

2. MARCO TEÓRICO

2.1 Motores de Combustión Interna

Los motores de combustión interna dieron un impulso a la actividad humana desde los años 1860, cuando su uso comercial comenzó a popularizarse. La función de estos dispositivos es la de convertir energía **potencial** química del fluido de trabajo (una mezcla de aire-combustible) en trabajo mecánico por medio de un proceso de combustión controlada dentro del cilindro o cámara de combustión. Los primeros ejemplares comerciales eran voluminosos, costosos, altamente ineficientes y de baja potencia, con valores de rendimiento cercano al 5% y potencias de hasta 6 HP.

Un paso importante hacia los motores actuales fue el desarrollo del ciclo Otto, propuesto por Nicolaus A. Otto y Eugen Langen, cuyo primer prototipo se puso en marcha en el año 1876. Otto propuso un motor alternativo con cuatro carreras de pistón: admisión, compresión, expansión y escape; este prototipo lograba la misma potencia con mayor eficiencia que los motores de la época con menos de la mitad del peso y volumen. En la Figura 2.1 se ve un motor de ciclo Otto fabricado por *Otto Gas Engines Works* en el año 1909 en Filadelfia-EEUU. Según la revista *Gas*

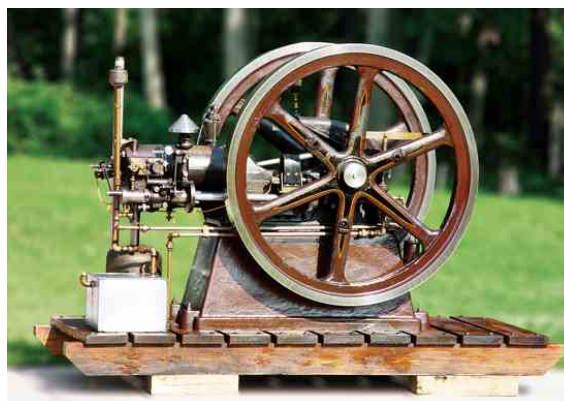


Figura 2.1. Motor 1909 5HP Otto Special Electric Lighting de Wayne Grenning
<https://www.gasenginemagazine.com/gas-engines/1909-5-hp-otto-special-electric/>

Engine Magazine^{1 2 3} este motor funcionaba directamente acoplado a una bomba *TRIPLEX* de agua, como parte de un sistema de irrigación de un club de campo de Delaware. Los motores han continuado su desarrollo desde entonces, mejorando materiales, combustibles y procesos de manufactura entre otros aspectos. En las últimas décadas se ha hecho foco en disminuir el consumo de combustible, nivel de ruido, costo de manufactura, tamaño y las emisiones de gases contaminantes y de efecto invernadero como las de CO_2 , CO y NO_x , entre otras.

El ciclo operativo de cuatro tiempos de Otto se puede expresar en términos de carreras del pistón (véase la Figura 2.2a), en la que se pueden identificar dos posiciones de interés: el punto muerto superior (PMS) y el punto muerto inferior (PMI). En el PMS se tiene el volumen mínimo atrapado del cilindro y el pistón está al final de la carrera, en el punto más alejado del eje del cigüeñal. El PMI es el punto en el que se tiene el volumen máximo del cilindro y el pistón está en el punto más cercano al eje del cigüeñal, como se ve en la Figura 2.2b. Las carreras de pistón del ciclo Otto son:

Carrera de admisión el pistón se mueve desde el PMS hasta el PMI con la válvula de admisión abierta y la de escape cerrada. Esto provoca que ingrese una masa de aire o aire-combustible al cilindro.

Carrera de compresión el pistón se mueve desde el PMI hacia el PMS con la válvula de admisión y escape cerradas. Esta reducción del volumen comprime y calienta los gases en el interior del cilindro. En una posición angular del ciclo denominada *avance de encendido* se enciende la mezcla y comienza la combustión.

Carrera de expansión la combustión produce un gran aumento de presión y temperatura en el cilindro, la carrera de expansión parte del PMS hacia el PMI, aprovechando la expansión en volumen de los productos de la combustión que producen trabajo sobre la cabeza del pistón.

¹<https://www.gasenginemagazine.com/gas-engines/1909-5-hp-otto-special-electric/>

²<https://www.youtube.com/watch?v=LPSWfg0Y3Hs>

³https://www.youtube.com/watch?v=0d0WZ0H56_U

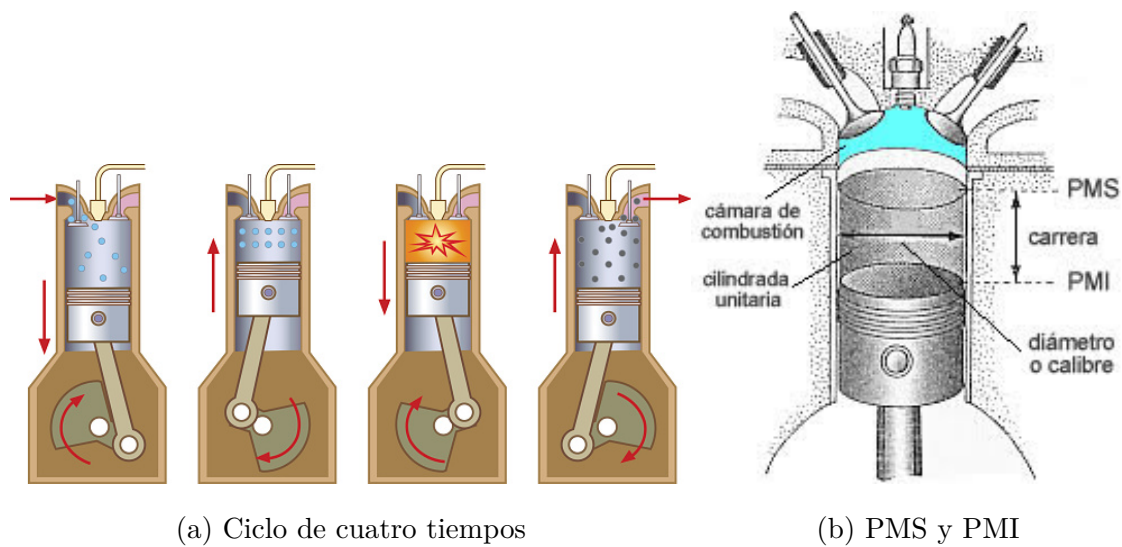


Figura 2.2. Ciclo de cuatro tiempos

Carrera de escape o barrido luego de la carrera de expansión, próximo al PMI se abre la válvula de escape y el movimiento del pistón hacia el PMS produce un barrido de los gases quemados, reiniciando el ciclo.

2.2 Motores Rotativos

Los motores rotativos son una variante al diseño de los motores alternativos. Su compacidad, balanceo y mayores velocidades de giro los vuelven más atractivos en aplicaciones en las cuales el volumen es restringido. La mayor velocidad de giro permite alcanzar mayores potencias, por lo que tienen una menor relación peso/potencia que motores recíprocos de potencia similar. El diseño rotativo más conocido es el Wankel, cuyo primer prototipo funcional se desarrolló cerca del año 1957. Existen otros desarrollos de este tipo de motores como el motor rotativo de pistón líquido, con un ciclo de combustión a volumen constante denominado HECH (N. Shkolnik y A. Shkolnik, 2008) y el objeto de este trabajo, el Motor Rotativo de Combustión a Volumen Constante (MRCVC).



Si bien estos motores son una alternativa interesante a los motores recíprocos, la geometría y aspectos constructivos implican la necesidad de introducir aceite en la cámara de combustión para lubricar las partes móviles. En la actualidad, los requisitos de niveles de emisiones ambientales de ciertos gases hacen estos motores

inviabiles para el uso comercial masivo, sin embargo la compacidad del motor los vuelve atractivos en aplicaciones militares como por ejemplo para vehículos aéreos no tripulados.

2.3 Parámetros Operativos e Indicadores de Rendimiento

Para poder comparar entre diferentes diseños de motores se deben conocer algunos parámetros operativos e indicadores de rendimiento. Algunas de las características más importantes de un motor son:

1. Potencia y torque
2. Rango de velocidades de operación
3. Consumo y costo de combustible
4. Costo inicial, de operación y de mantenimiento
5. Confiabilidad
6. Niveles de ruido y emisiones contaminantes

Estas características se pueden expresar de manera más genérica en función de la potencia, geometría u otros aspectos de un motor para obtener valores que se pueden comparar directamente entre motores. Por ejemplo, al cociente entre el trabajo entregado por ciclo y la cilindrada de un motor se lo conoce como presión media efectiva o *mep*, por sus siglas en inglés. Algunos parámetros operativos e indicadores se describen en los párrafos siguientes.

2.3.1 Volumen Desplazado

El volumen desplazado se define como la diferencia entre el volumen máximo (V_{max}) y mínimo (V_{min}) que ocupa la cámara de combustión.

$$V_d = V_{max} - V_{min} \quad (2.1)$$

2.3.2 Relación de Compresión

Se define como el cociente entre el volumen máximo y el volumen mínimo del ciclo:

$$r_c = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_d + V_{min}}{V_{min}} \quad (2.2)$$

Es uno de los parámetros más importantes de un motor ya que afecta a la presión máxima que se puede obtener en la cámara de combustión, la *performance*, la potencia entregada, los esfuerzos mecánicos y el rendimiento del motor.

2.3.3 Trabajo Indicado por Ciclo

El trabajo entregado por el gas dentro del cilindro al pistón por cada ciclo de operación se denomina trabajo indicado por ciclo y se obtiene al integrar la presión en función del volumen:

$$W_{c,i} = \oint p dV \quad (2.3)$$

Para motores de 4 tiempos se debe diferenciar entre trabajo bruto y trabajo neto. En el último se tiene en cuenta el trabajo de bombeo que resulta de la diferencia del trabajo realizado durante las carreras de admisión y escape, por lo que este indicador se puede diferenciar en:

Trabajo indicado bruto por ciclo $W_{c,ig}$, mide el trabajo realizado por el motor en las carreras de compresión y expansión.

Trabajo indicado neto por ciclo $W_{c,in}$, mide el trabajo realizado por el motor considerando las 4 carreras del ciclo.

Trabajo de bombeo es la diferencia entre el trabajo bruto y neto, y mide el trabajo realizado durante los procesos de admisión y escape.

Trabajo de fricción mecánica es el trabajo consumido por el rozamiento entre partes móviles del motor.

2.3.4 Consumo Específico de Combustible y Rendimiento de Conversión del Combustible

El consumo específico de combustible sfc por sus siglas en inglés, se define como el cociente entre el caudal másico de combustible (\dot{m}_f) consumido por unidad de potencia P entregada por el motor:

$$sfc = \frac{\dot{m}_f}{P} \quad (2.4)$$

Mide la eficiencia con la que el motor utiliza el combustible para una condición de operación dada. En motores de encendido por chispa se tienen valores típicos de alrededor de 235 g/(kW·h) (Heywood, 2018).

Una versión similar de este indicador adimensionalizado en relación a la energía suministrada por el combustible, es el *rendimiento de conversión del combustible* η_f , que se relaciona al sfc por medio del poder calorífico del combustible, Q_{HV} .

$$\eta_f = \frac{1}{sfc \cdot Q_{HV}} \quad (2.5)$$

El valor de Q_{HV} es una propiedad del combustible que se determina en un ensayo de laboratorio. Valores típicos para los combustibles comerciales basados en hidrocarburos son de 42 a 44 MJ/kg.

2.3.5 Presión Media Efectiva

La presión media efectiva o mep por sus siglas en inglés es un indicador cuya variación es proporcional a la curva de torque del motor. El trabajo realizado por ciclo se puede calcular como $W_c = \frac{P \cdot n_R}{N}$, donde n_R es el número de revoluciones del cigüeñal por cada ciclo y N son las revoluciones por segundo del eje del motor. Para motores de cuatro tiempos $n_R = 2$, y $n_R = 1$ para motores de dos tiempos. De este modo, la presión media efectiva se define como:

$$mep = \frac{W_c}{V_d} = \frac{P \cdot n_R}{V_d \cdot N} \quad (2.6)$$

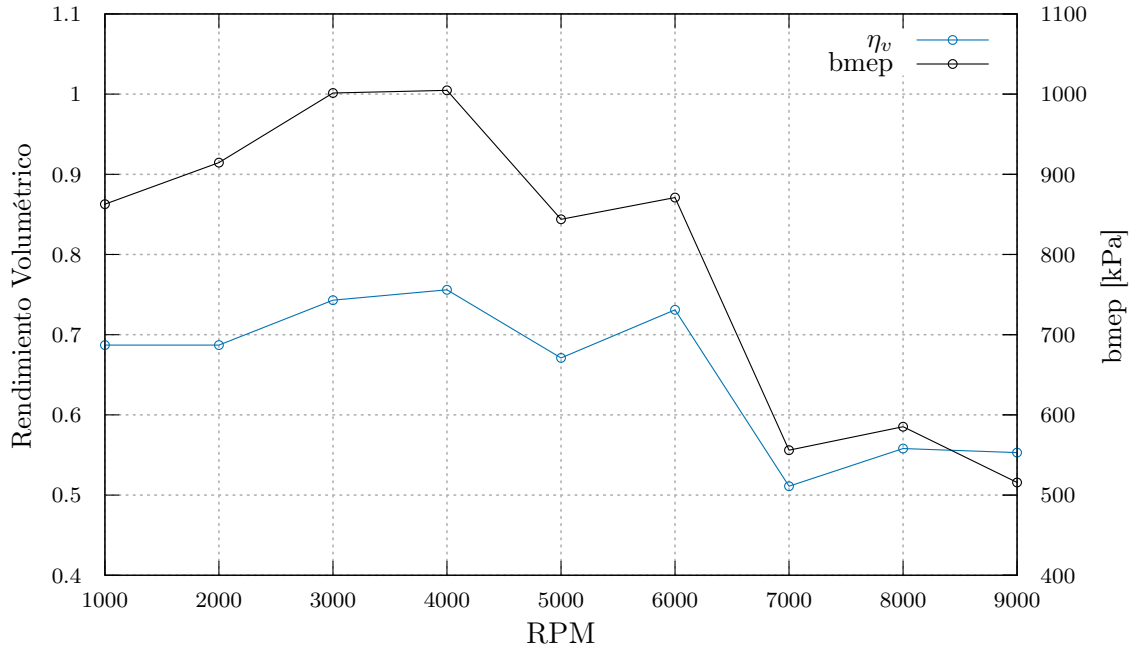


Figura 2.3. $bmep$ y rendimiento volumétrico vs velocidad de operación.

Se puede diferenciar entre presión media efectiva indicada ($imep$), al freno ($bmep$) y de fricción ($fmep$), utilizando el valor de potencia correspondiente en la ecuación (2.6). El valor de mep (al igual que el torque) de un motor varía con la velocidad de operación, siguiendo de cerca las tendencias de la curva de rendimiento volumétrico como se puede ver en el ejemplo de la Figura 2.3.

En la actualidad, valores típicos de $bmep$ de motores de encendido por chispa (SI por sus siglas en inglés) naturalmente aspirados rondan los 1050 kPa a 1250 kPa para la velocidad a la que se alcanza el torque máximo (Heywood, 2018).

2.3.6 Rendimiento Volumétrico

El rendimiento volumétrico mide la eficiencia del sistema de admisión, es la relación entre el volumen de aire realmente introducido al cilindro y el volumen teórico que debería entrar al cilindro si este estuviera completamente lleno con aire a la densidad del ingreso al sistema de admisión ($\rho_{a,i}$). En términos concretos se define como el cociente entre el caudal másico de aire que ingresa al sistema de admisión (\dot{m}_a) y la velocidad con la que el volumen es desplazado por el pistón. En otras palabras, este indicador mide la eficiencia con la que el motor bombea aire.

$$\eta_v = \frac{2\dot{m}_a}{\rho_{a,i}V_d N} \quad (2.7)$$

Una forma alternativa a la ecuación anterior es considerando la masa total de aire que ingresa al cilindro por ciclo, (m_a):

$$\eta_v = \frac{m_a}{\rho_{a,i}V_d} \quad (2.8)$$

Para motores naturalmente aspirados la densidad del aire de admisión $\rho_{a,i}$ se toma comúnmente como la densidad atmosférica, por lo que en ese caso η_v mide el rendimiento de todo el sistema de admisión.

El valor del rendimiento volumétrico máximo típico para motores naturalmente aspirados ronda el 90% (Heywood, 2018). Su valor se ve afectado por varios fenómenos siendo los más importantes:

Efectos cuasiestáticos Combustible, relación aire/combustible, vaporización del combustible en el conducto de admisión, temperatura del aire de admisión, relación entre presión de admisión y escape, relación de compresión, etc.

Pérdidas de carga por fricción viscosa Las pérdidas viscosas aumentan con la velocidad de flujo y aumentan a medida que aumenta la velocidad de giro del motor.



Pérdidas de carga localizada Filtros, puertos, válvulas generan pérdidas localizadas.

Transferencia de calor en sistema de admisión La mezcla se calienta por transferencia de calor y esto disminuye la densidad de la misma, reduciendo la masa disponible para la combustión.

Reglaje de las válvulas/puertos El punto de apertura y cierre de las válvulas o puertos (reglaje) es clave para el funcionamiento del motor. Dependiendo del reglaje que se elija, se puede favorecer el flujo a determinada velocidad de operación.

Flujo bloqueado en puertos de admisión y escape En las zonas de menor área de pasaje la velocidad del fluido puede aumentar hasta alcanzar la velocidad del sonido, lo cual se conoce como bloqueo y limita el caudal másico que puede ingresar a la cámara de combustión.

Sintonía del puerto de admisión y escape El diseño de los puertos de admisión y escape puede favorecer el funcionamiento de los mismos a determinada velocidad de operación, lo cual se logra aprovechando las ondas de presión que se producen por la apertura y cierre de las válvulas o puertos. Véanse las secciones 2.4 y 2.5.

Sobrecarga Por medio de un compresor o turbocompresor se puede aumentar la presión en el sistema de admisión forzando más aire a la cámara de combustión.



Efecto RAM A grandes velocidades de flujo la inercia del gas al momento del cierre del puerto de admisión permite un mayor ingreso de masa fresca al cilindro.


La curva de rendimiento volumétrico es muy similar a la curva de torque o de presión media efectiva (ver Figura 2.3). La cantidad de aire que ingresa al motor está directamente relacionada con el trabajo que puede realizar por ciclo de operación. Este indicador es central en la evaluación del desempeño de los sistemas de intercambio de gases y por este motivo es el principal indicador utilizado en este trabajo. Se buscó que la curva de rendimiento volumétrico de los motores simulados tenga un máximo para velocidades cercanas o mayores a 6000 RPM aprovechando el balanceo mecánico del motor, que permite funcionar y seguir entregando potencia a altas RPM. La curva debe ser preferentemente suave para todo el régimen de funcionamiento del motor. Estos y otros efectos se describen en detalle en la literatura (Heywood, 2018).

Con respecto a la mezcla aire-combustible, se define la relación aire-combustible ϕ a partir del cociente de relaciones combustible/aire de la mezcla y combustible/aire estequiométrica como se indica en la ecuación (2.9). Para más detalles en cuanto a la composición estequiométrica ver la ecuación (4.1).

$$\phi = \frac{(F/A)_{mezcla}}{(F/A)_{estequeometrica}} \quad (2.9)$$

En estos términos una mezcla pobre en combustible tiene $\phi < 1$, una mezcla estequeométrica $\phi = 1$ y una mezcla rica en combustible $\phi > 1$.

2.3.7 Fracción de Gases Residuales

La fracción de gases residuales x_r mide la cantidad de gases quemados que hay en el cilindro al inicio de la carrera de admisión. La masa residual en la cámara de combustión es producto de dos efectos, en primer lugar al momento del cierre de la válvula de escape quedan gases residuales de la combustión atrapados en el cilindro y en segundo lugar puede existir un reflujo desde el puerto de escape hacia la cámara de combustión causado por el solape de válvulas. 

La fracción de gases residuales afecta el rendimiento volumétrico, el trabajo obtenido, la eficiencia y las emisiones. Se define como el cociente entre la masa de gases quemados en el cilindro (m_r) al inicio de un ciclo y la masa total en el cilindro (m):

$$x_r = \frac{m_r}{m} \quad (2.10)$$

En el MRCVC existe un fenómeno llamado solape de cámaras (López, Wild Cañón y Nigro, 2013). Durante el proceso de admisión de gases frescos, una cámara puede verse afectada por la apertura del puerto de admisión de la cámara siguiente, que se encuentra a mayor presión y temperatura debido a que está finalizando el proceso de escape y comenzando el de admisión, provocando un aumento de la cantidad de gases residuales.

La presencia de gases residuales en la cámara tiene varios efectos en la combustión y el rendimiento del motor. Algunos pueden ser beneficiosos como la reducción de emisiones nocivas y la reducción del consumo de combustible, por otro lado puede tener efectos negativos como la reducción del rendimiento volumétrico.

Dilución de la mezcla el gas residual ocupa volumen que no puede ocupar la mezcla fresca.

Temperatura los gases están a mayor temperatura y al mezclarse con la mezcla fresca aumenta su temperatura y volumen, reduciendo la cantidad de mezcla fresca que puede ingresar a la cámara.

Reducción de NO_x un efecto beneficioso es la reducción de emisiones de óxidos de nitrógeno.

EGR en motores modernos se recircula gases quemados (*Exhaust Gas Recycle*) para reducir emisiones de NO_x y controlar el consumo de combustible. En motores SI se puede utilizar hasta un 30% de EGR, estos valores son aún mayores para motores de encendido por chispa (Heywood, 2018).

Rendimiento volumétrico la presencia de gases residuales en la cámara disminuye el volumen que puede ocupar la mezcla fresca, lo cual tiene un impacto negativo en el rendimiento volumétrico.

2.4 Sintonización del Sistema de Admisión

En motores naturalmente aspirados, la apertura de la válvula o puerto de admisión produce una onda de depresión que viaja desde el puerto de admisión hacia el extremo opuesto del conducto de admisión. Cuando esta onda de presión llega al pleno de admisión, se refleja como una onda de sobrepresión que toma un tiempo t en alcanzar nuevamente el puerto. Si el tiempo que toma la onda en reflejarse es tal que alcanza el puerto justo antes del cierre de la válvula, el sistema está sintonizado. Esta sobrepresión permite que ingrese una mayor cantidad de masa fresca al cilindro, aumentando la cantidad de trabajo que se puede realizar.

En la Figuras 2.4 se muestran las curvas de presión en función del ángulo de cigüeñal para un motor operando a 1200 y 4800 RPM, en donde se indican los períodos en los que se encuentran abiertas las válvulas de admisión (IO) y de escape (EO). Los valores p_1 , p_2 y p_3 hacen referencia a diferentes posiciones a lo largo de los conductos de admisión y escape. Se puede ver que para p_1 a 4800 RPM hay un claro pico de presión justo al cierre del puerto de admisión, el sistema está sintonizado para esta velocidad.

Debido a que la onda de presión debe viajar dos veces la longitud del conducto

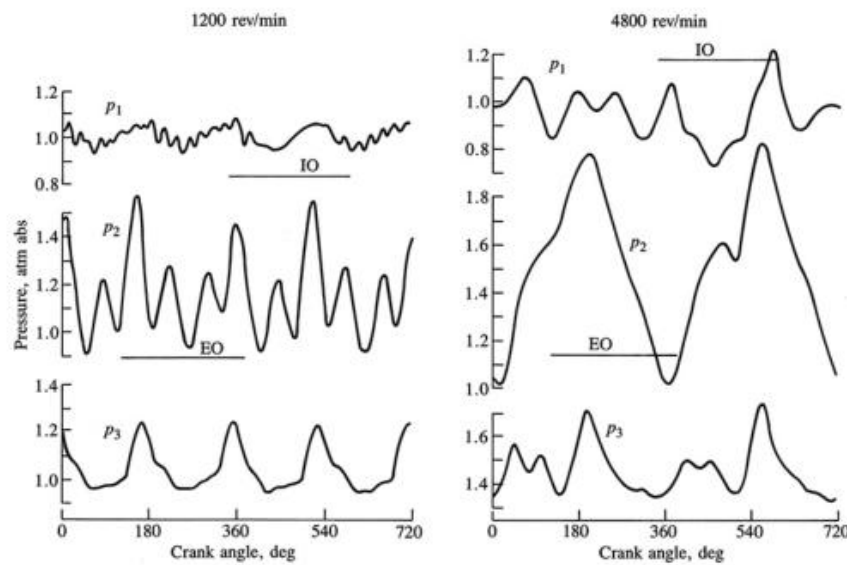


Figura 2.4. Diagrama de presión vs ángulo de cigüeñal (Heywood, 2018)

de admisión desde el momento que abre el puerto de admisión, para sintonizar el sistema a bajas velocidades, se requieren longitudes mayores, lo que hace más grande el sistema de admisión. La sintonía a mayores velocidades de admisión es preferida, porque usualmente se tiene el máximo de torque y de potencia a mayores RPM, además reduce la necesidad de conductos más largos. En motores multi-cilíndricos se utiliza un pleno de admisión. Este dispositivo proporciona un volumen grande de aire que sirve el propósito de cámara de resonancia. Se puede ajustar la resonancia de modo que las oscilaciones de presión internas produzcan ondas de sobre presión que alcance cada puerto en el momento preciso en el que se aproxima el cierre del mismo.

2.5 Sintonización del Sistema de Escape

De forma análoga al puerto de admisión, al momento de la apertura del puerto o válvula de escape los gases residuales de la combustión se encuentran a mayor presión que el gas en el conducto. Esto crea una onda de sobrepresión que viaja por el escape hasta alcanzar el final del mismo o un área de gran volumen, como el catalizador o el silenciador. Desde esta zona se refleja como una onda de depresión, que en caso de alcanzar el puerto en los instantes previos al cierre del mismo, ayuda

a evacuar una mayor cantidad de gas, disminuyendo la fracción de gases residuales.

En la Figura 2.4 se ve que para el escape en p_2 se tiene una depresión justo al cierre del puerto, este sistema está sintonizado para 4800 RPM. Es notorio el contraste con el mismo puerto a 1200 RPM, en donde se ve un pico de presión cerca del cierre del puerto.

2.6 Combustión

La combustión es un proceso en el que se libera la energía química del combustible. La geometría de un motor de combustión interna permite aprovechar el aumento de presión y temperatura para convertir energía química en trabajo mecánico. Los modelos ideales de ciclos operativos se pueden clasificar según el proceso de combustión en:

1. Volumen constante, Figura 2.5a.
2. Presión constante, Figura 2.5b.
3. Presión limitada (parte a volumen constante y parte a presión constante), Figura. 2.5c.

En un motor de encendido por chispa se tiene una mezcla de aire-combustible en la cámara de combustión. Dependiendo del tipo de motor, la mezcla se puede formar en el conducto de admisión, inyectando combustible en algún punto del sistema, se puede producir la mezcla en la cámara por la inyección directa de combustible. En un motor de encendido por compresión, la mezcla combustible se forma en la cámara de combustión y la inyección de combustible se realiza directamente en la cámara, cerca del PMS al final de la carrera de compresión. En este caso las condiciones de presión y temperatura dentro de la cámara producen el auto-encendido de la mezcla y el inicio del proceso de combustión.

El MRCVC es un motor de combustión interna en el que, debido a su geometría, gran parte de la combustión ocurre a volumen constante. Esto se puede apreciar en la Figura 4.2, en la cual se representa la variación del volumen en función del ángulo del cigüeñal. Para visualizar el mayor rendimiento de la combustión a volumen constante se pueden analizar los modelos ideales de ciclos operativos ([Heywood](#),

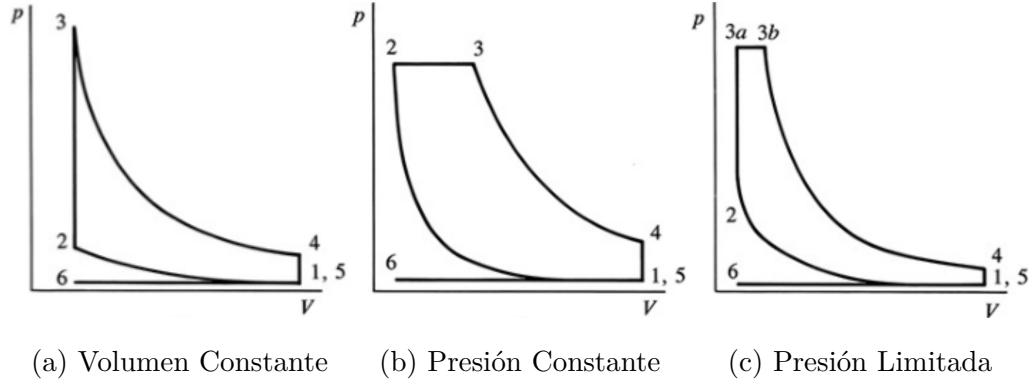


Figura 2.5. Diagramas P-V para ciclos ideales (Heywood, 2018)

(2018), considerando un gas ideal con calores específicos constantes como fluido de trabajo. Se tienen tres casos de combustión: a volumen constante, presión constante o presión limitada, obteniendo expresiones para el rendimiento de conversión de combustible (2.11) y de $imep$ en función de la presión mínima p_1 (2.15) y máxima p_3 (2.16) del ciclo. Tanto la combustión a volumen constante como a presión constante son casos extremos de la combustión a presión limitada, por lo que se puede utilizar el rendimiento de conversión de combustible del ciclo de presión limitada para comparar entre ambos extremos.

$$\eta_{f,i} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \left[\frac{\alpha\beta^\gamma - 1}{\alpha\gamma(\beta - 1) + \alpha - 1} \right] \quad (2.11)$$

$$\alpha = \frac{P_3}{P_2} \quad (2.12)$$

$$\beta = \frac{V_{3b}}{V_{3a}} \quad (2.13)$$

$$Q^* = \frac{m_f Q_{LHV}}{m} \quad (2.14)$$

$$\frac{imep}{p_1} = \frac{Q^*}{c_v T_1 (\gamma - 1)} \left(\frac{r_c}{r_c - 1} \right) \eta_{f,i} \quad (2.15)$$

$$\frac{imep}{p_3} = \frac{1}{\alpha r_c^\gamma} \left(\frac{Q^*}{c_v T_1} \right) \left(\frac{1}{\gamma - 1} \right) \left(\frac{r_c}{r_c - 1} \right) \eta_{f,i} \quad (2.16)$$

En el caso en que $\alpha = 1 \rightarrow P_3 = P_2$ se tiene el ciclo de combustión a presión

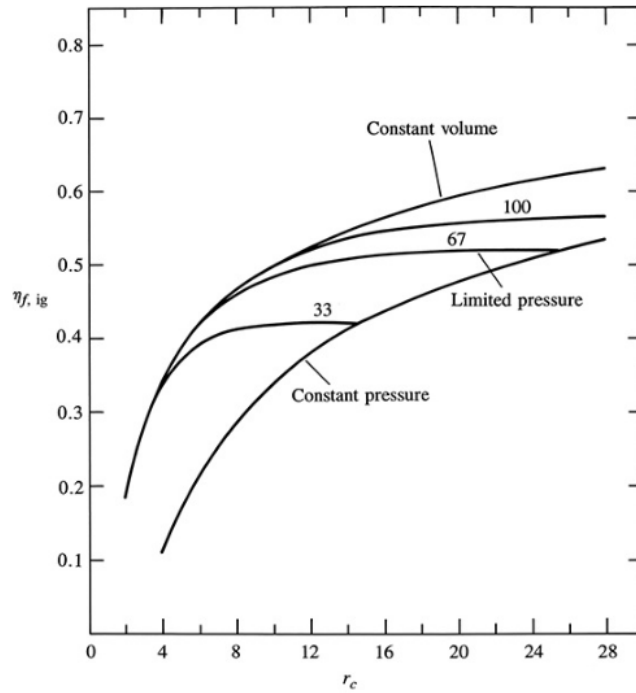


Figura 2.6. Rendimiento de conversión del combustible en función de r_c para ciclos de gas ideal de combustión a volumen constante, a presión constante y a presión limitada (Heywood, 2018)

constante, y en caso de que $\beta = 1 \rightarrow V_{3a} = V_{3b}$ se tiene el ciclo de combustión a volumen constante (ver Figura 2.5).

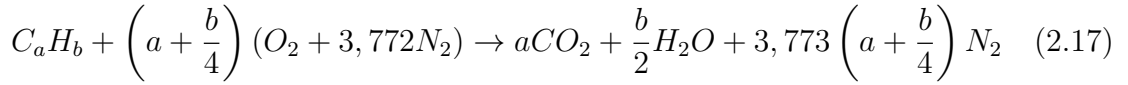
Graficando la ecuación (2.11) en función de la relación de compresión r_c (Figura 2.6), se observa que a igual relación de compresión, el ciclo a volumen constante presenta mayor rendimiento de conversión de combustible.

Del mismo modo, graficando la relación entre la presión media efectiva indicada y la presión máxima del ciclo, $imep/p_3$, se observa que a igual relación de compresión el ciclo de combustión a presión constante presenta mayores valores de $imep$ en relación a la presión máxima. Lo cual esta relacionado con las altas presiones alcanzadas en el ciclo ideal de combustión a volumen constante. La presión máxima que se puede alcanzar en el ciclo real tiene limitaciones relacionadas a mayores pérdidas de masa (y presión) a través de sellos y la resistencia mecánica de los componentes del motor. Además, mayores presiones están asociadas con mayores temperaturas en la cámara de combustión.

2.6.1 Propiedades Termodinámicas de Mezclas aire-combustible

Fue necesario estimar las propiedades termodinámicas de la mezcla para obtener algunas variables utilizadas para calcular las condiciones iniciales del gas en las flujometrías. En lo que respecta a la simulación del ciclo del motor, ICESym contiene rutinas computacionales para calcular el estado termodinámico del fluido de trabajo en el ciclo operativo. En este apartado se detallan las hipótesis y modelos utilizados en las rutinas computacionales para el cálculo de las propiedades termodinámicas de las mezclas de aire-combustible quemadas y sin quemar, para el uso en las condiciones iniciales requeridas en las flujometrías.

En la simulación del MRCVC se utilizó una mezcla estequiométrica de aire-isooctano. La reacción estequiométrica para un hidrocarburo genérico se indica en la ecuación (2.17).



Las rutinas computacionales utilizadas para calcular las propiedades termodinámicas de las mezclas aire-combustible aproximan las propiedades químicas de cada especie en la mezcla con curvas polinómicas.

Para cada compuesto i de la mezcla a temperatura estándar $T(K)$ y 1 atmósfera de presión se aproxima el calor específico a presión constante $\widetilde{c}_{p,i}$ por la ecuación (2.18), la entalpía estándar \widetilde{h}_i por la ecuación (2.19) y la entropía estándar \widetilde{s}_i por la ecuación (2.20):

$$\frac{\widetilde{c}_{p,i}}{T} = a_{i1} + a_{i2}T + a_{i3}T^2 + a_{i4}T^3 + a_{i5}T^4 \quad (2.18)$$

$$\frac{\widetilde{h}_i}{RT} = a_{i1} + \frac{a_{i2}}{2}T + \frac{a_{i3}}{3}T^2 + \frac{a_{i4}}{4}T^3 + \frac{a_{i5}}{5}T^4 + \frac{a_{i6}}{T} \quad (2.19)$$

$$\frac{\widetilde{s}_i}{\widetilde{R}} = a_{i1} \ln T + a_{i2}T + \frac{a_{i3}}{2}T^2 + \frac{a_{i4}}{3}T^3 + \frac{a_{i5}}{4}T^4 + a_{i7} \quad (2.20)$$

La base de datos seleccionada para el aire y los productos de la combustión es la utilizada por Chemkin (Kee, 1991) y los datos del isooctano fueron tomados de (Raine, 2000).

La finalidad de estas rutinas (por fuera de las incluidas en ICESym) es la de obtener la masa molar de la mezcla M_M , la viscosidad dinámica μ , el calor específico a presión constante C_P , la relación de calores específicos γ y el número de Prandtl Pr , ya que todos estos valores son requeridos para obtener las condiciones iniciales de las flujometrías.

La masa molar de la mezcla M_M se calcula a partir de la suma de las masas molares M_i y la fracción molar de cada especie química presente en la mezcla x_i , ver ecuación (2.21). La viscosidad μ de los productos de la combustión de aire e hidrocarburos para temperaturas $T \in [500; 4000]K$, presiones $P \in [1; 100]atm$ y relaciones de equivalencia $\phi \in [0; 4]$ se puede aproximar con la ecuación (2.22). Del mismo modo, el número de Prandtl de productos de la combustión de hidrocarburos y aire se puede estimar en función del γ de la mezcla, para $\phi \leq 1$ con la ecuación (2.23) (Heywood, 2018):

$$M_M = \sum_i M_i x_i \quad (2.21)$$

$$\mu_{productos} = \frac{\mu_{aire}}{1 + 0,027\phi} = \frac{3,3 \times 10^{-7} T^{0,7}}{1 + 0,027\phi} \quad (2.22)$$

$$Pr = 0,05 + 4,2(\gamma - 1) - 6,7(\gamma - 1)^2 \quad (2.23)$$

2.7 Coeficiente de Descarga C_D

La pérdida de carga localizada en los puertos de admisión y escape se puede representar a través del coeficiente de descarga, C_D . Este coeficiente varía con la geometría y condiciones de operación del puerto, siendo $C_D = 1$ el caso ideal sin pérdida de carga localizada. Es un parámetro importante porque permite obtener una mejor estimación del flujo másico real en el puerto y se define como:

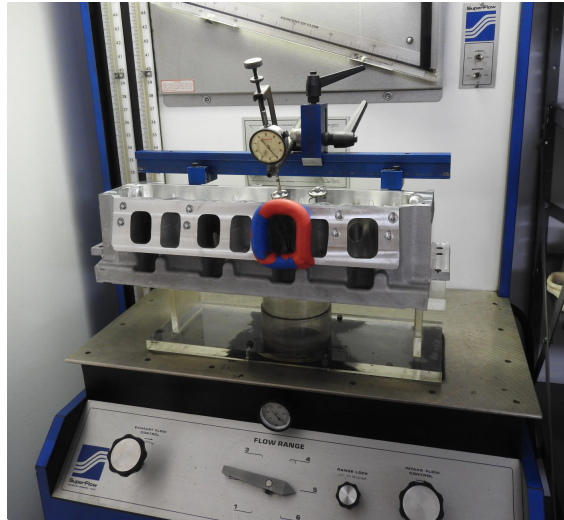


Figura 2.7. Banco de flujometrías Super-Flow SF-750 

$$C_D = \frac{\text{flujo másico real}}{\text{flujo másico ideal}} \quad (2.24)$$

El C_D de un puerto se puede obtener experimentalmente en un banco de prueba mediante un ensayo que consiste en medir el caudal que circula por un puerto con una presión de descarga fija que, en equipos comerciales varía entre 250–700 mm.c.a. Comúnmente estos ensayos se realizan en un banco que incluye solamente la tapa de cilindros y una camisa que simula el cilindro de la cámara de combustión, dejando de lado otros elementos del sistema como pistón, los conductos de admisión y otros. En la imagen 2.7 se muestra un banco de pruebas comercial.

Durante el ensayo se mide el caudal de aire atmosférico para diferentes grados de apertura de la válvula y así se obtienen datos de (alzada, flujo) con los cuales comparar entre diferentes geometrías de puertos de admisión o escape. En la Figura 2.8 se muestra el resultado del ensayo de un flujómetro en el que se compara la capacidad de flujo de dos tapas de cilindro diferentes de un BMW S14 ⁴.

Otra forma de aproximar un coeficiente de descarga es por medio de flujometrías computacionales. El uso de CFD permite modelar el puerto en condiciones operativas, incluyendo la interacción con elementos como por ejemplo el pistón, o en el caso del MRCVC, estator y conjunto rotante. Además, se pueden modelar las propieda-

⁴http://e30sport.net/tech_articles/engine-tech/flow-1/chart-1.htm

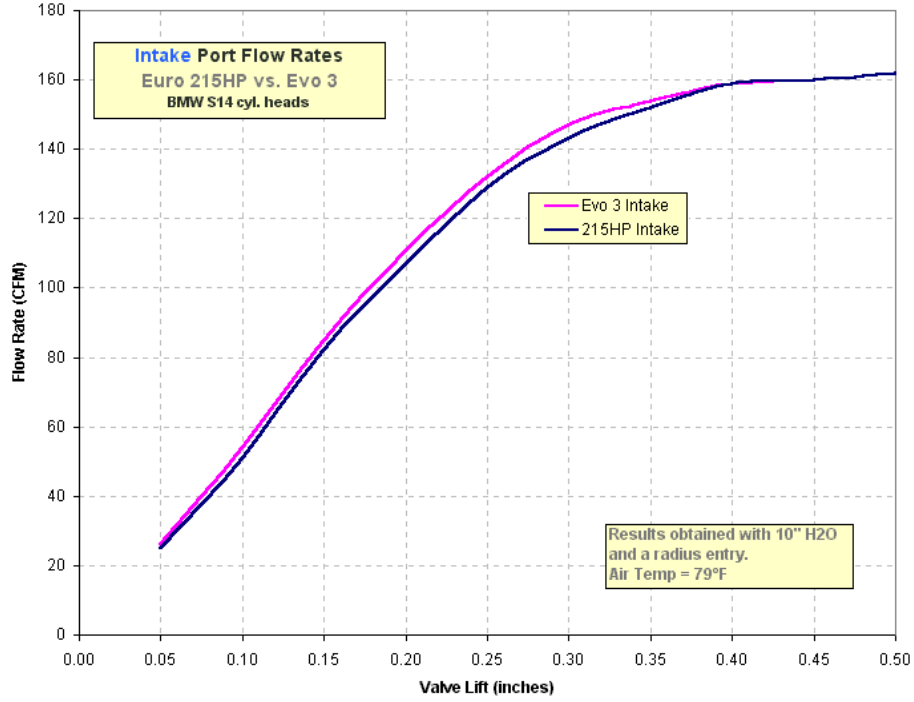


Figura 2.8. Comparación entre flujometrías de dos tapas de cilindro de un BMW S14

des del fluido de trabajo para una viscosidad, presión y temperatura representativas de las condiciones operativas del motor que se está simulando. En este trabajo se optó por esta metodología, es decir, a partir de **las flujometrías** se obtuvo un valor de caudal másico el cual es utilizado para calcular un coeficiente de descarga.

Conociendo el caudal másico \dot{m} , el valor de C_D se calcula con las ecuaciones de flujo compresible a través de una restricción, habiendo dos casos distintivos: flujo bloqueado y no bloqueado.

Para el caso en que el flujo no esté bloqueado la ecuación de \dot{m} es la (2.25) y en caso de que se cumpla la desigualdad (2.26) el flujo está bloqueado y se utiliza la ecuación (2.27):

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R p_0}{\sqrt{RT_0}} \left(\frac{p_T}{p_0} \right)^{1/\gamma} \left(\frac{2\gamma}{\gamma-1} \left[1 - \left(\frac{p_T}{p_0} \right)^{(\gamma-1)/\gamma} \right] \right)^{1/2} \quad (2.25)$$

$$\frac{p_T}{p_0} \leq \left[\frac{2}{\gamma+1} \right]^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (2.26)$$

$$\dot{m} = \frac{C_D A_R p_0}{(RT_0)^{1/2}} \gamma^{1/2} \left(\frac{2}{\gamma + 1} \right)^{(\gamma+1)/(2(\gamma-1))} \quad (2.27)$$

donde

- p_0 , es la presión de estancamiento antes de la restricción.
- T_0 , es la temperatura de estancamiento antes de la restricción.
- p_T , es la presión estática justo después de la restricción.
- A_R , es el área de pasaje de flujo o de referencia.
- \dot{m} , es el caudal másico.
- γ , es el cociente de capacidades térmicas del gas.

El flujo está bloqueado si la velocidad en la garganta de la restricción alcanza la velocidad sónica. Dada esta condición \dot{m} alcanza un límite y reducir la presión aguas abajo de la restricción no produce un aumento del caudal. Las presiones y temperaturas involucradas en el cálculo de \dot{m} se pueden medir u obtener de una simulación computacional del ciclo del motor.

Un parámetro importante en las ecuaciones utilizadas para el cálculo del coeficiente de descarga C_D es el área de referencia A_R que define el área utilizada para calcular el caudal másico que circula por el puerto.

La elección del área de referencia utilizada para el cálculo es arbitraria. Sin embargo en un motor con válvulas se suele utilizar el área de cortina (ver Figura 2.9) la cual es el producto del perímetro de la cabeza y la alzada de válvula.

$$A_R = A_C = \pi D_v l_v \quad (2.28)$$

Los valores de densidad, velocidad, presión y temperatura se obtienen de los datos de salida de ICESym para un puerto, ángulo y velocidad dada. Para la temperatura se utiliza la temperatura de la cámara, $T_0 = T_C$, la presión antes y después del puerto se selecciona de acuerdo al sentido de flujo. En caso de ser hacia la cámara de combustión la presión en el puerto se utiliza como **inicial** P_0 y la presión en la cámara es la aproximación a la presión en la restricción P_T .



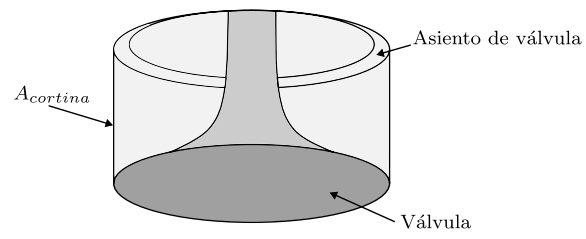


Figura 2.9. Área de cortina

El valor de γ se obtiene de las propiedades de la mezcla con las rutinas computacionales descritas en el apartado [2.6.1](#).