 31(c). En el caso *F* la onda de choque normal está exactamente en la sección de salida. En la configuración *G* ninguna onda de choque normal es capaz de producir la expansión necesaria, y por ello el flujo se comprime en el exterior mediante una serie compleja de ondas de choque oblicuas hasta que se alcanza p_a [15].

Finalmente en la configuración *I*, p_a es menor que la presión de diseño, curva *H*, pero la tobera está bloqueada y no responde. El chorro de salida se expande en una serie compleja de ondas supersónicas hasta que se alcanza la baja presión ambiente [15].

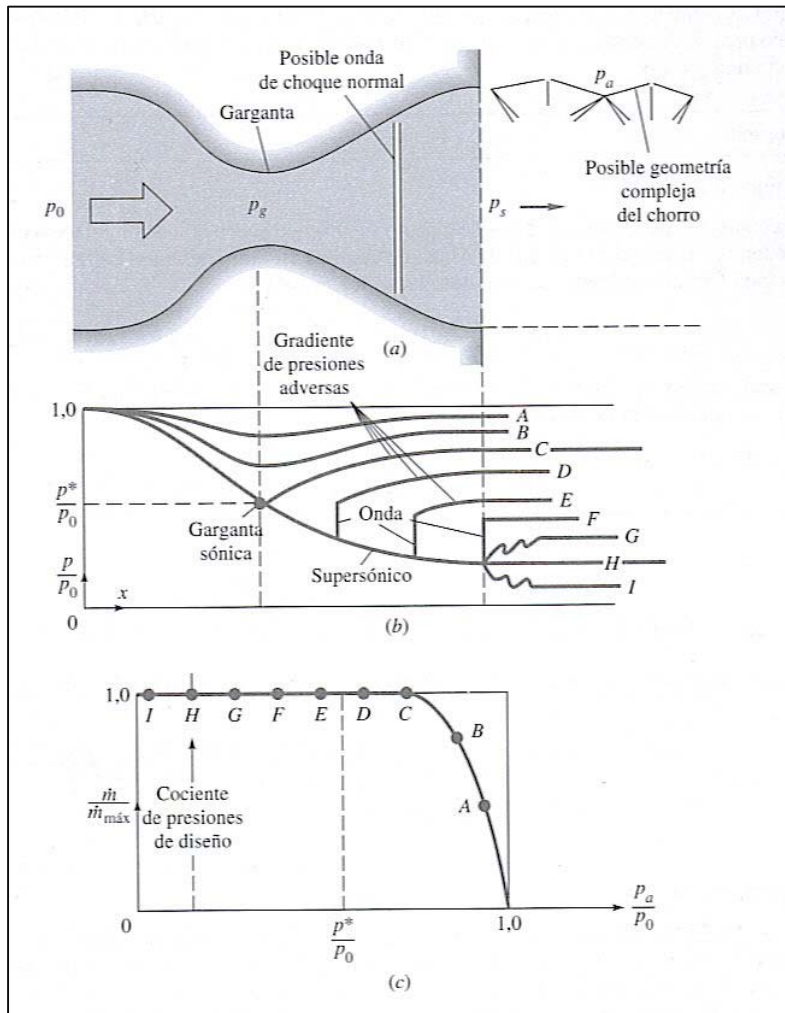


Fig. 31 Funcionamiento de una tobera convergente divergente: (a) geometría de la tobera con las posibles configuraciones del flujo; (b) distribuciones de presión originadas por distintas presiones ambiente; (c) gasto másico en función de la presión ambiente. [15].

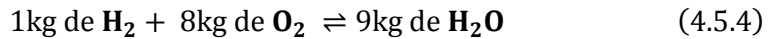
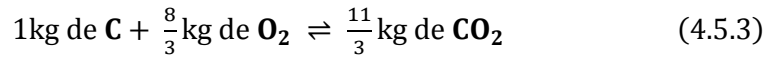
4.5 Combustión

La combustión es una reacción química en la cual una sustancia reacciona aceleradamente en la presencia de oxígeno para producir calor y luz. Para que la combustión sea considerada un proceso completo, se asume que la reacción entre los átomos de carbono e hidrógeno que contiene la gasolina, y el oxígeno del aire producen dióxido de carbono (CO_2) y vapor de agua (H_2O), respectivamente [3]. El proceso de oxidación se puede representar con las dos siguientes ecuaciones:





La ecuación (4.5.1) implica que una molécula de carbono se combina con una mezcla con una molécula de oxígeno para producir una molécula de dióxido de carbono. Expresando las ecuaciones (4.5.1) y (4.5.2) con sus respectivas masas atómicas se puede expresar de la siguiente forma:



4.5.1 Aire teórico

El aire atmosférico está compuesto aproximadamente de 23% de oxígeno y 77% de nitrógeno, ignorando una pequeña porción de otros elementos [2]. Por lo tanto el aire requerido para lograr una combustión completa de 1 kg de combustible puede se expresada como una proporción de aire-combustible:

$$\frac{A}{C} = \frac{100}{23} \left(\frac{8}{3}C + 8H + S - O \right) \quad (4.5.1.1)$$

Por ejemplo, el aire teórico para un combustible cuya concentración de átomos de carbono es de 86%, hidrógeno igual a 14% y las partículas de oxígeno y sulfuro son despreciables, la proporción aire-combustible es igual a 14.84:1, es decir, por 1kg de combustible se requieren 14.84kg de aire para realizar una combustión estequiométrica completa.

4.5.2 Control de mezcla aire-combustible

Si la mezcla de aire-combustible que entra a los cilindros es distinta a la proporción estequiométrica, entonces nos encontramos en una situación en donde existe una deficiencia o exceso de aire en el proceso de admisión [2]. Dicha característica de deficiencia o exceso se expresa como un factor lambda (λ) y se define de la siguiente forma:

$$\lambda = \frac{\text{aire actual utilizado}}{\text{aire teórico requerido}} = \frac{A_a}{A_t} \quad (4.5.2.1)$$

Si la mezcla estequiométrica no tiene deficiencia o exceso, entonces $\lambda=1.0$. Para una mezcla enriquecida con 5% de deficiencia de aire, entonces $\lambda=0.95$. Para una mezcla con 5% de exceso de aire se obtiene una $\lambda=1.05$.

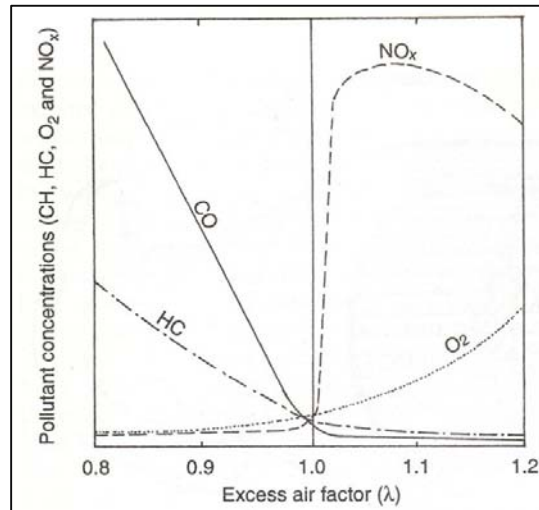


Fig. 32 Efecto del factor Lambda sobre las partículas contaminantes [2].

El factor λ puede favorecer a la creación de compuestos que se forman posteriormente a la combustión. Como se muestra en la Fig. 31, el exceso de aire, o si el factor λ es mayor a 1.0 se promueve la creación de gases NO_x y O_2 . Por otro lado, si λ es menor que 1.0, los gases tóxicos como el monóxido de carbono puede estar presente en altas concentraciones, producto del proceso de combustión.

CAPÍTULO 5 DINÁMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL

Existen dos métodos fundamentales para diseñar y analizar sistemas de ingeniería relacionados con el flujo de fluidos: experimentación y cálculo. El primero conlleva, por lo general, a la construcción de modelos que son probados en laboratorios o bancos de pruebas, mientras que el segundo implica resolver ecuaciones diferenciales ya sea de manera analítica o computacional. Actualmente en la práctica aplican tanto análisis experimental como el análisis CFD, *Dinámica de Fluidos Computacional* por sus siglas en inglés, y los dos métodos se complementan entre sí. Por ejemplo, experimentalmente se puede obtener propiedades globales como sustentación, fuerza de arrastre, caída de presión o potencia, experimentalmente; pero se emplea análisis CFD para obtener detalles acerca del campo del flujo, como los esfuerzos de corte, velocidad, perfiles de presión y líneas de corriente. Así mismo, los datos experimentales se emplean con frecuencia para validar soluciones obtenidas previamente mediante CFD. La CFD se emplea para abreviar el ciclo de diseño por estudios paramétricos que son controlados con cuidado, de modo que se reduce la cantidad de análisis experimental [13].

5.1 Procedimiento de solución

1. Se elige un dominio computacional y se genera una malla o red de nodos. El dominio se divide en tantos elementos como sea requerido para el análisis, dichos elementos se llaman celdas. Para dominios bidimensionales 2D las celdas son áreas mientras que para dominios tridimensionales 3D las celdas son volúmenes. Puede considerarse a

cada celda como un pequeño volumen de control en el que se resuelven las versiones separadas de las ecuaciones de conservación y de transporte. La calidad de una solución depende mucho de la calidad de la malla. Por lo tanto es recomendado cerciorarse que la malla es de alta calidad antes de proseguir con el análisis.

2. Se especifican las condiciones de frontera en cada lado (2D) o cara (3D) del dominio computacional.
3. Se especifica el tipo de fluido (agua, aire, gasolina, etc.), junto con las propiedades del fluido (temperatura, densidad, viscosidad, etc.). La mayoría de las paqueterías CFD tiene integrada una base de datos con los fluidos de trabajo más comunes.
4. Se seleccionan los parámetros numéricos y los algoritmos de solución. Estos son específicos para cada paquetería CFD.
5. Los valores de primera aproximación para las variables de campo de flujo se especifican para cada celda. Éstas son condiciones iniciales, que podrían o ser correctas o no, pero son necesarias como punto de partida, para que el proceso de iteración pueda proceder. Para los cálculos de flujo estacionario, las condiciones iniciales deben ser correctas.
6. Al comenzar con los valores de primera aproximación, las formas discretizadas de las ecuaciones de transporte y de conservación se resuelven por iteración, por lo general, en el centro de cada celda. Si la ecuación de transporte que representa el transporte de cantidad de movimiento lineal en el dominio computacional, se trasladaran todos los términos de la ecuación a un lado para obtener cero del otro lado de la ecuación, entonces la solución numérica sería "exacta" cuando la suma de todos estos términos, llamada el residuo, se volvería cero para cada celda del dominio. Sin embargo, esta suma nunca es igual a cero, pero es de esperar que disminuya conforme se efectúen las iteraciones. Un residuo puede considerarse como una medida de la desviación de una solución numérica para determinada ecuación de conservación o transporte respecto a la solución exacta, y se tiene que monitorear el residuo promedio relacionado con cada ecuación de conservación o transporte para ayudar a determinar cuándo converge la solución. A

veces se necesitan cientos, o inclusive miles, de iteraciones para que converja la solución a una solución final, y los residuos pueden disminuir en varios órdenes de magnitud.

7. Cuando converge la solución, las variables de campo de flujo como la velocidad y la presión se trazan y analizan de manera gráfica. La mayoría de las paqueterías CFD cuenta con posprocesadores, diseñados para analizar el campo de flujo de manera gráfica y rápida así como generar animaciones del fenómeno que se analiza.
8. Las propiedades globales del campo de fluido, como la caída de presión y las propiedades integrales, como las fuerzas de sustentación y arrastre, así como los torques que actúan sobre un cuerpo, se calculan a partir de la solución que se obtiene por convergencia.

5.1.1 Mallado

El primer paso y probablemente el más importante para un correcto análisis CFD, es el de generar una malla que define las celdas en las que se calculan las variables de flujo para todo el dominio computacional.

Dentro de los tipos de mallado existen mallas estructuradas y no estructuradas. Las mallas de tipo estructurado constan de celdas planas con cuatro lados (2D), o celdas volumétricas con seis caras (3D). Aunque la forma rectangular de las celdas podría estar distorsionada, cada celda se numera de acuerdo con los índices (i,j,k) . Una malla no estructurada consta de celdas de varias formas, pero por lo común se emplean triángulos o cuadriláteros (2D) y tetraedros o hexaedros (3D). Un aspecto muy importante de las mallas estructuradas es que generan menos celdas que una malla no estructurada [13]. En las capas límite, donde las variables de flujo cambian con rapidez en la dirección normal a la pared y se requieren mallas de alta resolución en la cercanía de ésta, las mallas estructuradas permiten una resolución mucho más fina que las no estructuradas para el mismo número de celdas [13].

Ya sea que el mallado que se elija sea estructurado o no estructurado, la calidad de la malla es un factor imprescindible para obtener soluciones confiables en un análisis CFD [13]. En particular, debe tenerse siempre cuidado

que cada una de las celdas no esté muy sesgada porque esto puede crear dificultades e inexactitudes en convergencia en la solución numérica [13].

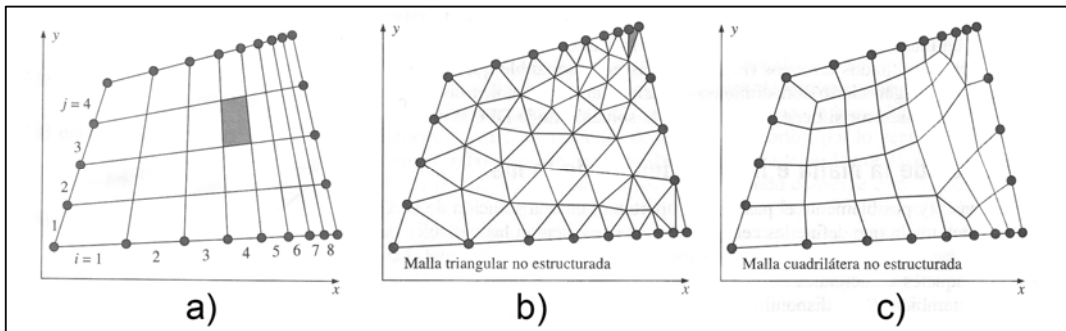


Fig. 33 Estructura 2D de mallado: (a) malla cuadrilátera estructurada; (b) malla triangular no estructurada; (c) malla cuadrilátera no estructurada [13].

El sesgo de una celda se define como la desviación respecto de la simetría. El tipo de sesgo más apropiado para celdas bidimensionales es el sesgo equiángulo definido como:

$$Q_{EAS} = \text{MÁX} \left(\frac{\theta_{\text{máx}} - \theta_{\text{igual}}}{180^\circ - \theta_{\text{igual}}}, \frac{\theta_{\text{igual}} - \theta_{\text{mín}}}{\theta_{\text{igual}}} \right) \quad (5.1.1)$$

Donde $\theta_{\text{mín}}$ y $\theta_{\text{máx}}$ son los ángulos mínimo y máximo (en grados) entre dos lados cualesquiera de la celda, y θ_{igual} es el ángulo entre dos lados de una celda equilátera ideal con el mismo número de lados. Para celdas triangulares $\theta_{\text{igual}}=60^\circ$ y para celdas cuadriláteras $\theta_{\text{igual}}=90^\circ$. Por definición, un triángulo equilátero tiene un sesgo cero. De la misma manera, un cuadrado o rectángulo tiene sesgo cero. Otros factores que afectan también a la calidad de malla son los cambios abruptos en el tamaño de celda y pueden conducir a dificultades numéricas o de convergencia.

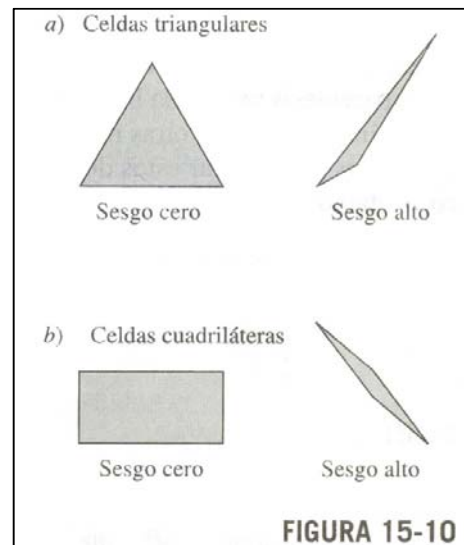


Fig. 34 Sesgo en celdas triangulares y cuadriláteras [13].

Por último, una malla híbrida es la que combina regiones o bloques de mallas estructuradas y no estructuradas. Con frecuencia se emplea una malla

híbrida para permitir alta resolución cerca de una pared sin necesitar alta resolución lejos de la pared.

5.2 Análisis de flujo estacionario

El término estacionario implica que no hay cambio en un punto con el tiempo [11]. Mediante este análisis se pueden determinar los coeficientes de pérdida de presión en los conductos que comunican al *plenum* con el puerto de entrada de cada cilindro. Este análisis permite al diseñador del MA, conocer la estructura general de las trayectorias del flujo a su paso a través del restrictor hasta el puerto de entrada a las válvulas de admisión. La condición de frontera de dicho análisis es presión constante.

Con frecuencia, los flujos de gases se pueden aproximar como incompresibles si los cambios de densidad se encuentran por debajo del 5 por ciento, lo cual suele ser el caso cuando $Ma < 0.3$. Por lo tanto, los efectos de la compresibilidad del aire se pueden despreciar a velocidad por debajo de alrededor de los 100 m/s [11].

$$Ma = \frac{V}{c} = \frac{V_{Flujo}}{V_{sonido}} \quad (5.2.1)$$

5.3 Análisis de flujo no estacionario

Este estudio se aplica en flujos en desarrollo [11]. Permite conocer el comportamiento del MA con condiciones de frontera que varían con el tiempo. Para un flujo no estacionario se especifica un paso más relacionado con el tiempo físico, en el cual se asignan condiciones iniciales apropiadas y se crea un ciclo de iteraciones para resolver las ecuaciones de conservación y transporte con el fin de simular cambios en el campo de flujo en este breve lapso. Puesto que los intervalos entre los instantes de tiempo son cortos, por lo general se necesita un número relativamente pequeño de iteraciones (del orden de las decenas) para cada paso relacionado con el tiempo físico. Cuando converge este “ciclo interno”, el programa va al siguiente valor de tiempo [11].

CAPÍTULO 6 METODOLOGÍA DE DISEÑO

Para lograr el óptimo desempeño de un motor de combustión interna (CI), es necesario enfocar nuestra atención en el diseño del MA. Como se menciona en el capítulo anterior, el trabajo principal del sistema es la de distribuir una cantidad idéntica de aire a cada cilindro del motor. Una distribución que no es idéntica provoca que la eficiencia volumétrica de cada cilindro sea distinta entre cada uno, pérdida de potencia así como incremento en el consumo de combustible [9].

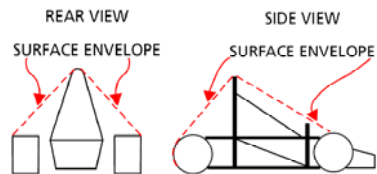
El recurrir a una geometría simétrica en el diseño del MA, es un factor que ayuda y simplifica la labor de diseño [9], siempre y cuando la disposición y espacio lo permitan. La geometría del MA tiene una gran influencia sobre la eficiencia volumétrica del motor CI [10].

6.1 Restricciones de diseño

En el diseño del MA se tuvieron que considerar las limitantes o restricciones de diseño, mismas que se publican en el reglamento de la F-SAE 2010, con el objetivo de regular aspectos de seguridad y controlar el correcto desarrollo durante los eventos de la competencia mediante inspecciones técnicas y de seguridad. Básicamente para el diseño del MA el reglamento indica la cilindrada máxima que puede tener un vehículo F-SAE así como cuestiones de *packaging* para el sistema. A continuación, se enlistan los puntos sintetizados del reglamento, que el MA debe que cumplir:

1.- La potencia para propulsar al vehículo debe provenir de un motor(es) CI de tipo recíprocante, de 4 ciclos y con un desplazamiento por ciclo no mayor a los 610CC.

2.- Todos los componentes del sistema de admisión de aire y combustible deben colocarse de tal forma que no rebasen los planos imaginarios que describen el soporte de protección para volcaduras y las cuatro llantas, tal como lo muestra la siguiente figura:



3.- El sistema de admisión de aire debe contar con un restrictor circular de flujo, colocado entre la compuerta de admisión y el motor. Todo flujo hacia el motor debe pasar por tal componente y debe tener un diámetro de 20.0 mm para autos con combustible convencional y de 19.0 mm para combustible E-85.

4.- El uso de turbocargador o supercargador es permitido siempre y cuando la adaptación haya sido diseñada para el motor, y no por el contrario, sea un motor que cuente originalmente con alimentación forzada desde fábrica.

5.- El MA debe fijarse al motor o a las cabezas de los cilindros de forma segura mediante el uso de sujeciones mecánicas como tornillos y tuercas.

6.2 Selección de componentes y configuración

6.2.1 Motor

Este trabajo no pretendió ahondar en la selección del motor CI, por el contrario dicho componente fue elegido por el equipo de ingeniería con consentimiento del Ing. David Abraham Barrera García, tomando en consideración en primer lugar la experiencia de otros equipos, en segundo lugar el costo y por último la disponibilidad de refacciones en el mercado. Fue

así como se obtuvo un motor de una motocicleta deportiva marca Yamaha YZFR6 modelo 2008, con las siguientes especificaciones:

Tabla 2: Especificaciones del motor Yamaha YZFR6 2008.

Tipo	Cuatro tiempos, enfriado por líquido, DOHC
Número de cilindros	4
Diámetro del cilindro	67.0 mm
Carrera del pistón	42.5 mm
Desplazamiento	599 cm ³
Relación de compresión	13.1:1
Velocidad ralenti	1300 ± 50 RPM
Encendido	eléctrico

6.2.2 Método de admisión

Tal como se menciona anteriormente el tipo de admisión está a elección libre del equipo y puede ser natural o forzada. Para la segunda se debe diseñar la aplicación, es decir, se deberá acoplar el turbocargador o supercargador a un motor que originalmente no contaba con dicho componente de fábrica. La decisión sobre qué tipo de alimentación utilizar se basó en una matriz de decisión que permitiera identificar la configuración que se acopla mejor a los objetivos y capacidades del equipo. La evaluación se realizó con una escala del 1 al 10, siendo 10 el puntaje que satisface de mejor forma el objetivo y 1 para la configuración que satisface en menor forma a cada uno de los principales aspectos o características de interés. Una vez asignada la calificación de evaluación, se multiplicó por un factor de ponderación del 1 al 5, siendo 5 el nivel de mayor interés.

Tabla 3: Tabla de decisión del método de aspiración.

Aspecto o característica	FP	Natural	Turbocargador	Supercargador
Eficiencia Volumétrica	4	7	9	10
Provee una conducción predecible	5	10	8	9
Menor peso	3	10	8	7
Costo de mantenimiento bajo	2	10	8	9
Aportación de potencia	5	6	9	10
Facilidad de calibración	1	10	7	9
Rendimiento de combustible	5	10	8	7
Bajo costo de implementación	4	10	5	4
Adecuado para equipos novatos	3	10	8	9
Total (normalizado)		1.14	1	1.03

Como se puede ver en la tabla anterior, el sistema de admisión natural posee características tales como simpleza y menor costo, frente a las opciones

con turbo o supercargador, al igual se provee un bajo costo de mantenimiento puesto que el desgaste de las piezas del múltiple y del motor es menor. Con una alimentación forzada se tiene que contemplar que los pistones originales de la motocicleta deben que ser reemplazados por unos que resistan presiones de trabajo superiores a las que estaría diseñada desde fábrica y por otro lado se debe considerar que un sistema con admisión forzada requiere una disipación mayor de calor y así poder mantener el motor trabajando en condiciones óptimas. Cuando se implementa un turbo o supercargador se puede incrementar el peso del vehículo entre 30 y 40 kilogramos, no obstante se aumenta la potencia del motor entre 20 y 30 kW gracias a que entra una mayor cantidad de aire al cilindro por cada ciclo de trabajo [2]. En lo que se refiere a la conducción, el uso de un turbocargador plantea un problema en particular puesto que requiere que el piloto sea más experimentado ya que puede perder el control del vehículo con mayor facilidad cuando conduce sobre una pista con muchas curvas, lo ideal es que el motor responda de una forma suave y progresiva [16]. La maniobrabilidad y aceleración son factores más importantes, en el Autocross, que la capacidad de desarrollar una alta velocidad. En competencia la velocidad máxima permitida a los equipos es de 100 km/h [1]. Por último, un estudio comparativo [12] muestra que en la competencia FSAE 2007, únicamente once equipos de noventa y tres en total, contaban con turbocargador y solo un equipo de ese grupo logró finalizar entre los diez primeros lugares de la competencia.

Con base en los argumentos planteados en el párrafo anterior, fue que se tomó la decisión de adoptar un tipo de admisión natural para cubrir con los objetivos de diseño del vehículo y descartar las complicaciones en las que se puede caer al tratar de acoplar un sistema de admisión forzada ya que como se muestra en el estudio comparativo, no garantiza una ventaja competitiva determinante sobre los otros equipos; por el contrario un vehículo cuya confiabilidad sea elevada con base en su desempeño y una etapa de pruebas previo a la competencia, tendrá mayores probabilidades de finalizar la carrera y de ganar.

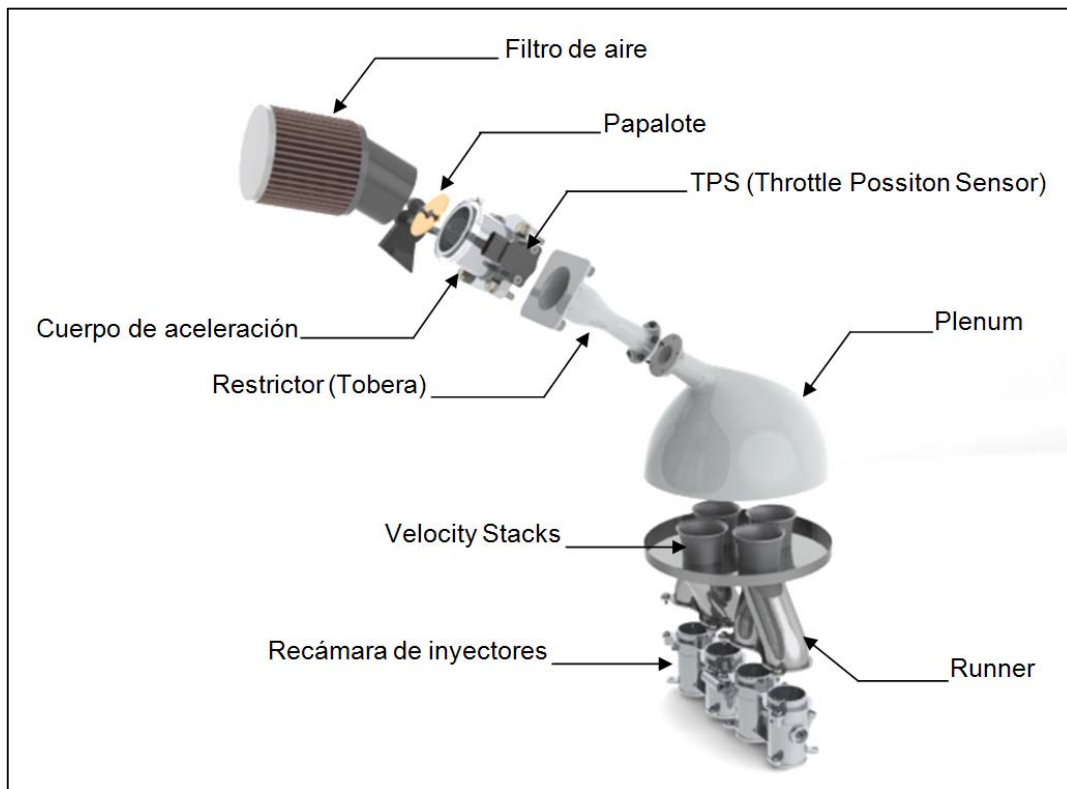


Fig.35 Componentes del MA.

6.2.3 Tobera

Dentro de todos los componentes que conforman el sistema de MA, sin lugar a duda, el restrictor fue el componente que se debe abordar con especial atención en cuanto a su diseño y análisis por ser el lugar en donde el flujo puede alcanzar velocidades por encima del sonido. El diseño del restrictor de flujo es semejante al de una tobera convergente-divergente, que como ya se mencionó en el capítulo 4, dependiendo de la relación de presión a la entrada y salida, se pueden presentar fenómenos como ondas de choque que limiten el flujo máximo de aire que puede pasar a través de la garganta.

Para la etapa de diseño conceptual, se realizaron diez configuraciones geométricas preliminares con base en los estudios previos [6] sobre difusores. No obstante, se incorporaron a dichos casos parámetros geométricos de personal interés como el efecto sobre el flujo en la reducción de la distancia boca-garganta (C), el uso de una tobera divergente tipo spline y diámetro de boca (A).

Para diseño de la tobera, se evaluaron los siguientes casos, modificando los parámetros geométricos de acuerdo a la siguiente tabla:

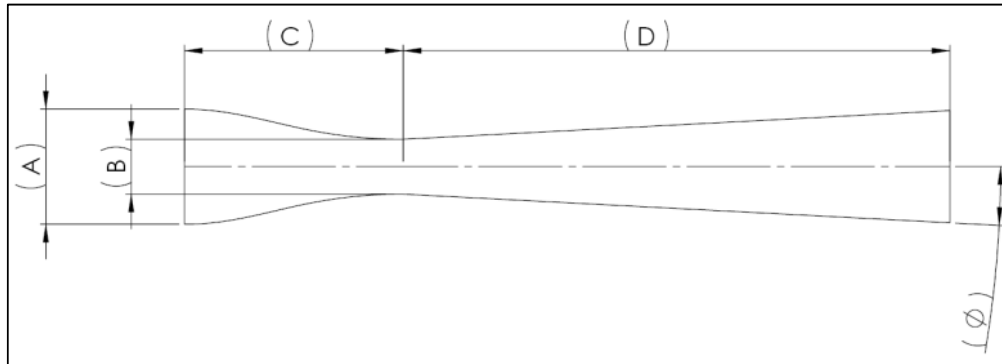


Fig.36 Diagrama de la tobera.

Tabla 4: Descripción geométrica de los casos evaluados.

Caso	Geom. entrada	(A) mm	(B)* mm	(C) mm	(D) mm	(Φ) °
1	recta	52	20	80	200	3
2	spline	52	20	80	200	3
3	spline	52	20	80	200	5
4	spline	52	20	80	200	7
5	spline	52	20	60	200	3
6	spline	52	20	40	200	3
7	spline	52	20	80	200	spline
8	spline	42	20	80	200	3
9	spline	42	20	50	250	3
10	spline	42	20	50	250	Spline

* Parámetro restringido por reglamento.

El tipo de entrada spline es como la que se muestra en la Fig. 36, ambos extremos de la curva son tangentes a la horizontal. Para los casos 5 y 6, la distancia (C) se modificó como parte de la experimentación, con el objetivo de saber si la reducción de la distancia boca-garganta aportaba un beneficio al desempeño y de esta forma poder aplicar tal información en el diseño final, más adelante se presentan las conclusiones respectivas tal parámetro establecido de forma preliminar. La distancia (D) se fijó tomando en cuenta el espacio máximo disponible para tobera dentro del ensamble del MA. Para todos los casos se simuló una presión de entrada absoluta de 0.9 atm y una presión de salida de 0.7369 atm. Cada problema se modeló como un caso 2D axi-simétrico con mallado estructurado de 69,102 celdas cuadriláteras, estado

estable y los valores de las propiedades del aire fueron tomadas de la tabla 5 [17].

Tabla 5: Propiedades aire a 300K, Flujo compresible.

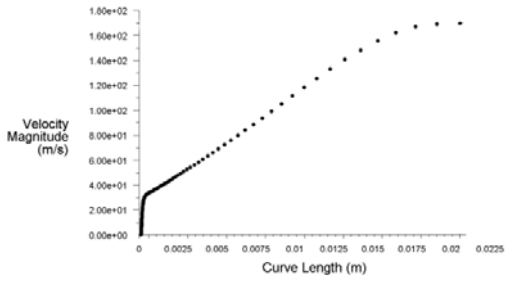
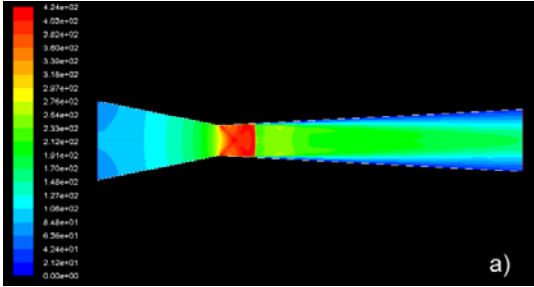
Temperatura entrada [K]	Densidad	Cp [J/kg-K]	Conduc. Term. [W/m-K]	Viscosidad [kg/m-s]	Peso molecular [kg/kgmol]
300	(Gas-ideal)	1006.43	0.0242	1.7894e-05	28.966

El flujo másico de aire a la salida fue el criterio utilizado para evaluar la convergencia de los resultados. En cada iteración se reportó el flujo de salida de aire, y una vez que la fluctuación de dicho flujo se redujo a un nivel de diferencia con respecto al flujo de entrada de 0.05 kg de aire, se determinó que la corrida había concluido. El flujo reportó ser estable aproximadamente a 2,500 iteraciones pero se estandarizó a 3,000 iteraciones para todos los casos con el fin de garantizar su confiabilidad.

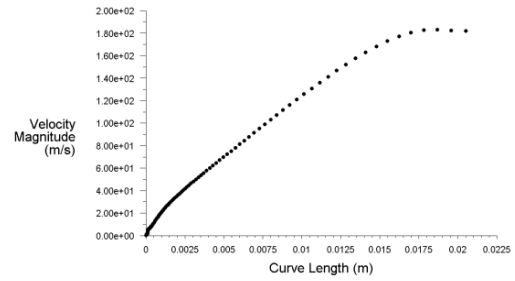
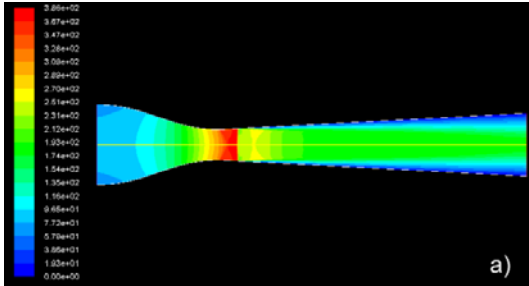
Se probaron dos configuraciones distintas con varios sub-casos respectivamente. La primera configuración tiene una región de entrada de 52 mm y la segunda de 42 mm dado que son las medidas de dos tipos de cuerpos de aceleración comerciales que podrían emplearse. En la primera configuración se varió el ángulo de salida Φ y la distancia de entrada a garganta (C), con el objetivo de observar trayectorias de flujo, zonas de flujo adverso, ondas de choque y posibles bloqueos de flujo, entre otros aspectos. La importancia de analizar el comportamiento del flujo a través del venturi radica en que es la zona en donde el flujo de aire alcanza su mayor velocidad del orden subsónico a sónico. El análisis de esta información permitió elegir la geometría que provoca la menor pérdida de carga posible en el diseño del venturi.

A continuación se muestran los resultados gráficos: Fig. 37, vectores de velocidad [ms^{-1}] con su respectivo gráfico de velocidad de flujo monitoreado en la salida del difusor. Por ser un estudio axi-simétrico, el eje de las abscisas representa la longitud medida de la pared al eje de simetría de la tobera.

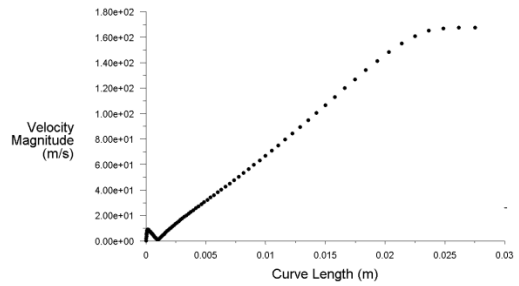
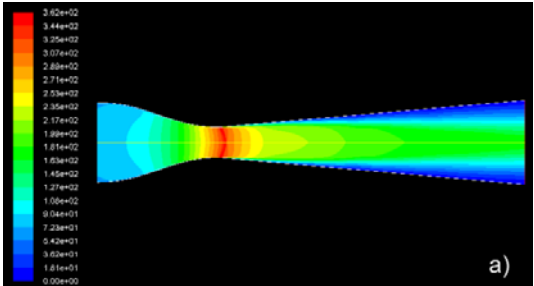
• CASO 1



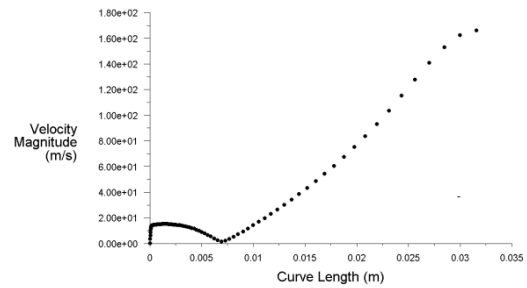
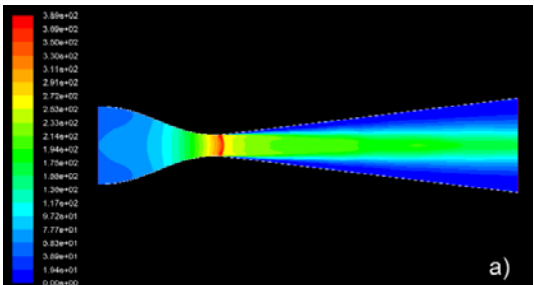
• CASO 2



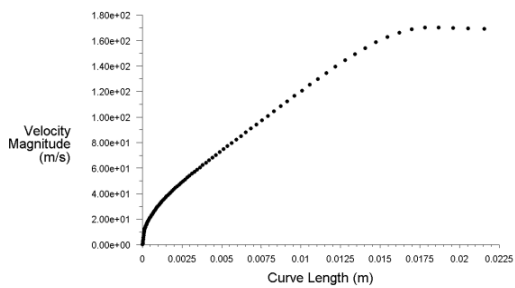
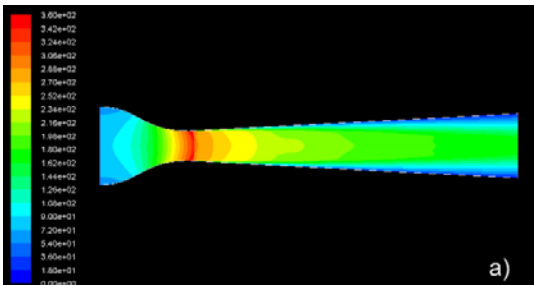
• CASO 3



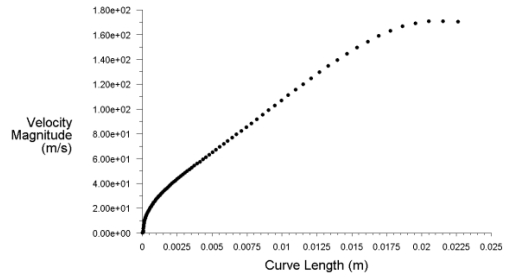
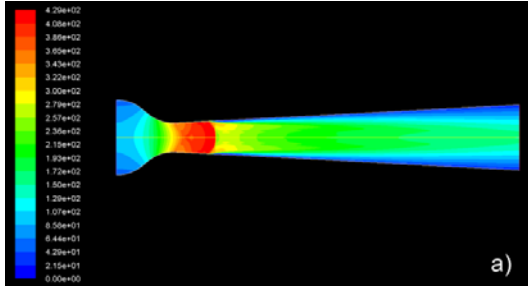
• CASO 4



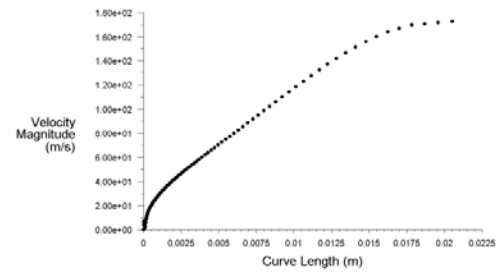
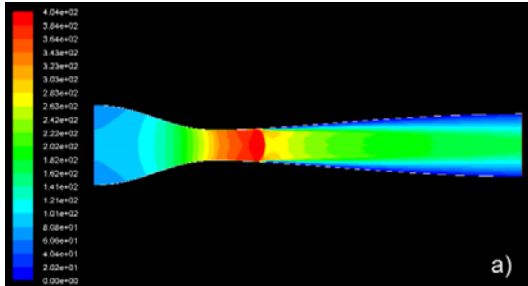
• CASO 5



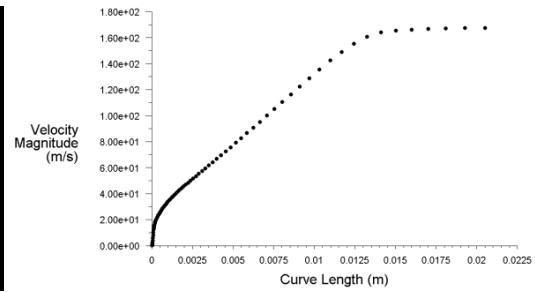
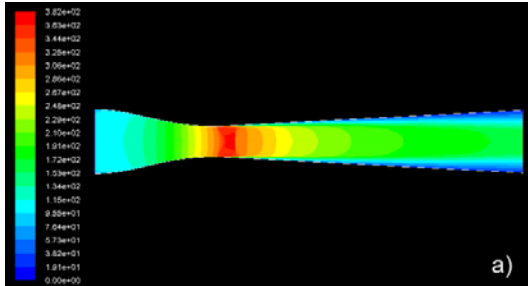
• CASO 6



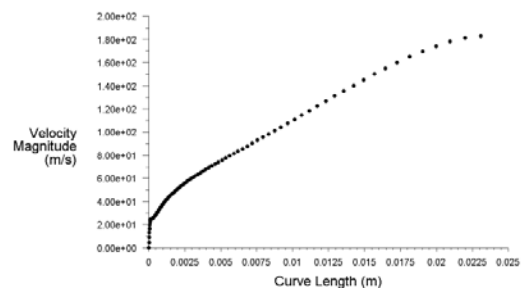
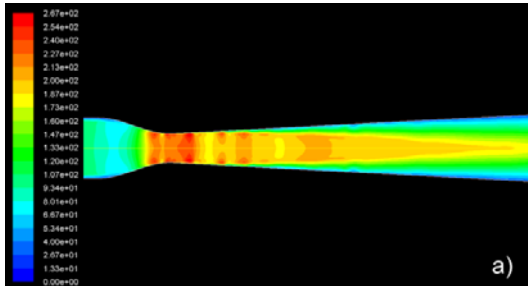
• CASO 7



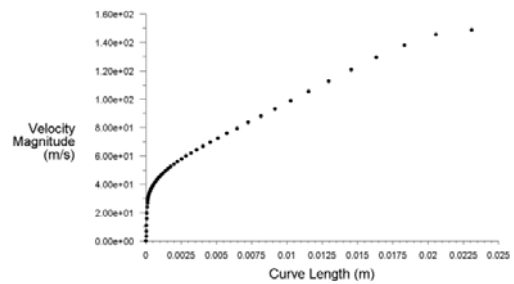
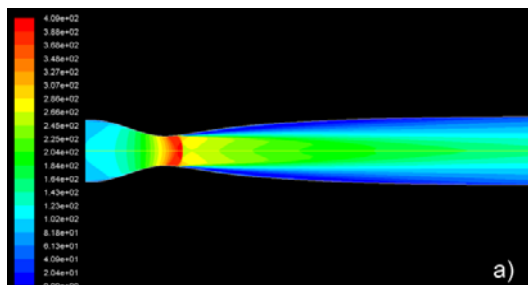
• CASO 8



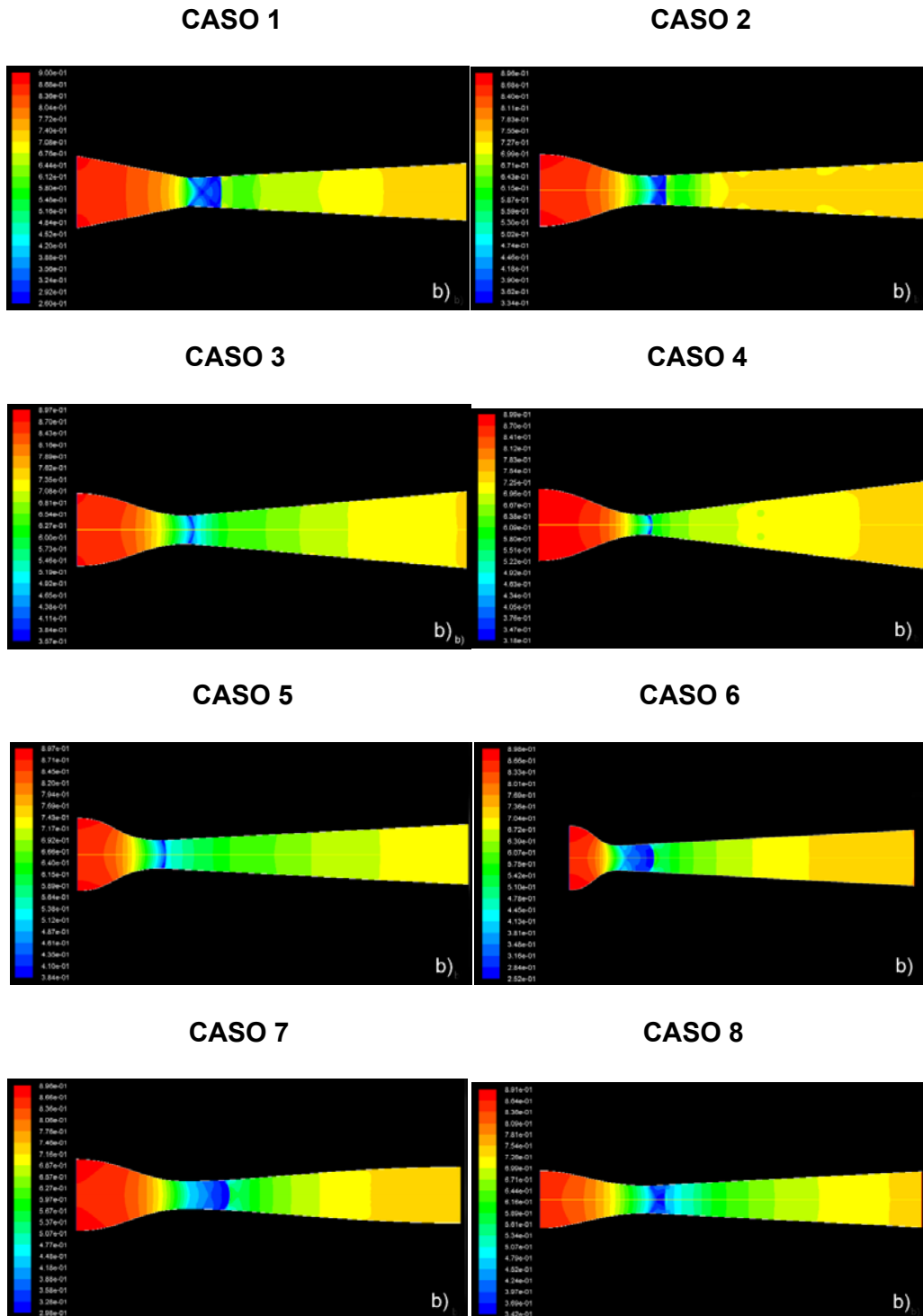
• CASO 9



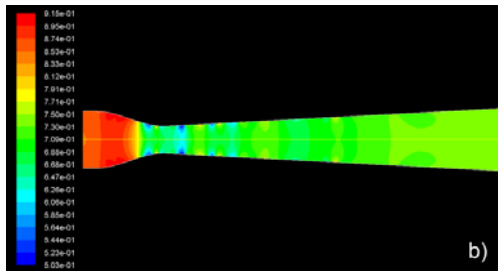
• CASO 10



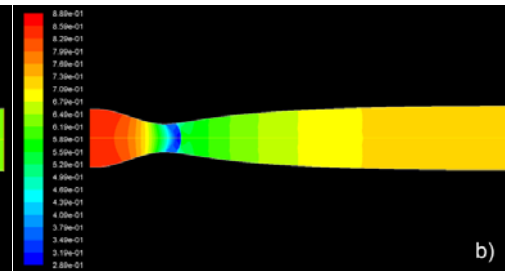
El siguiente grupo de figuras, Fig.38, muestra el contorno de presiones al interior de la tobera. Recordemos que las condiciones de frontera a la entrada y salida son 0.9 atm y 0.7369 respectivamente, con lo cual se crea una relación de presión igual a 1.22. Tal relación de presión provoca que el aire presente una velocidad de flujo supersónica [17].



CASO 9



CASO 10



6.2.4 Plenum

El *plenum* funciona como un depósito en donde se almacena una masa de aire, y la presión al interior fluctúa dependiendo del régimen del motor. Entre otras funciones el *plenum* actúa como un atenuador de ondas, provocadas por los gases que salen a través de las válvulas de admisión de cada cilindro, y que pueden tener velocidades cercanas a la velocidad del sonido [7]. De esta forma se trata de impedir que las ondas de presión no causen un flujo adverso en los conductos o *runners* adyacentes [7]. Este efecto es indeseable ya que provoca que los gases se dirijan en sentido opuesto al que deberían, con dirección a la cabeza del motor. Por lo tanto, se produce una reducción de la eficiencia volumétrica del motor debido a que la masa atrapada en el interior del cilindro es menor [7].

El volumen del *plenum* es un factor que altera el desempeño de un motor CI [L.J. Hamilton y J.E. Lee]. Cuando un motor CI de 600CC tiene un *plenum* 8 veces mayor que su desplazamiento, es decir 4.8 L, la eficiencia volumétrica se incrementa hasta en un 14.5% [8]. Así mismo, con un *plenum* de 6.0 L la potencia y torque desarrollado por un motor CI con aspiración natural y con un restrictor de 20mm, puede llegar a ser de 53 kW a 9,500 RPM y una máxima de 63 kW a 12,000 RPM [8].

Los tres tipos distintos en la que se puede clasificar la geometría del *plenum* son: cónico central, extruido con toma superior y con toma lateral, principalmente [5]. Con base en las dimensiones disponibles para colocarlo dentro del vehículo, se decidió adoptar una geometría central cónica como primer fase en el diseño del MA, ya que es la geometría que presenta mejor

distribución de flujo cilindro a cilindro [6]. Así mismo, es la configuración que emite menores emisiones de ruido como sistema de admisión [5]. Tal aspecto es deseable ya que las emisiones de ruido del vehículo por reglamento deberán ser menores a 110dBA [1].

Una vez seleccionado el tipo de geometría, cónico central, se aproximó la forma geométrica que podría tener el MA para ubicarse en el espacio designado, tomando en cuenta factores como ensamble de componentes propios del sistema y periféricos, restricciones de reglamento y viabilidad de manufactura. El volumen máximo del *plenum* se estableció, con base en datos experimentales [8], a un valor no mayor de 3.5 litros. Posteriormente, para realizar el análisis CFD se generó el sólido 3D del modelo virtual para generar una malla de 244,062 celdas tetraédricas.

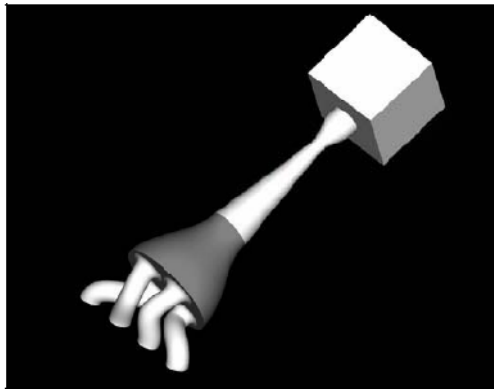


Fig.39 Múltiple de admisión con geometría cónica [5].

Los valores de frontera asignados para la simulación fueron: presión absoluta a la salida igual a 0.6 atm [7], 300 K temperatura de entrada, presión absoluta a la entrada de 0.9 atm y factor de rugosidad de la pared igual a 0.5 [17]. Al igual que en la simulación del restrictor, las propiedades del aire fueron tomadas de la tabla 5.

Tabla 6: Configuración geométrica del MA Beta.

Volumen Plenum [L]	Volumen Total [L]	Longitud Runners [mm]	Longitud vénturi [mm]	Diámetro entrada [mm]	Diámetro salida [mm]
3.64	3.84	114	280	42	42

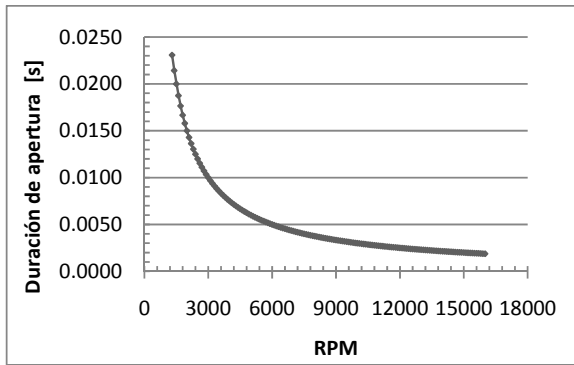


Fig.40 Curva de velocidad del motor VS Duración de apertura de la válvula de admisión.

De la misma forma en la que se evaluaron los casos del difusor, la simulación anterior se consideró como un problema en estado permanente puesto que los periodos de admisión de las válvulas de admisión decrecen conforme al incremento de la velocidad del motor, desde 0.023s a 0.002s, de acuerdo con la Fig.40. Por ejemplo, a 6,000 RPM en 1s el motor aspira 200 veces aire para llenar las cámaras de combustión.

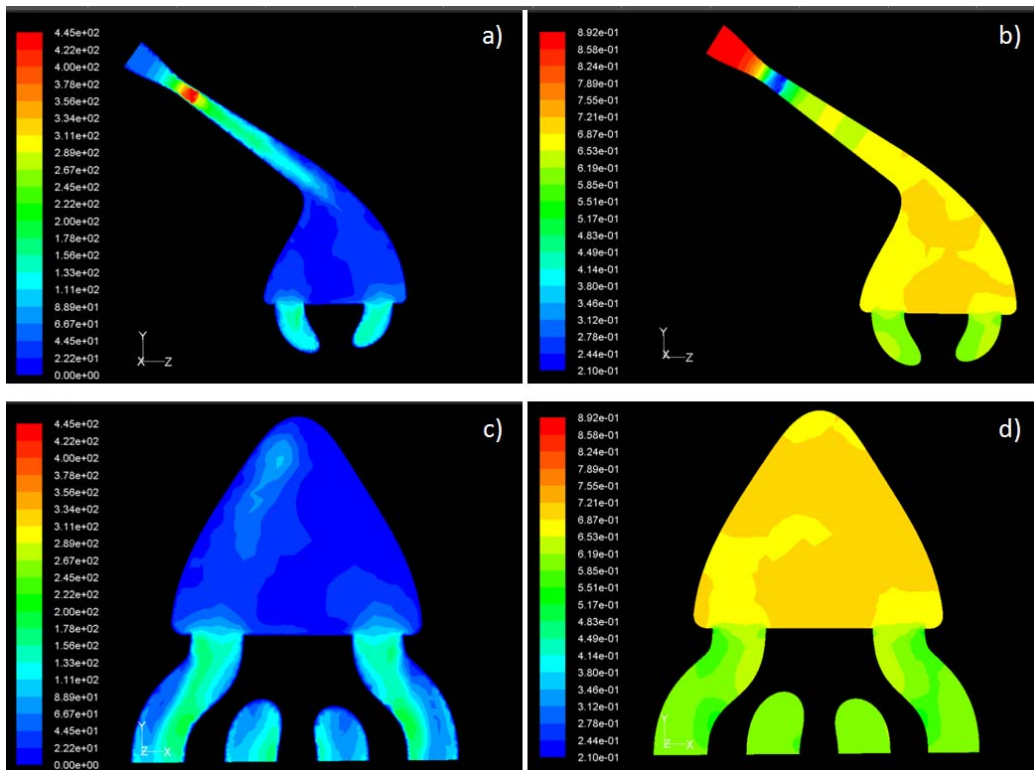


Fig. 41 Múltiple de admisión Beta: a) Velocidad de flujo [ms^{-1}] corte longitudinal del MA. b) Presión absoluta [atm] corte longitudinal del MA. c) Velocidad de flujo [ms^{-1}] en *plenum*, corte transversal. d) Presión absoluta [atm] en *plenum*, corte transversal. El corte transversal para la figura c) y d) se ubica en el plano medio de los *runner's* 1 y 4.

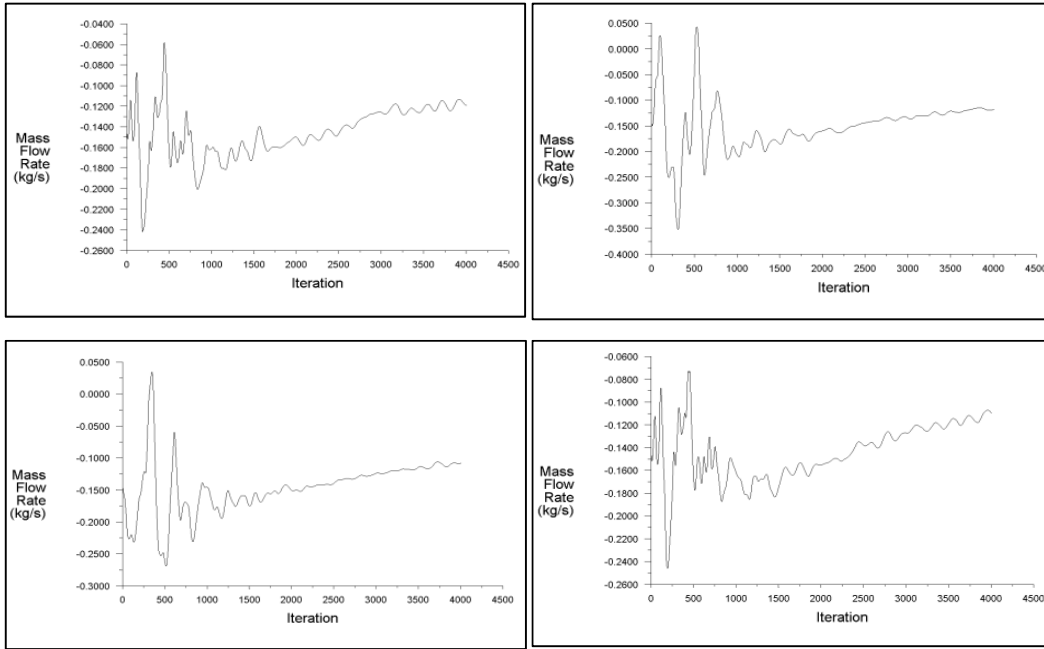


Fig. 42 Curvas de convergencia del flujo másico a la salida [kg s^{-1}] del MA Beta. a) Monitor del cilindro 1. b) Monitor del cilindro 2. c) Monitor del cilindro 3. d) Monitor del cilindro 4.

6.3 Análisis de Resultados

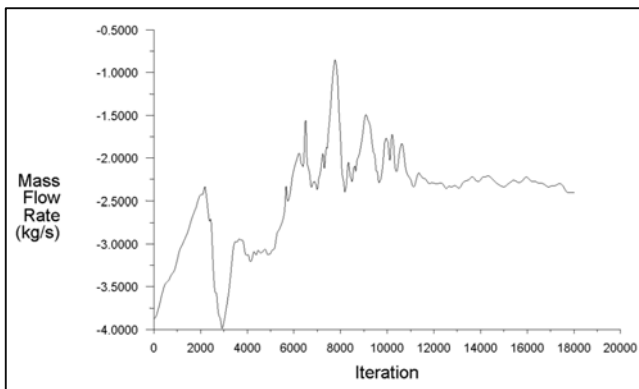


Fig. 43 Historial de convergencia del CASO 9. Flujo de aire a la salida [kg/s]

Los resultados obtenidos en el análisis del flujo de aire al interior de la tobera, muestra que se cumple con la condición de no deslizamiento del flujo en la pared, como se corrobora en la Fig. 37. Cada uno de los perfiles para los diez casos evaluados, presenta una velocidad cero en las partículas que se encuentran en contacto con la pared, y conforme se alejan de la pared, su velocidad aumenta.

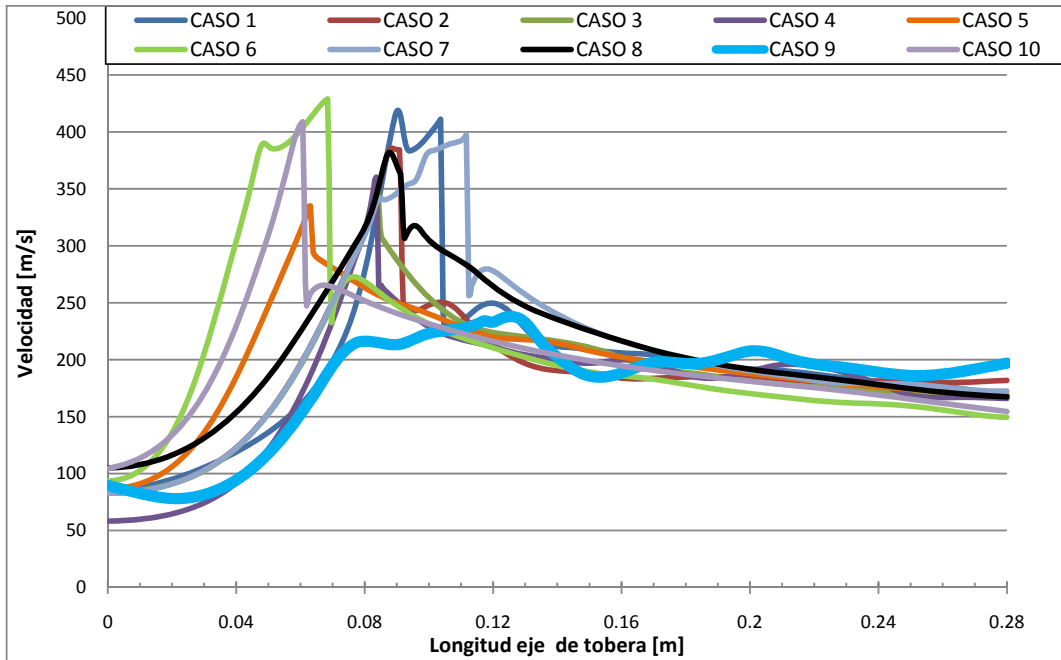


Fig. 44. Curvas de Velocidad de Flujo [ms^{-1}] Vs Longitud de tobera [m] para cada

En los casos 3 y 4, con un semi-ángulo de salida a 5° y 7° respectivamente, se observa que a la salida hay presencia de una capa de flujo adverso, la cual produce una recirculación del flujo en sentido opuesto. Esto quiere decir que el incremento del semi-ángulo del difusor no aporta un beneficio al desempeño de la tobera, por el contrario, genera ondas de choque oblicuas con velocidades de flujo del orden de 389 ms^{-1} . Por tal motivo ambas configuraciones fueron desechadas de la geometría final.

Las geometrías del caso 1 y 6, son los casos que presentan la mayor caída de presión provocada por la onda de choque. También son las geometrías que provocan la mayor velocidad de flujo, 429 y 409 ms^{-1} respectivamente, lo cual hace pensar que los efectos de bloqueo de flujo son los más críticos dentro de todos los casos. Por tal motivo, fueron desechados de la geometría final.

Los casos 7 y 10 fueron los únicos que tienen una geometría formado por una curva tipo spline a la salida. Ambos casos presentaron una región de flujo adverso con recirculación que disminuía conforme se alejaba de la garganta hasta hacerse cero. Tal efecto reduce el área crítica de flujo y por lo tanto fue desechada la propuesta.

Los casos 2 y 8 son en esencia muy parecidos, ambos tienen un difusor con un semi-ángulo de 3° y una entrada tipo spline. Lo único que los hace distintos es el diámetro de la boca. El primero se diseñó con una boca para un filtro de 52 mm de diámetro y el segundo para un diámetro de 42 mm. El flujo se comporta de una forma muy parecida para ambos casos, como se muestra en las Fig. 44, 45 y 46; casi se encuentran una curva sobre otra. El único aspecto que pesaría para decidir qué configuración usar, se reduciría básicamente a la altura del filtro para cada caso. Por tal motivo, la geometría tipo 8 sería la elegida puesto que el filtro es más corto y su precio es menor.

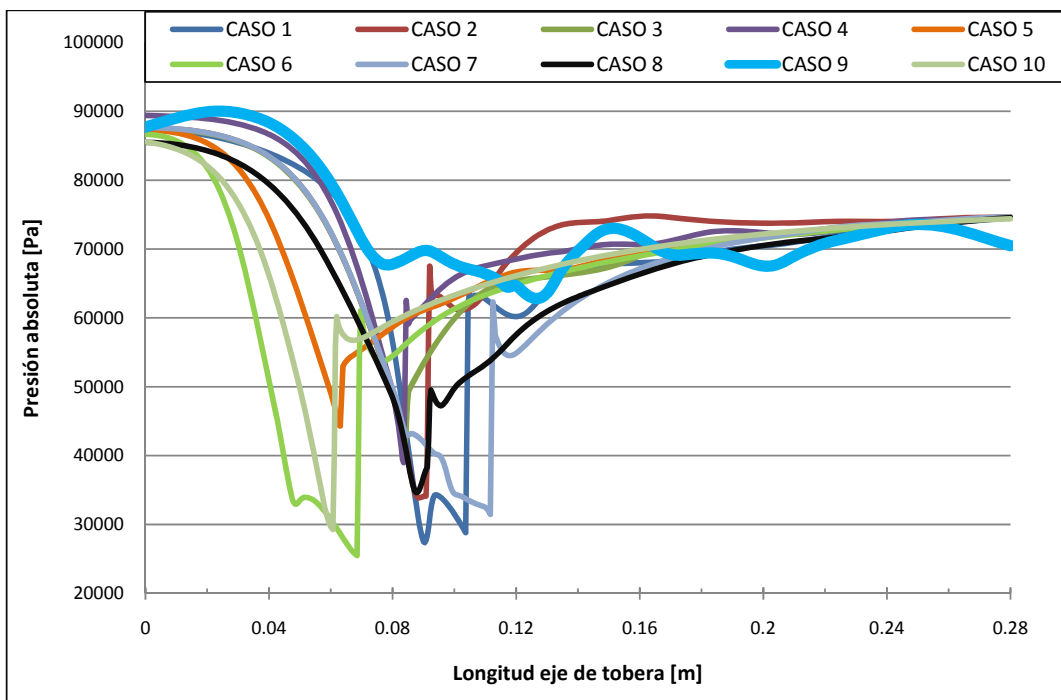


Fig. 45. Curvas de Presión absoluta [Pa] Vs Longitud de tobera [m] para cada caso.

En general, casi todos los casos muestran un flujo supersónico ya sea en la garganta o posterior a este punto. Probablemente, en los casos en donde el flujo alcanza niveles superiores a Mach igual a 1, sea porque la garganta o sección convergente-divergente puede acelerar suavemente un flujo subsónico hasta hacerlo supersónico, como se mencionó anteriormente. Por otra parte, es apreciable el cambio brusco de la velocidad del flujo que ocurre al atravesar la onda de choque.

El único caso cuyo flujo es subsónico en todo el trayecto, desde la boca hasta la salida del difusor, es el caso 9. Dicho caso muestra un comportamiento ideal para la geometría final de la tobera. Se podría prestar a que se está incurriendo en un error a la hora de resolver por CFD el caso 9. La Fig. 43 muestra que las 18,000 iteraciones son suficientes para considerar que existe una convergencia numérica en el análisis CFD.

De esta forma se concluye que para el diseño del conjunto tobera-garganta-difusor, los parámetros geométricos del caso 9 son los óptimos ya que el número de Match del flujo se encuentra en un rango subsónico, lo que permite suponer que el flujo no se ha bloqueado permitiendo de esta forma admitir una mayor cantidad de aire por segundo, comparada con las otras geometrías evaluadas.

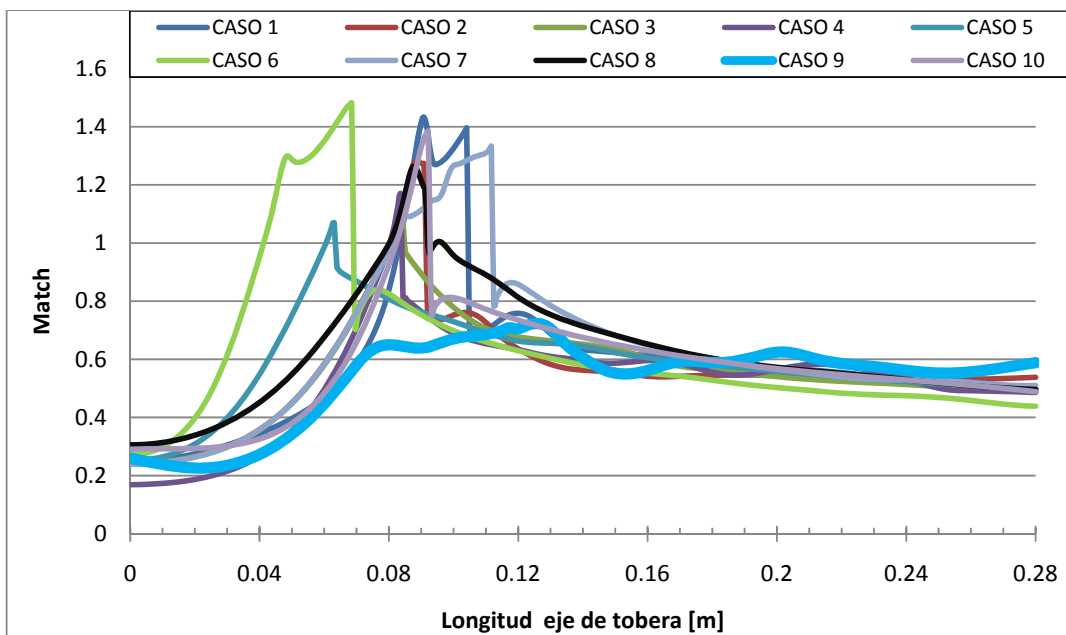


Fig. 46. Número de Match a lo largo de la tobera para cada caso.

El perfil de flujo en los *runners* en la configuración Beta, presenta ciertos problemas como se muestra en la Fig. 41 (c). Los radios de curvatura de los ductos afecta a la velocidad que alcanza el flujo. Se puede observar que el aire “busca” la forma más fácil para atravesar desde el *plenum* hasta la entrada de la cámara de combustión. Por tal motivo, se decidió rediseñar los *runners*, adoptando una geometría lo más recta posible para generar la menor pérdida de velocidad del flujo en tal zona.

De la Fig. 42, los historiales de convergencia del flujo a la salida en cada *runner*, muestran que en la geometría del *plenum* tipo cónica, el flujo se comporta de una forma homogénea, con variaciones de 0.05 kgs^{-1} . Esto permite suponer que la presión y la cantidad de aire que llega a cada cilindro son muy parecidas entre sí. No obstante, las evaluaciones de reales son necesarias para corroborar dicho comportamiento.

CAPÍTULO 7

CONCLUSIONES GENERALES

En el diseño del MA se incorporaron conocimientos de varias ramas de la ingeniería para poder atacar el problema desde distintos puntos de vista y así poder llegar al prototipo final, partiendo de una idea o concepto, encausado por conocimientos previamente adquiridos.

Los fenómenos químicos y físicos que ocurren en un sistema de tal naturaleza, requirieron que el trabajo de investigación abarcara el funcionamiento de un motor CI. De tal forma, la elección del tipo de sistema de admisión así como la disposición de los elementos que conforman al MA, proveen una solución de bajo costo y buen desempeño como se menciona en el capítulo 6, en donde se hace ver que frente a las opciones de admisión forzada, el tipo de admisión natural con la geometría de *plenum* tipo cónica central, presenta una desviación estándar de flujo cilindro a cilindro igual a 0.013 kgs^{-1} , es decir, una variación de flujo entre los cilindros igual a 1.1%. Tal resultado, permite concluir que la cantidad de oxígeno que admite el motor se distribuye de forma homogénea a cada cilindro. Es un hecho, que uno de los factores que determina el consumo de combustible de un vehículo, es el tipo de admisión que se implementa. Las grandes empresas armadoras de vehículos invierten una importante cantidad de recursos para producir sistemas de admisión que permitan un menor consumo de combustible. En el caso específico de la categoría *F-SAE*, el diseño del MA afecta directamente en el consumo de combustible. Si comparamos un MA que incorpora en su diseño un estudio que identifica y propone elementos cuyo objetivo sea que el motor

“respire” de la forma más eficiente posible, entonces podemos concluir que su consumo de combustible será menor que aquel que se desarrolla sin conocer los fenómenos presentes y que sumados son un detrimento tanto para la potencia y el consumo de combustible.

El método con el que se eligió la geometría adoptada en el restrictor permitió evaluar distintos tipos y ángulos de salida en el diseño de la tobera divergente. El análisis de dicho componente fue de especial interés para este trabajo, ya que es el lugar en donde se presentan velocidades de flujo cercanas e incluso superiores a la velocidad del sonido. Tales velocidades, cercanas a $Ma=1$, provocan efectos indeseables como ondas de choque y estrangulamientos de flujo que restringen el área efectiva, o crítica, a través de la cual pasa aire hacia el motor. De esta forma, se eligió la geometría idónea para el diseño del restrictor, cuyos detalles están mostrados en la tabla 4.

El sistema de inyección es un sistema complejo que se debe comprender por su interacción con el MA, ya que de esta forma se pudo seleccionar y ubicar los sensores de forma correcta. Por ejemplo, el costo del sensor de presión varía de acuerdo a la escala de medición, si se conoce el rango de presiones que se generan en el interior del MA, se puede elegir con certeza un sensor adecuado para aplicación. Por otra parte, aspectos como el perfil de velocidades de flujo en la zona de entrada, toma un sentido físico tangible a la hora de elegir el cuerpo de aceleración, puesto que su tamaño afecta directamente la distancia que toma alcanzar la región de flujo totalmente desarrollado, entre otros factores. Otro aspecto interesante, es el significado que obtuvo la regla B.8.6.2, posteriormente a la investigación sobre sistemas de admisión, ya que la potencia de un motor puede ser incrementada tanto en el rango de bajas y altas RPM, mediante la manipulación de compuertas que permiten el paso o recirculación de aire dentro del MA, tal y como ocurre en el múltiple diseñado por Vauxhall [3].

Las herramientas utilizadas para el desarrollo del presente trabajo, son una prueba fiel de que los ingenieros debemos estar en continuo crecimiento y actualización para no ser rebasados por las tecnologías que día a día hacen de

nuestro ejercicio, una labor más competitiva y con retos más complejos. En el proceso de diseño y evaluación se recurrió al uso de métodos CAD y CAE, de los cuales, el análisis CFD planteó reto en particular a la hora de interpretar los datos y comprobar que tuvieran validez numérica y física.

En general, el diseño de un múltiple de admisión es un tema interesante que plantea el manejo de temas como mecánica de fluidos, química, termodinámica, selección de materiales y procesos de manufactura, entre otros. Como tal, este trabajo es una muestra del nivel de comprensión sobre un tema en específico que un alumno puede obtener mediante el involucramiento en temas de investigación y de ingeniería real, que retan las habilidades y conocimientos con el objetivo de dejar una memoria viva en la cual se apoyen futuras investigaciones y signifiquen a la vez una línea de especialización.

Los objetivos planteados al inicio se han logrado de forma satisfactoria como se muestra a lo largo de este trabajo y de acuerdo con la solución propuesta. Por otra parte, sigue en proceso la elaboración del plan de manufactura y la redacción del artículo para ser publicado en *SAE International*.

La aportación principal de esta tesis fue dejar una memoria del esfuerzo realizado en equipo para iniciar formalmente la participación en la categoría Fórmula SAE, y como tal, el diseño del múltiple de admisión aquí presentado, será aplicado en el prototipo F-SAE UNAM 2010.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [0] *SAE International*
<<http://students.sae.org/competitions/formulaseries/about.htm> >
[usada el 3 de mayo de 2009]
- [1] SAE International, *FSAE 2010 rules*, E.U.A, 2009.
- [2] Heywood B. John, *Internal Combustion Engine Fundamentals*, E.U.A, Mc. Graw Hill Inc., 1988.
- [3] Heisler Heinz, *Advanced engine technology*, 1st. Ed., Great Britain, Society of Automotive Engineers, 1995.
- [4] Bensler.H.P, *CFD Optimization of Powertrain Components*, SAE Technical Paper 964022, 1996.
- [5] Mark Claywell, Donald Horkheimer and Garret Stockburger, *Investigation of Intake Concepts for a Formula SAE Four- Cylinder Engine Using 1D/3D (Ricardo WAVE-VECTIS) Coupled Modeling Techniques*, University of Minnesota, USA, SAE Technical Paper 2006-01-3652, 2006.
- [6] Mark Claywell ans Donald Horkheimer, *Improvement of Intake Restrictor Performance for a Formula SAE Race Car through 1D & Coupled 1D/3D Analysis Methods*, University of Minnesota, USA, SAE Technical Paper 2006-01-3654, 2006.
- [7] J. Ling and L.T.Y. Tun, *CFD Analysis of Non-Symmetrical Intake Manifold for a Formula SAE Car*, School of Aerospace, USA, SAE Technical Paper 2006-01-1976, 2006.

- [8] L.J. Hamilton and J.E. Lee, *The Effects of Intake Plenum Volume on the Performance of a Small Normally Aspirated Restricted Engine*, US Naval Academy, USA, SAE Technical Paper 2008-01-3007, 2008.
- [9] M. Safari and M. Ghamari, *Intake Manifold Optimization by Using 3-D CFD Analysis*, Iran University of Science and Technology, USA, SAE Technical Paper 2003-32-0073, 2003.
- [10] Desmond E Winterbone & Richard J Pearson, *Design Techniques for Engine Manifolds*, professional engineering publishing 1999.
- [11] Yunus A. Çengel y John M. Cimbala, *Mecánica de Fluidos Fundamentos y Aplicaciones*, México, McGraw-Hill Interamericana, 2006.
- [12] Kristina Kitko, Mark Melasky, Perry Peterson, Tim Wranovix, *FSAE Intake/Exhaust System*, Vanderbilt University, USA, 2007.
- [13] Yunus A. Çengel, Michael A. Boles, *Termodinámica*, México, Mc Graw Hill, 2007.
- [14] How Stuff Works, <<http://auto.howstuffworks.com/fuel-injection.htm>>, [usada el 6 de diciembre de 2009]
- [15] Frank M. White, *Mecánica de fluidos*, España, Mc Graw Hill, 2004.
- [16] N. McDowell, J. T. Taylor and R. McCullough, *Experimental Optimisation of Manifold and Camshaft Geometries for a Restricted 600cc Four-Cylinder Four-Stroke Engine*, Queen's University Belfast, SAE Technical Paper 2006-32-0070 / 20066570, 2006.
- [17] FLUENT, <http://www.fluent.com/software/sf_mesh_and_tutorials/tutorial_nozzle.htm> [usada el 10 de noviembre de 2009]
- [18] Federal Aviation Administration, *Pilot's Handbook of Aeronautical Knowledge*, Oklahoma City, 2008. (5 de abril, 2010, <http://www.faa.gov>).