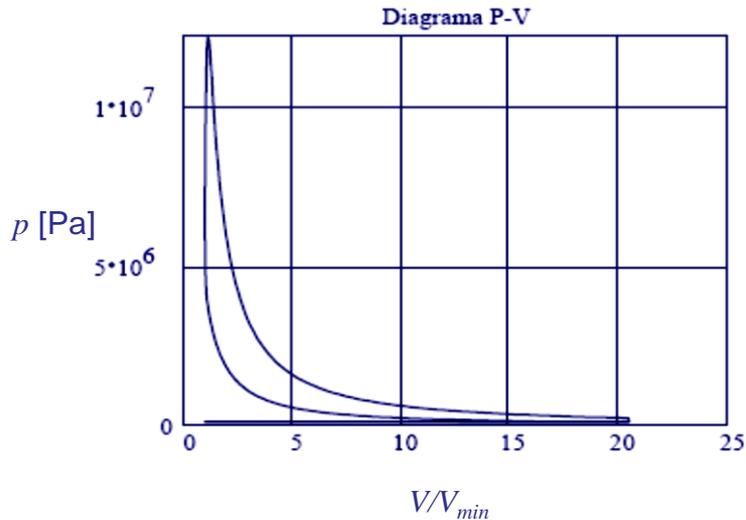




# Motores de Combustión Interna

Autor: Antonio Lecuona Neumann, catedrático del Departamento de Ingeniería Térmica y de Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid

## Capítulo 3: Ciclo teórico de dos composiciones



Fuente: Modelo de ciclo de combustión progresiva de un [MEC](#) de alta relación de compresión, mostrando la forma real global.

Fuente: Motor Diésel MAN 175D de 2.220 kW para propulsión marina: remolcadores, yates, pequeños cargueros, .... Fuente: <http://175d.man.eu/> accedida Marzo 2015

- MEC es Motor de Encendido por Compresión o MIE, Motor de Ignición Espontánea.
- MEP es motor de Encendido Provocado o MIF, Motor de Ignición Forzada.

La información contenida en este trabajo sirve de propósito exclusivo para la enseñanza y la de procedencia externa ha sido obtenida de las mejores fuentes que se han podido encontrar, generalmente de reconocido prestigio. No obstante los autores no garantizan la exactitud o perfección de su contenido. Por ello, no será/n responsable/s de cualquier error, omisión o daño causado por el uso de la información contenida, no tratando con este documento prestar ninguna clase de servicio profesional o técnico; antes bien, se ofrece como simple guía general de apoyo a la docencia. Cualquier indicación de error u omisión será bienvenida. El contenido del documento pudiera estar sujeto a derechos de autor o de propiedad industrial o intelectual, por lo que su reproducción total o parcial queda prohibida. Se reservan todos los derechos. Los enlaces de Internet son optativos y de carácter meramente orientativo y los autores no se responsabilizan de su contenido o actualización.

## NOTAS: [Volver](#)

- Se considera un solo cilindro para el ciclo.
- En este capítulo la relación de compresión geométrica es  $r_e$  y no  $r$  como es habitual. Es para enfatizar que la relación de compresión  $r_c$  puede ser distinta a ella y también que está relacionada con la expansión.
- Trabajo  $> 0$  hacia fuera del volumen de control  $V_0C$  o de la masa de control  $MaC$ .

## Nomenclatura

Las variables se indican con latina cursiva y con minúsculas las intensivas, excepto la presión y la masa.

Las unidades se indican entre corchetes y sin cursiva [ ].

$\langle \ \rangle$  significa dependencia funcional.

$\doteq$  significa definición.

$A$  factor de Atkinson, área de paso [ $m^2$ ], área de transferencia de calor [ $m^2$ ],  $A$  parámetro.

$AAA$  adelanto a la apertura de la admisión [rad]

$AAE$  adelanto a la apertura del escape [rad]

$ACA$  adelanto al cierre de la admisión [rad]

$a$  coeficiente de llenado,  $a$  moles de oxígeno por mol de combustible, parámetro.

$B$  parámetro

$CA$  cierre de la admisión [rad]

$CR$  cruce de válvulas [rad]

$c$  número de átomos de carbono

$D$  diámetro del pistón [mm]

$d$  indicativo de inyección con cilindro cerrado o abierto, 0 o 1

$EGR$  fracción másica de gases de escape recirculados

$e$  indicativo de MEC, MIE ó [Diésel](#) ( $e = 1$ ) o bien MEP (MIF) ( $e = 0$ ), eléctrico

$F$  relación másica combustible-aire

$F_R$  relación relativa combustible-aire

$f$  fracción másica de residuales, [Ec. \(3.69\)](#).

gicp gas ideal caloríficamente perfecto

$H$  entalpía [J]

$h$  entalpía específica [ $J\ kg^{-1}$ ]

$h$  número de átomos de hidrógeno, coeficiente de convección de calor

$i$  indicativo de inyección durante la admisión, 0 o 1

$J_c$  parámetro de pérdidas en combustión

$k$  reduce  $a$  empíricamente. Constante genérica

$L_i$  poder calorífico inferior a presión constante [ $J\ kg^{-1}$ ]

$L_{lv}$  calor latente de evaporación a presión constante [ $J/kg$ ]

$l$  carrera [mm]

$MaC$  masa de control

$m$  masa [kg]

## Nomenclatura (cont.) [Volver](#)

$N$  moles, número de cilindros  
 $ni$  proporción molar de nitrógeno  
 $Nu$  número de Nusselt  
 $n$  régimen de giro [rpm],  $n$  exponente politrópico  
 $ni$  número de átomos de nitrógeno en el combustible  
 $o$  número de átomos de oxígeno  
 $p$  presión [bar]  
 $p_{iny}$  presión de inyección [bar]  
 $PM$  masa molecular [kg mol<sup>-1</sup>]  
 $pme$  presión media efectiva [bar]  
 $pmfr$  presión media equivalente de fricción [bar]  
 $pmi$  presión media indicada [bar]  
PMI punto muerto inferior  
PMS punto muerto superior  
 $pmt$  presión media equivalente teórica [bar]  
 $Pr$  número de Prandtl  
 $Q$  calor [J]  
 $Q$  cilindrada total [cm<sup>3</sup>]  
 $q$  cilindrada unitaria [cm<sup>3</sup>]  
 $RCA$  retraso al cierre de la admisión [rad]  
 $RCE$  retraso al cierre del escape [rad]  
 $Re$  número de Reynolds  
 $R_g$  constante del gas [m<sup>2</sup> s<sup>-2</sup> K<sup>-1</sup>]  
 $r'_{ad}$  presión de admisión a presión de escape  
 $r_c$  relación de compresión volumétrica efectiva  
 $r_e$  relación de expansión volumétrica geométrica  
 $r_p$  relación de presiones durante la combustión  
 $r_v$  relación de volúmenes durante la combustión  
 $S$  entropía [J K<sup>-1</sup>]  
 $S_n$  número de swirl o de remolino  
 $su$  número de átomos de azufre en el combustible  
 $T$  temperatura absoluta [K]  
 $T$  número de tiempos, 2 o 4  
 $t$  temperatura, p. e. en °C  
 $t$  tiempo [s]  
 $U$  energía interna [J],  $U$  indicativo de turbo  
 $u$  velocidad media del pistón [m s<sup>-1</sup>]

## Nomenclatura (cont.)

$V$  volumen [m<sup>3</sup>]  
 $VoC$  volumen de control  
 $W$  potencia [kW]  
 $w$  velocidad [m s<sup>-1</sup>]  
 $y$  desplazamiento del pistón desde el PMS [mm]  
 $y_v$  fracción másica de combustible evaporada

## Griegas

$\alpha$  ángulo de giro del cigüeñal c. r. al PMS [rad]  
 $\gamma$  relación de calores específicos  
 $\varepsilon$  infinitésimo, efectividad de cambiador de calor  
 $\eta_c$  rendimiento de combustión  
 $\eta_d$  rendimiento de diagrama  
 $\eta_{mTC}$  rendimiento mecánico del turbo  
 $\eta_{TC}$  rendimiento global del turbo  
 $\eta_{it}$  rendimiento isentrópico total a total  
 $\eta_{v,e,b}$  rendimiento volumétrico de entrada, de base  
 $\pi$  relación de presiones  
 $\pi_d$  relación de presiones toma  
 $\pi_{d,ef}$  relación de presiones efectiva toma  
 $\pi_{fi}$  relación de presiones filtro de admisión  
 $\pi_{in}$  relación de presiones posenfriador  
 $\pi_{pe}$  relación de presiones global de pérdidas  
 $\pi_{pe}$  relación de presiones global de pérdidas  
 $\pi_{re}$  relación de presiones por resonancia colector de admisión  
 $\pi_{pu}$  relación de presiones purificador escape  
 $\pi_{vad}$  relación de presiones admisión  
 $\pi_{ves}$  relación de presiones escape  
 $\rho$  densidad [kg m<sup>-3</sup>]  
 $\theta$  parámetro entálpico  
 $\lambda$  relación longitud de biela a carrera  
 $\nu$  parámetro de enfriamiento de residuales  
 $\Phi$  relación másica a través de la turbina  
 $\phi$  relación de presiones a través de la mariposa  
 $\mu_f$  fracción de la estimación de la fricción del motor  
 $\tau$  trabajo [J]  
 $\tau$  trabajo específico [J kg<sup>-1</sup>]  
 $\zeta$  Función genérica



# Nomenclatura (cont.) [Volver](#)

## Énfasis

- ' dentro del cilindro
- ~ estimación inicial
- valor medio
- flujo
- ^ por mol

\* característica

## Subíndices

- a* aire, del bucle de alta, pérdida de calor gases de escape
- ad* admisión, de remanso
- an* motor de aspiración natural, sin compresor
- ap* aparente de la turbina
- atm* atmosférica
- b* del bucle de baja
- c* punto virtual por cambio de propiedades, combustión, compresor
- comb* combustible
- d* inyección directa con la admisión ya cerrada,  $d = 1$ .
- e* estequiométrico, también expansión en la turbina de escape, de entrada.
- ef* efectivo, exterior al motor (trabajo, par, potencia y *pme*), del motor con las pérdidas inherentes (distribución, bombas de agua y de aceite, ventilador, etc.) y sin las pérdidas auxiliares (climatizador, bomba de vacío, alternador para auxiliares, etc.).
- es* escape
- f* formación, frescos
- fr* fricción
- g* gas, global
- i* inyección de combustible durante la admisión
- in* entrada
- l* líquido
- m* Miller
- n* neto, bucle de alta y de baja
- nom* nominal
- op* óptima
- ou* salida
- p* productos, también a presión constante
- pob* pobre
- posc* postcombustión en el escape
- r* residuales, <sub>r</sub> reactantes
- re* por resonancia de la admisión
- refr* refrigerante
- ric* rica
- s* resultado de isentropía
- T* térmico o sensible, teórico
- t* de remanso
- v* vapor, a volumen constante, válvula
- virtual* punto virtual del ciclo
- w* pared
- x* cualquier punto del ciclo



# Contenido [\(Volver\)](#)

En azul la materia básica

## 3.1.- [Introducción.](#)

- I.- [Concepto de ciclo equivalente.](#)
- II.- [Parámetros de motor independientes](#)
- III.- [Configuración del ciclo](#)
- IV.- [Parámetros básicos del modelo](#)

## 3.2.- [Cálculo del ciclo.](#)

## 3.3.- [Trabajo del ciclo.](#)

## 3.4.- [Compatibilidad con el combustible.](#)

## 3.5.- [Rendimiento del ciclo.](#)

## 3.6.- [Simplificaciones.](#)

## 3.7.- [Proceso de renovación de la carga.](#)

## 3.8.- [Propiedades de los gases.](#)

## 3.9.- [Datos que faltan para completar el ciclo.](#)

## 3.10.- [Ciclo de procesos progresivos](#)

## 3.11.- [Anexo I:](#) Composición del fluido de trabajo.

## 3.12.- [Anexo II:](#) [El ciclo Miller](#) y la distribución variable.

## 3.13.- [Anexo III:](#) Ejemplos comerciales.

## 3.14.- [Lecciones aprendidas.](#)

## 3.15.- [Cuestionario de autoevaluación.](#)

## 3.16.- [Actividades propuestas.](#)

## 3.17.- [Ejercicio resuelto.](#)

## 3.18.- [Temas recordatorios.](#)

## 3.19.- [Temas avanzados.](#)

## 3.20.- [Hermanamiento con el turbo](#)

## 3.21.- [Bibliografía.](#)



## 3.1.- Introducción [Volver](#)

### Prefacio

- Las evoluciones [cíclicas](#) del fluido de trabajo en el interior de los motores de combustión interna alternativos ([MCIAs](#)) son muy complejas. Ocurren cambios transitorios de fase y de composición a alta temperatura (de combustible y aire a productos de la combustión:  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{H}$ ,  $\text{OH}$ ,  $\text{H}$ ,  $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_2$ ,  $\text{C}$ ,  $\text{HCs}$ , ...) y con una geometría cambiante y compleja, conformando un flujo turbulento. Los sistemas de aumento de prestaciones, de reducción de contaminantes y de control del motor actualmente han llegado a una sofisticación muy alta. Todo ello hace que los modelos del funcionamiento sean necesariamente complejos si se requiere una verosimilitud aceptable.
- Parte de esa complejidad puede reducirse recurriendo a información empírica y/o a idealizaciones. Su aplicación adecuada depende de los objetivos buscados y de los medios disponibles.
- Se aborda un modelo 0D de funcionamiento normal, llamado ciclo. Los objetivos son docentes y de estimación de prestaciones del motor. Pero con suficiente complejidad que permita introducir y entender muchos de los procesos y dispositivos con los que cuentan los MCIAs contemporáneos de aplicaciones variadas; ello sin necesitar excesiva información del motor.
- Incluye un modelo de sobre/turboalimentación, dada la generalización de esta técnica.
- Para una adecuada asimilación es necesario el nivel de un curso universitario previo de: termodinámica técnica y nociones de transferencia de calor y mecánica de fluidos, los conocimientos de fundamentos de cálculo y álgebra de primeros cursos de universidad. Para correr el programa MACIX2 se necesita familiaridad con el lenguaje Mathcad®.



## 3.1.- Introducción (cont.) [Volver](#)

### Prefacio

- Las evoluciones cíclicas del fluido de trabajo en el interior de los motores de combustión interna alternativos (MCIAs) son muy complejas. Ocurren cambios transitorios de fase y de composición a alta temperatura (de combustible y aire a productos de la combustión:  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{H}_2$ ,  $\text{H}$ ,  $\text{OH}$ ,  $\text{H}$ ,  $\text{NO}$ ,  $\text{NO}_2$ ,  $\text{C}$ ,  $\text{HCs}$ , ...) y con una geometría cambiante y compleja, conformando un flujo turbulento. Los sistemas de aumento de prestaciones, de reducción de contaminantes y de control del motor actualmente han llegado a una sofisticación muy alta. Todo ello hace que los modelos del funcionamiento sean necesariamente complejos si se requiere una verosimilitud aceptable.
- Parte de esa complejidad puede reducirse recurriendo a información empírica y/o a idealizaciones. Su aplicación adecuada depende de los objetivos buscados y de los medios disponibles.
- Se aborda un modelo 0D de funcionamiento normal, llamado ciclo. Los objetivos son docentes y de estimación de prestaciones del motor. Pero con suficiente complejidad que permita introducir y entender muchos de los procesos y dispositivos con los que cuentan los MCIAs contemporáneos de aplicaciones variadas; ello sin necesitar excesiva información del motor.
- Incluye un modelo de sobre/turboalimentación, dada la generalización de esta técnica.
- Para una adecuada asimilación es necesario el nivel de un curso universitario previo de: termodinámica técnica y nociones de transferencia de calor y mecánica de fluidos, los conocimientos de fundamentos de cálculo y álgebra de primeros cursos de universidad. Para correr el programa MACIX2 se necesita familiaridad con el lenguaje Mathcad®.



## 3.1.- Introducción (cont.) [Volver](#)

### Índice

- En el apartado de [Contenido](#) se indica en **texto azul** la materia básica o núcleo y la complementaria con otro color.
- Los enunciados de ejercicios y cuestiones se indican con **texto rojo**. Se recomienda su resolución tapando la respuesta y en el lugar en el que se hallan.
- Los Anexos proporcionan información adicional complementaria.
- Los temas recordatorios sirven para superar insuficiencias. Se recomienda consultarlos para reforzar conceptos básicos.
- Los [Temas Avanzados](#) son diversos y proporcionan información útil. Se han separado de la materia básica para lograr exponerla de forma compacta. Se recomienda consultarlos donde se indica. Se recomienda su estudio detallado tras comprender la materia básica. Incluyen efectos habitualmente no tenidos en cuenta en los ciclos termodinámicos, como el tiempo, a través de  $n$ .
- Se agrega información de combustibles variados, incluyendo renovables, pero los cálculos se particularizan para hidrocarburos.
- Al final se indica cómo resolver el ciclo completo de dos maneras, a mano o usando el programa MACIX2. Se ofrecen dos casos resueltos tras iterar hasta la convergencia.
- El texto en azul claro subrayado esconde enlaces a otras partes del texto o a webs externas. Pulsando sobre [Volver](#) es posible retornar al origen.



## 3.1.- Introducción (cont.) [Volver](#)

### Objetivos

1. Un modelo (ciclo) de motor de tipo termodinámico (0-dimensional) de aire-combustible, que evite el complejo cálculo [termoquímico](#) de composición de equilibrio y de la variación de propiedades con  $p$  y  $T$ . Se centra en motores de 4 tiempos.
2. Incluir la renovación de gases y sobre/turboalimentación, de forma simplificada.

Con el modelo se pretende:

1. Obtener de todos los puntos del ciclo y colectores  $p$ ,  $T$ ,  $m$  y propiedades:  $PM$  y  $\gamma$ .
2. De ello **obtener el trabajo del ciclo**; obtener el calor liberado internamente y de ambos deducir la **eficiencia**.
3. Obtener el **rendimiento volumétrico** de entrada  $\eta_{v,e}$ , y la **temperatura de escape**  $T_{es}$  como resultado de los balances de masa y energía entre el interior **y el exterior del motor**. Obtener de ello el trabajo de las máquinas externas (compresor y turbina).
4. Conocer el efecto de las variables de operación y diseño sobre las prestaciones.

### Motivación:

1. Los ciclos termodinámicos cerrados (masa de control) con igual composición de los gases a lo largo de todo el ciclo (p. e. [ciclos estándar de aire](#)) dan una aproximación imprecisa; de hecho, no dan el efecto correcto que tiene el dosado al no intervenir el combustible.
2. El ciclo abierto (volumen de control) nos permitirá obtener información de cuánto se llena el motor con gases frescos y con qué composición. Además permite conocer la **energía disponible en el escape** para una turbina de [turboalimentación](#) y/o para la [cogeneración](#).

## 3.1.- Introducción (cont.) [Volver](#)

### Características del ciclo propuesto:

- Ciclos **abiertos al exterior** (volumen de control o  $V_0C$ ) en los que ocurre una renovación de la carga simplificada con tramos a  $V$  ó  $p$  constantes, quedando gases residuales ( $\rho_r$ ) del ciclo anterior.
- En el PMS de la combustión se asume un instantáneo **cambio empírico de  $PM$**  (y con ello de  $R_g$ ) **y de  $\gamma$**  para gicp pasando de reactantes a productos ( $\rho_p$ ). Al final de la expansión se asume un cambio brusco de  $\gamma$ , por bajar la temperatura, siendo invariable  **$PM$** , pues apenas varía por las reacciones químicas remanentes.
- La **cantidad de calor liberada** dentro del motor viene determinada por la cantidad de combustible y de aire presentes en el cilindro.
- Los efectos temporales se tiene en cuenta empíricamente con efectos que dependen de  $n$ .
- Del diagrama de la distribución solo tendremos en cuenta explícitamente el ángulo de cierre de la válvula de admisión,  $RCA$  o  $ACA$ . Ello por resultar el llenado del motor muy sensible a él y por la proliferación de diagramas variables.
- El adelanto al encendido  $AE$  o a la inyección  $AI$  no se tendrán en cuenta, por la pequeña sensibilidad de la eficiencia a ello. Indirectamente se tiene en cuenta con  $P_{max}$  y  $r_v$ .
- El adelanto a la apertura del escape  $AAE$  no se tiene en cuenta, como tampoco el retraso al cierre  $RCE$  y el  $AAA$ , por la complejidad que entraña. Influyen en  $f$  y en  $\eta_{v,e}$ .
- Proporciona una aproximación mejor a la realidad que los ciclos estándar de aire y necesita menos información que los ciclos progresivos de llenado-vaciado.

Concretando, de todo ello se deriva el:



## 3.1.- Introducción (cont.) [Volver](#)

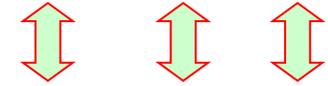
### I. Concepto de ciclo equivalente de un motor real:

1. Con **fluido de trabajo igual**, en nuestro caso gicp: aire seco + combustible + productos.
2. **Las mismas relaciones de compresión (efectiva)  $r_c$  y de expansión  $r_e$ .**
3. **Procesos idealizados**, p. e. procesos adiabático de compresión y expansión, combustión a  $V = \text{cte.}$  en PMS, seguida de a un tramo a  $p = \text{cte.}$  (ciclo dual). Apertura instantánea de las válvulas en los PMS salvo la de admisión, que cierra en [RCA](#) o [ACA](#) (véase [Tema Avanzado 2](#)), con lo que no hay cortocircuito de gases entre admisión y escape en el cruce de válvulas. Permite simular el ciclo [Atkinson](#) y el [ciclo Miller](#) (ver [Anexo II](#)). Escalón de presión en admisión ([Tema Avanzado 5](#)), etc.
4. **Idénticas variables en unos puntos significativos del ciclo:** presión y temperatura de admisión ( $_{ad}$ ), presión de escape ( $_{es}$ ), volumen máximo  $V_{max}$ . El resultado es una masa  $m$  con temperatura  $T_1$ , en el [RCA](#). Además se impone una presión máxima  $p_{max}$ , que el modelo es incapaz de predecir.

### 3.1.- Introducción (cont.) [Volver](#)

5. **Igual liberación energética interna que el ciclo real por combustión.** Consideremos el cilindro como sistema cerrado (*MaC*) con presión uniforme. Apliquemos 2 balances de energía en una evolución internamente reversible con igual  $d\tau = pdV$  e igual  $dU_T$ :

$$\begin{array}{l}
 \left. \begin{array}{l} \text{Sin cambio de composición diatérmico} \\ \text{(motor de combustión externa)} \end{array} \right\} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} dU = dQ - pdV \\ dU = dU_T \end{array} \right\} \Rightarrow dU_T = dQ - pdV \quad (a) \\
 \\
 \left. \begin{array}{l} \text{Con cambio de composición adiabático} \\ \text{(motor de combustión interna)} \end{array} \right\} \rightarrow \left\{ \begin{array}{l} dU = dQ - pdV \\ dU = dU_f + dU_T \\ dQ = 0 \end{array} \right\} \Rightarrow dU_T = -dU_f - pdV \quad (b) \quad (3.-1)
 \end{array}$$


  
 $-dU_f \equiv dQ > 0$  para combustión

- Luego: *el calor liberado internamente se debe y equivale a un cambio de composición por combustión, disminuyendo la energía de formación ( $_f$ ) en favor de la térmica ( $_T$ ). Los combustibles tienen una energía de formación pequeña en comparación con la muy negativa del  $CO_2$  y  $H_2O$ , productos representativos, véase [Tema Avanzado 12](#).*
- Se considerará que se libera una fracción del poder calorífico inferior, dada por un rendimiento de combustión empírico  $\eta_c$ . Para una ampliación de este concepto véase la [Ec. \(3.55\)](#).
- El diagrama p-V resulta básico para analizar el trabajo intercambiado.

### 6. Continuidad energética por cambio de propiedades **ex cursus**

Los cambios de propiedades termodinámicas, sea por reacción química, sea por cambio de presión y temperatura, se asumen en los puntos medios de las evoluciones.

### 3.1.- Introducción (cont.) [Volver](#)

#### 7. Continuidad energética por cambio de propiedades (cont.) **ex cursus**.

En los procesos de variación de  $p$  y  $V$  asumimos una variación lineal del calor específico con la temperatura y  $PM = \text{cte}$ . A partir del punto inicial del ciclo  $x$ :

$$\left. \begin{aligned} \text{Compresión o expansión adiabática reversible:} \\ s = \text{cte.} \Rightarrow -\tau = u_{T,x+1} - u_{T,x} = \int_{T_x}^{T_{x+1}} c_v \langle T \rangle dT \\ c_v \langle T \rangle = c_{v,x} [1 + \varepsilon(T - T_x)] \end{aligned} \right\} \Rightarrow -\tau = c_{v,x} (T_{x+1} - T_x) \left[ 1 + \varepsilon \left( \frac{T_x + T_{x+1} - T_x}{2} \right) \right] = c_v \langle \bar{T} \rangle (T_{x+1} - T_x) \quad (3.0a)$$

... luego, basta considerar un calor específico medio, a la media aritmética de temperaturas  $\bar{T}$ .

Para la liberación interna de calor durante la combustión se procede análogamente.

Para un flujo globalmente estacionario se usaría  $\bar{c}_p$ , p. e. [Tema Recordatorio II](#), al igual que se haría para una evolución a  $p = \text{cte}$ . o a  $V = \text{cte}$ .

Si consideramos que es el cociente de calores específicos  $\gamma$  el que cambia linealmente con la temperatura, se logra una aproximación si  $\varepsilon(T_{x+1} - T_x) \ll 1$ , como suele ser el caso, véase [Ec. \(3.79\)](#). Basta considerar el **valor medio de gamma**,  $\gamma \langle \bar{T} \rangle$ , pues  $c_v$  resulta evolucionar linealmente también, en primera aproximación:

$$\left. \begin{aligned} \frac{c_v}{R_g} = \frac{1}{\gamma - 1} \\ \gamma \langle T \rangle = \gamma_x [1 + \varepsilon^*(T - T_x)] \end{aligned} \right\} \Rightarrow \frac{c_v}{R_g} = \frac{1}{\gamma_x [1 + \varepsilon^*(T - T_x)] - 1} = \frac{1/(\gamma_x - 1)}{\left[ 1 + \underbrace{\frac{\gamma_x - 1}{\gamma_x} \varepsilon^*(T - T_x)}_{\ll 1} \right]} \approx \frac{1}{\gamma_x - 1} \left[ 1 + \underbrace{\left( -\frac{\gamma_x - 1}{\gamma_x} \varepsilon^* \right)}_{\varepsilon} (T - T_x) \right] \quad (3.0b)$$

... lo que es extensible a  $c_p$ .

### 3.1.- Introducción (cont.) [Volver](#)

7. **Continuidad energética por cambio de propiedades (cont.):** Como conclusión, la aproximación es exacta si la variación de  $U_T$  es nula, lineal o parabólica entre los puntos extremos  $x$  y  $x+1$ . Una visión gráfica apoya este concepto:

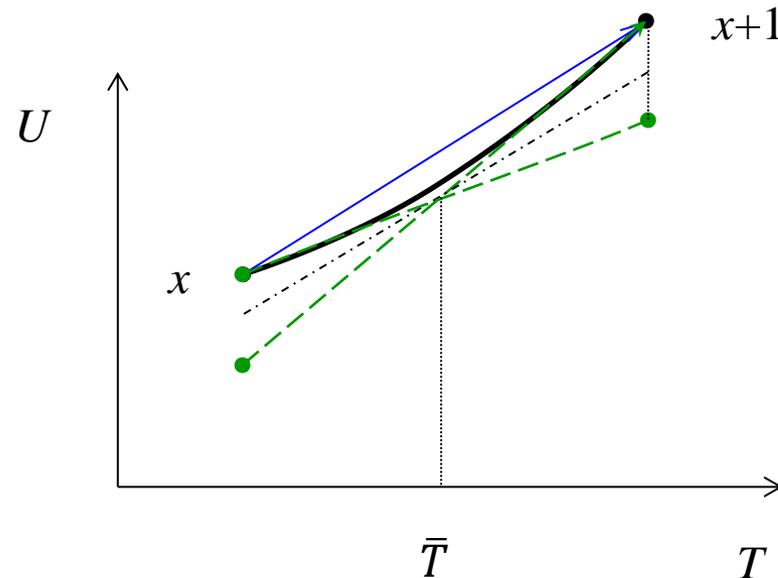


Figura 3.0c

### 9. Equivalencia de los procesos de renovación de la carga.

- Incluir **recirculación de gases de escape** ([EGR](#) de [Exhaust Gas Recirculation](#)) dosificado con un equipo ad-hoc, residuales que se agregan a los del ciclo anterior que quedan en el cilindro.
- Hay **degradación viscosa en las pipas y válvulas**, por lo que en admisión la presión media en el cilindro es menor que en el colector:  $p'_{ad} < p_{ad}$ . En escape al revés:  $p'_{es} > p_{es}$ .

## 3.1.- Introducción (cont.) [Volver](#)

II. **Parámetros del motor independientes**. Son los reales del motor en influyen en más de uno de los [parámetros básicos](#).

- El combustible es de composición elemental:  $C_c H_h O_o N_{ni} S_{su}$ . En el caso de un hidrocarburo o mezcla de ellos:  $C_c H_h$ . Su estequiometría viene dada por la [Ec. \(3.T.14.1\)](#).
- $n$  = régimen de giro rpm [típicamente en  $\text{min}^{-1}$ , o en  $\text{s}^{-1}$ ]  $\Rightarrow$   
-- frecuencia de realización de los ciclos =  $2n/T$  –
- Si hay [turbo](#) ( $U = 1$ ) éste:
  - Controla  $p_{3t}$ , véase la [Figura 3.1](#), dando el máximo de que es capaz o incluso puede aumentarse [con auxilio eléctrico](#). Si sobra energía en el escape para aumentarla, la limita con la [válvula de cortocircuito](#) o por [geometría variable](#) en la turbina, para evitar sobrecargar el motor o lo que éste mueve (exceso de par o de potencia).  $T_{ad}$  aumenta por la compresión, pero el [posenfriamiento](#) la hace bajar.
  - Por lo tanto, la turboalimentación agrega un grado de libertad a la operación del motor cuando sobra potencia en el turbo. Así, además del régimen y de la “[carga](#)” (en nuestro caso la masa de combustible / la máxima), se dispone de la presión de “soplado” para determinar el par y con ello la potencia del motor.
- Cuando se arrastra un compresor de sobrealimentación volumétrico con el motor (tipo [Roots](#), de [tornillo](#), etc.), su relación de compresión  $\pi_{tt,c} > 1$  es prácticamente constante, salvo que la relación de transmisión motor-compresor se haga variable. Si el arrastre es eléctrico, se dispone de la libertad de elegirla en marcha.

## 3.1.- Introducción (cont.) [Volver](#)

### II. Parámetros del motor independientes (cont.)

Dosado y carga

1. Los [MEC \(Diésel\)](#), identificado con  $e = 1$ ) admiten el máximo de aire posible y la potencia se consigue inyectando el combustible necesario (carga) dentro del cilindro cerrado ( $d = 1$ ), cerca del PMS.

Siempre trabajan con dosado global pobre;  $i = 0$  salvo motor fumigado ([combustible dual](#)), véase [Tema Avanzado 7](#).

2. Alternativas para un Motor de Ignición Forzada MEP (identificado con  $e = 0$ ):

- El dosado  $F = \dot{m}_{comb}/\dot{m}_a$  puede: a) ser fijo y estequiométrico (motor con catalizador de tres vías  $F = F_e \Rightarrow F_R = \frac{F}{F_e} = 1$ ), b) o ser una variable auxiliar, por poderse elegir a conveniencia, p. e. motores sin catalizador de tres vías y [motores de mezcla pobre](#), estratificada o no.

- El combustible se puede añadir, indirecta o directamente, o ambos:

- I. En colector de admisión (carburador, dicha también [inyección al colector](#), que denominamos **inyección indirecta**,  $i = 1$ ), [Fig. 3.1](#).

- II. En el cilindro durante la admisión (comercialmente llamado [inyección directa](#), o al cilindro) que llamaremos aquí también **inyección indirecta**  $i = 1$ , y/o:

- III. En el cilindro cerrado  $d = 1$  (aquí llamado [inyección directa](#), junto con los MEC), véanse [Fig. 3.1](#) y el [Anexo I](#), que corresponde al [Apartado 3.11](#).

- Además hay dos posibilidades para controlar la [carga](#):

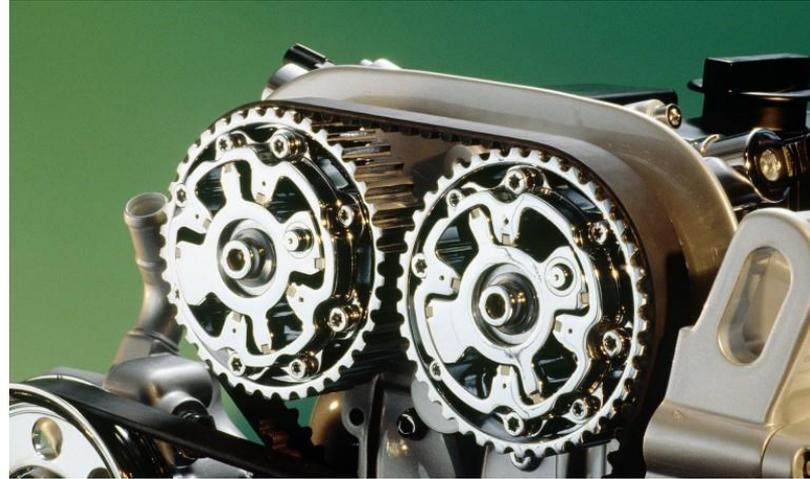
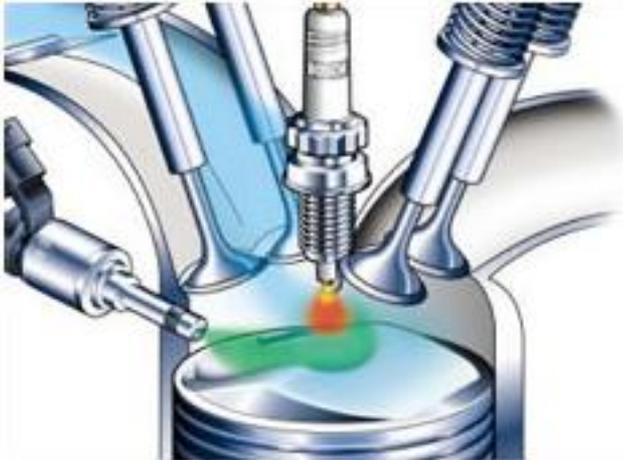
- I. Se baja la presión de remanso de entrada hasta la de remanso de admisión  $p_{ad}$  con una [mariposa](#) de estrangulación, manteniéndose  $T_{ad}$ . [Véase Tema Recordatorio 1](#). Igual para sobre- y turbo-alimentados.

- II. Se controla el volumen admitido en motores de [distribución variable](#) y sin mariposa. Se realiza a través del instante de cierre de la válvula de admisión, por retraso o adelanto al cierre: [RCA o ACA](#) respectivamente, véase el [Anexo II](#) y el [Tema Avanzado 2](#).

## 3.1.- Introducción (cont.) [Volver](#)

### II. Parámetros del motor independientes (cont.)

Ejemplo de MEP con inyección directa de gasolina Ford ecoboost® para automoción:



**Fig. 3.0.-** Sistema [Ford ecoboost](#) de 3, 4 y 6 cilindros para automoción. MEP de mezcla estratificada  $d = 1$ ,  $U = 1$ . A la derecha se muestra los engranajes de ambos árboles de levas en culata, dotados de desfases angulares variable por mando hidráulico para lograr distribución parcialmente variable (no varía la alza de válvulas). Abajo se muestra en gris el colector de escape integrando el estator de la turbina, así como el resto del turbo. Fuente: por gentileza de [Ford](#), julio de 2014. YouTube [Animación](#). [Animación](#). [Animación](#).



### 3.1.- Introducción (cont.) [Volver](#)

Relaciones de presiones, definiciones: Degradaciones en azul, turbo/sobre/alimentación en gris, inercia en violeta.

1. Toma dinámica: compresión y degradación,  $\pi_{d,ef} \doteq \frac{p_{1t}}{p_{atm}} \geq 1$ ;  $T_{1t} \geq T_{atm}$  por la compresión.
2. Filtro de admisión: degradación,  $1 \leq \pi_{fi} \doteq \frac{p_{1t}}{p_{2t}}$ ;  $T_{2t} = T_{1t}$ .
3. Compresor: compresión y degradación,  $\pi_{tt,c} \doteq \frac{p_{3t}}{p_{2t}} \geq 1$ ;  $T_{3t} \geq T_{2t}$ .
4. Intercooler: enfriamiento y degradación,  $\pi_{in} \doteq \frac{p_{3t}}{p_{4t}} \geq 1$ ;  $T_{4t} \leq T_{3t}$ .
5. Apertura de la mariposa: degradación,  $\phi \doteq \frac{p_{ad}}{p_{4t}} \leq 1$ ;  $T_{ad} = T_{4t}$
6. Pipas y válvulas admisión: calentamiento y degradación,  $\pi_{vad} \doteq \frac{p_{ad}}{p'_{ad}} \geq 1$ ;  $T'_{ad} > T_{ad}$
7. Aumento por resonancia del colector de admisión, inercia,  $\pi_{re} \doteq \frac{p_{1'}}{p'_{ad}} \geq 1$ ;  $T_{1'} > T'_{ad}$  (3.0c)
8. Pipas y válvulas de escape: enfriamiento y degradación,  $\pi_{ves} \doteq \frac{p'_{es}}{p_{es}} \geq 1$ .
9. Purificador gases escape: degradación,  $\pi_{pu} \doteq \frac{p_{es}}{p_{5t}} \geq 1$ ;  $T_{5t} = T_{es}$ .
10. Turbina: expansión y degradación,  $\pi_{tt,e} \doteq \frac{p_{5t}}{p_{6t}} \geq 1$ ;  $T_{6t} \leq T_{5t}$ .
11. Silenciador y conductos de escape: degradación,  $\pi_{se} \doteq \frac{p_{6t}}{p_{7t}} \geq 1$ ;  $T_{7t} = T_{6t}$ .

Necesario en turboalimentación: } Parámetro de pérdidas  $\left. \begin{array}{l} \text{Efectos externos: } \pi_{pex} \\ \pi_{d,ef}^{-1} \quad \pi_{fi} \quad \pi_{in} \quad \pi_{pu} \quad \pi_{se} \\ \text{Efectos internos} \\ \pi_{vad} \quad \pi_{ves} \end{array} \right\} \pi_{pe} \doteq \frac{\pi_{d,ef}^{-1} \pi_{fi} \pi_{in} \pi_{pu} \pi_{se} \pi_{vad} \pi_{ves}}{\pi_{pex}} \geq 1 \quad (3.1)$

Véase Ejercicio 5.R.1

- En el Apartado 3.17 se muestran valores representativos a máxima potencia.



### 3.1.- Introducción (cont.) [Volver](#)

III. **Configuración del ciclo** de presión limitada de 2 composiciones. Se libera calor internamente a  $V = \text{cte.}$  hasta  $p_3$  y luego se completa a  $p = \text{cte.}$  (ciclo [dual](#) de combustión interna). Básicamente es:

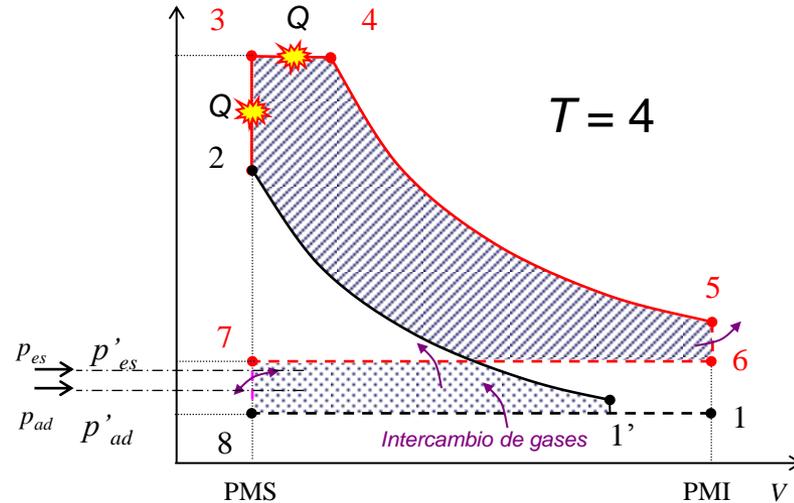


Fig. 3.2.- Diagrama p-V. Por claridad no está en proporciones reales

- En negro reactantes. **En rojo productos.**
- El área rayada constituye el **bucle de alta presión**, de trabajo positivo  $\tau_a$ , por recorrerse en sentido horario (mayor presión en la expansión que en la compresión).
- El área punteada constituye el **bucle de baja presión**, en este caso de trabajo  $\tau_b$ , negativo por recorrerse en sentido anti-horario, al ser  $p'_{ad} < p'_{es}$ .
- Las líneas de trazos muestran fases del ciclo abiertas al exterior, colectores.
- La distinción entre  $p'_{ad}$  y  $p_1$  se describe en detalle en el [Tema Avanzado 3](#).

### 3.1.- Introducción (cont.) [Volver](#)

#### IV. Parámetros básicos del modelo de ciclo. A compatibilizar con los independientes del motor.

<p><b>Relación de compresión “volumétrica”:</b> (cuantifica la disminución de volumen durante la compresión, relacionada con <math>r_e</math> según la Ec. (3.9))</p>	$r_c \doteq \frac{V_{1'}}{V_2} = \frac{V_{RCA}}{V_{PMS}} = \frac{V_{RCA}}{V_{min}} \begin{cases} > 1 \\ \leq r_e \end{cases}$	(3.2)
<p><b>Relación de expansión “volumétrica”:</b> (cuantifica el aumento de volumen en la expansión.)</p>	$r_e \doteq \frac{V_5}{V_3} = \frac{V_{PMI}}{V_{PMS}} = \frac{V_{max}}{V_{min}} > 1 \begin{cases} \text{MIE: } 15 \leq r_e \leq 25 \\ \text{MIF: } 7 \leq r_e \leq 15 \end{cases}$	(3.3)
<p><b>Relación de presiones:</b> (cuantifica la cantidad de calor liberada a volumen constante)</p>	$r_p \doteq \frac{p_3}{p_2} \geq 1$	(3.4)
<p><b>Relación de volúmenes:</b> (cuantifica la cantidad de calor liberada a presión constante)</p>	$r_v \doteq \frac{V_4}{V_3} \geq 1$	(3.5)
<p><b>Presión de admisión a escape dentro del cilindro:</b> (cuantifica la eficacia de la sobrealimentación y/o de estrangulación, así como las degradaciones en válvulas y pipas), véase Figs. 3.1 y 3.2.</p>	$r'_{ad} \doteq \frac{p'_{ad}}{p'_{es}} \begin{cases} \text{Aspiración normal } \leq 1 \\ \text{Sobreal. y turbo } \gg 1 \\ p_{\gamma t} \approx p_{am}; \text{ Ec. (3.0c)} \end{cases} \Rightarrow r'_{ad} = \frac{\phi \pi_{tt,c}}{\pi_{pe} \pi_{tt,e}}$	(3.6)
<p><b>Presión de cierre el cilindro a presión dentro del cilindro durante la admisión:</b> (cuantifica el efecto de un escalón de presión a causa de efectos inerciales en el colector de admisión)</p>	$\pi_{re} = \frac{p_{1'}}{p'_{ad}}$	(3.7)

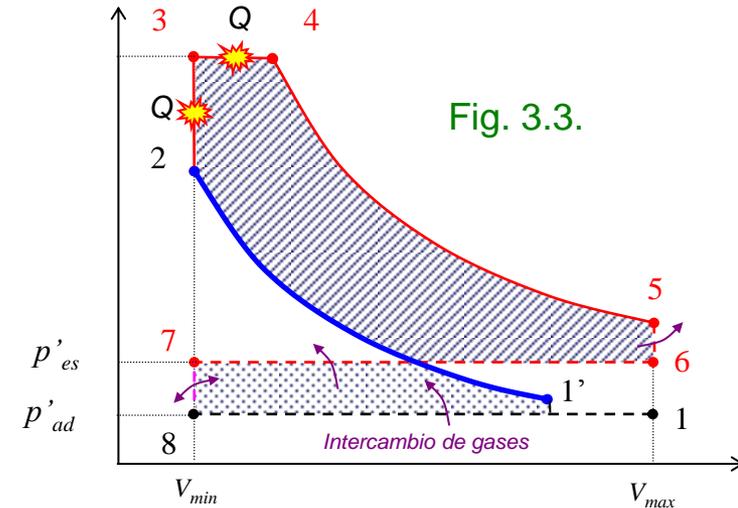
- La composición en 1' ha de determinarse:  $PM$  y  $\gamma_{1'}$ .
- Por aumentar la temperatura sin reacción química, se tiene un valor medio  $\gamma$  desde 1' hasta el PMS, punto 2.
- Los productos mantienen constante  $PM_p$ . Tienen  $\gamma_{p,c}$  entre los puntos 2 y 4 y  $\gamma_p$  entre los puntos 4 y 5.
- La masa puede aumentar por la inyección directa de 2 a 3:  $m_p/m$ , [Fig. 3.4](#).
- Al expansionarse los gases tras llegar el émbolo al [PMI](#), la bajada de temperatura recomienda cambiar bruscamente a  $\gamma_r$ . El peso molecular no cambia por no haber reacción química suficiente,  $PM_p$ .



## 3.2.- Cálculo del ciclo [Volver](#)

- Asumimos que al cierre de la admisión  $CA$ , con un  $RCA$  en este caso, o  $ACA$ , a presión  $p_1'$ , se ha atrapado una masa  $m$ , a temperatura  $T_1'$ , que se determinarán más adelante.
- De  $1'$  a  $2$ , compresión isentrópica, pues el calor neto transferido desde las paredes del cilindro es bajo (positivo al comienzo y negativo al final, cuando la temperatura del gas es superior a la de las paredes).
- Se adimensionalizan trabajos y calores con  $mR_g T_1' = p_1' V_1'$ , siendo  $R_g$  el valor en el punto  $1'$ :

Proceso	Ecuaciones
Compresión isentrópica sin pérdida de masa desde el $RCA$ a PMS.  $1' \text{ a } 2$	$\delta Q = 0 \Rightarrow dU = dU_T = -d\tau \Rightarrow U_2 - U_1 = -\tau_{1-2}$ <p style="text-align: center;">&gt;0 hacia fuera</p> $\text{gicp: } U_2 - U_1 = m c_v (T_2 - T_1); \gamma = c_p / c_v$ <p style="text-align: center;">Masa en el cilindro punto <math>1'</math></p> $S = \text{cte.} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{V_1'}{V_2}\right)^{\gamma-1} \Rightarrow \frac{T_2}{T_1} = r_c^{\gamma-1} \quad (3.9)$ <p>Ec.(3. 2)</p> $\text{gicp: } c_v = \frac{R_g}{\gamma-1}$ $\frac{p_2}{p_1} = r_c^\gamma \quad (3.11)$ $\frac{\tau_{1-2}}{mR_g T_1'} = \frac{1 - r_c^{\gamma-1}}{\gamma_1 - 1} < 0 \quad (3.10)$



$$V_1' = V_{min} + a \langle \alpha_{CA}, \lambda \rangle \underbrace{(V_{max} - V_{min})}_{\dot{=} q} \Rightarrow r_c = 1 + a(r_e - 1); \alpha_{CA} = 180^\circ + \begin{cases} RCA^\circ \\ -ACA^\circ \end{cases} \quad (3.12)$$

Coeficiente de llenado

$$\left. \begin{array}{l} \text{Cinemática} \\ \text{biela-manivela} \end{array} \right\} a = \frac{y \langle \alpha_{CA}, \lambda \rangle}{l} = \frac{1}{2} \left[ 1 + 2\lambda - \cos(\alpha_{CA}) - \sqrt{4\lambda^2 - \text{sen}^2(\alpha_{CA})} \right] \quad (3.13)$$

Longitud entre centros de la biela/carrera =  $\lambda \approx 1,7$  a  $2,0$ .

Coeficiente de llenado (cinemático):  $a \approx 0,5$  a  $0,9$ . Se puede modificar empíricamente, véase [Tema Avanzado 5](#).

## 3.2.- Cálculo del ciclo [Volver](#)

**Ejercicio 3.0.-** La autoignición en la que se basa la combustión en MIE (MEC) o Diésel exige una temperatura de los gases de al menos unos 500 °C, sin otra ayuda. Sin embargo, para el arranque en frío, especialmente para bajas temperaturas ambiente, se dispone de [bujías de calentamiento](#) local en la cámara de combustión y/u otros métodos [adicionales](#). Prescindiendo de su efecto, determinar la relación de compresión mínima necesaria, como función de la temperatura ambiente y concretar para  $t_{atm} = -20$  °C.

**Solución:** Según la [Ec. \(3.9\)](#):

$$\left. \begin{array}{l} r_c = \left( \frac{T_2}{T_1'} \right)^{\frac{1}{\gamma-1}} \\ T_1' \approx T_{atm} = (t_{atm} + 273,16)K \\ T_{2,min} = (500 + 273,16)K \\ \gamma \approx 1,35 \\ t_{atm} = -20 \text{ °C} \end{array} \right\} \Rightarrow r_{c,min} = \left( \frac{773,16}{\frac{t_{atm}}{\text{°C}} + 273,16} \right)^{2,86} \Rightarrow r_{c,min} = 24,4$$

El alto valor resultante indica la necesidad de [bujías de calentamiento](#), aunque supongan un estorbo para la combustión una vez desactivadas. [Más](#). Con su uso se puede elegir  $r_c$  con otros criterios.

NOTA: se ha elegido un valor un poco bajo de  $\gamma$  del aire, por las pérdidas de calor a las paredes frías, que no corresponde al valor de  $\gamma$  medio del gas, sino a un exponente [politrópico](#), véase [ejercicio](#). En los procesos politrópicos se sustituye  $\gamma$  de las isentrópicas por un valor  $n$  constante que tenga en cuenta irreversibilidades (que ocasionan una transformación de energía cinética en térmica dentro del sistema termodinámico) y/o transferencias de calor de forma global desde el exterior.

## 3.2.- Cálculo del ciclo (cont.) [Volver](#)

De 2 a 3, liberación de calor a  $V = \text{cte.}$  hasta una presión prescrita por  $r_p$

- La presiones de inyección en un MEP apenas supera 200 bares y en un MEC apenas llegan a superar los 2.000 bares. Esto hace que la entalpía de la inyección directa del combustible pueda despreciarse frente al calor que libere el combustible  $\approx 20$  a  $50 \text{ MJ/kg}_{\text{comb}}$ .
- $\gamma_{p,c}$  se estima a la temperatura  $\frac{T_2+T_4}{2}$  de forma conjunta en toda la combustión.
- A través de la relación de compatibilidad con el combustible, [Ec. \(3.55\)](#), se puede demostrar que si asumimos combustión a volumen constante, los valores máximos de  $r_p$  son del orden de 4. Y algo similar para  $r_v$ , si se asume combustión exclusivamente a presión constante, véase el [Ejercicio 3.1](#).
- Se subdivide en tres etapas, variando la presión:
  - I. Inyección, y en su caso evaporación, de todo el combustible, equilibrio:  $2 \rightarrow 2i$ . Aumenta la masa  $m \rightarrow m_p$ . Presión, densidad y temperatura del combustible ctes.
  - II. Cambio de composición completo:  $2i \rightarrow 2c$ .  $m = \text{cte.}$
  - III. Liberación de calor parcial:  $2c \rightarrow 3$ .  $m = \text{cte.}$

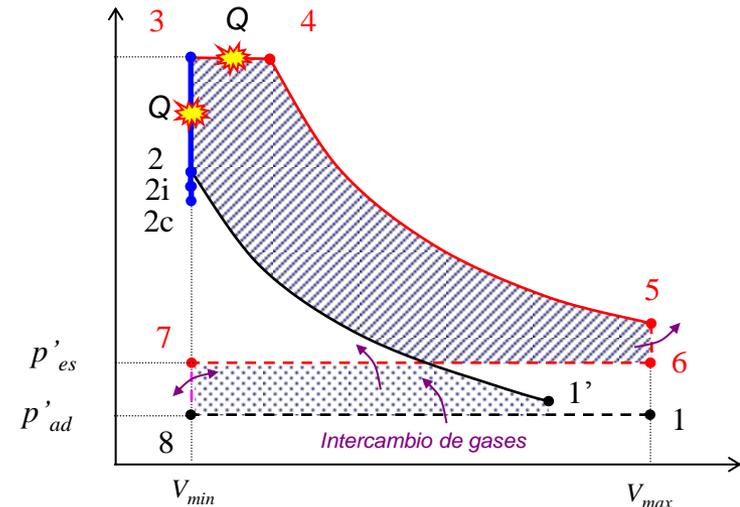


Fig. 3.4

## 3.2.- Cálculo del ciclo (cont.) [Volver](#)

De 2 a 3, liberación de calor a  $V = \text{cte.}$  hasta una presión prescrita por  $r_p$

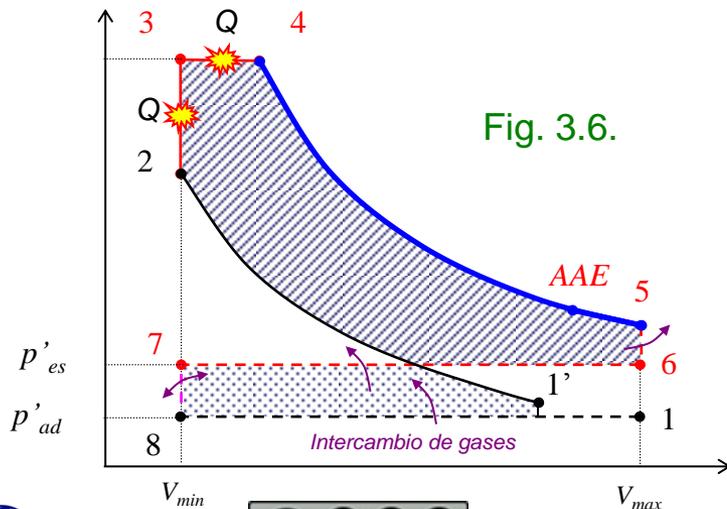
Proceso	Ecuaciones
Combustión a volumen constante sin pérdida de masa en PMS.  2 a 3	<p><math>V = \text{cte.} \Rightarrow d\tau = 0</math>, eventualmente líquido, a <math>p_{iny}, T_{iny}</math> y <math>\rho_{comb,iny}</math>, evaporándose.</p> <p>I. - Inyección directa entrando entalpía con el combustible, 2 a 2i; <math>T_{2i} \neq T_2</math>; <math>p_{2i} \neq p_2</math>:</p> $U_{2i} = U_2 + m_{comb,d} \left[ \underbrace{h_{T,comb,d,iny} < 0,4 \text{ MJ/kg}_{comb} \ll L_f}_{u_{T,comb,d,iny}} + \underbrace{\frac{p_2}{\rho_{comb,vap}} - L_{v,comb} - \frac{p_2}{\rho_{comb,iny}} + \frac{p_{iny}}{\rho_{comb,iny}}}_{h_{T,comb,d,vap}} \right] \approx U_2 \frac{m_p}{m} \approx U_2 \frac{m_{comb,d}}{m} \quad (3.14)$ <p style="text-align: right; margin-right: 50px;">Solamente 1<sup>er</sup> sumando y aproximado a reactivos</p> <p>II. - Cambio de composición adiabático, 2i a 2c: <math>U_{2c} = U_{2i}</math>; <math>T_{2c} \neq T_{2i}</math>; <math>p_{2c} \neq p_{2i}</math></p> <p>III. - Liberación de calor, 2c a 3: <math>dU_T = dQ \Rightarrow U_3 - U_{2i} = m_p c_{v,p} T_3 - m_p c_v T_2 = Q_{2-3}</math></p> $V_3 = V_2; \text{ Ec. (3.4): } \frac{p_3}{p_2} \doteq r_p \quad \left. \begin{array}{l} \\ \text{gi: } p_2 V_2 = m R_g T_2; p_3 V_3 = m_p R_{g,p} T_3 \end{array} \right\} \rightarrow \frac{T_3}{T_2} = r_p \frac{R_g m}{R_{g,p} m_p} \quad (3.17)$ $\rightarrow \frac{Q_{2-3}}{m R_g T_1} = \frac{r_c^{\gamma-1}}{\gamma_{p,c} - 1} \left( r_p \frac{m}{m_p} - \frac{\gamma_{p,c} - 1}{\gamma - 1} \right) \quad (3.18)$ <p>Aproximaremos el factor <math>m/m_p</math> a la unidad por resultar de una aproximación imprecisa, <b>Ec. (3.14)</b> y requerirse mucho detalle para una mejor aproximación. En la <b>Ec. (3.18)</b> puede observarse que si no hay combustión <math>Q_{2-3} = 0</math> pues <math>\gamma_{p,c} = \gamma</math> y <math>m_p = m</math>.</p>



## 3.2.- Cálculo del ciclo (cont.) [Volver](#)

De 4 a 5, expansión hasta un volumen prescrito por  $r_v$ . Las pérdidas de calor a las paredes compensan la combustión residual y la recombinación de radicales libres al bajar la temperatura, para dar una evolución que es cerca de isentrópica globalmente. La transferencia de calor a las paredes se asumirá como una pérdida del calor liberado de 2 a 4, por alcanzarse las máximas temperaturas, [Tema Avanzado 8](#).

Proceso	Ecuaciones
Expansión isentrópica sin pérdida de masa 4 a 5	$dQ = 0 \Rightarrow dU = -d\tau \Rightarrow U_5 - U_4 = m_p c_{v,p} (T_5 - T_4) = -\tau_{4-5}$ $S = \text{cte.} \quad \left. \begin{array}{l} \Rightarrow \frac{T_5}{T_4} = \left(\frac{r_v}{r_e}\right)^{\gamma_p - 1} \quad (3.21); \\ \frac{P_5}{P_4} = \left(\frac{r_v}{r_e}\right)^{\gamma_p} \quad (3.22) \end{array} \right\} \rightarrow \frac{\tau_{4-5}}{mR_g T_1} = \frac{r_c^{\gamma-1} r_p r_v}{\gamma_p - 1} \left[ 1 - \left(\frac{r_v}{r_e}\right)^{\gamma_p - 1} \right]$



- $\gamma_p$  se calcula a  $(T_4 + T_5)/2$ .
- En la realidad la/s válvula/s de escape, empiezan a abrir antes del PMI, con AAE, cayendo la presión. Esto supone una pérdida de área con respecto al ciclo teórico cifrable en algún %. Se tendrán en cuenta empíricamente, junto con otras pérdidas, por medio del rendimiento de diagrama  $\eta_d$ , véase las [Ecs. \(3.77\) y \(3.P.4\)](#).

## 3.2.- Cálculo del ciclo (cont.) [Volver](#)

De 5 a 6 expansión internamente isentrópica hasta  $p'_{es}$ .

Proceso	Ecuaciones
Escape espontáneo adiabático y con el émbolo estacionario en PMI. 5 a 6	$dQ = 0$ ; $d\tau = 0$ ; sistema abierto, expansión isentrópica en el cilindro.  Presión impuesta: $p_6 = p'_{es}$ ; $\Rightarrow \frac{T_6}{T_5} = \left(\frac{p'_{es}}{p_5}\right)^{\gamma_r-1}$ (3.34)  $\left. \begin{aligned} pV_6 &= m_6 R_{g,p} T_6 \\ q &\doteq V_6 - V_2 \\ r_e &\doteq V_6 / V_2 \end{aligned} \right\} \rightarrow q = \left(1 - \frac{1}{r_e}\right) V_6 \rightarrow m_6 = \frac{p'_{es} q}{R_{g,p} T_6} \frac{1}{1 - \frac{1}{r_e}}$

- El gas en el interior del cilindro se expande isentrópicamente, realizando trabajo hacia el gas que sale, con presión continuamente descendiente, y con el émbolo en PMI, 5 a 6.
- 5,op es el estado que se alcanzaría caso de expandir dentro del motor hasta  $p'_{es}$  a  $S = cte.$  y  $\gamma_p = cte.$ , por simplicidad. Proporciona el máximo trabajo al émbolo y corresponde a una relación de expansión óptima  $r_{e,op}$ , [Ec. \(3.61\)](#).
- El gas que sale, al laminarse irreversiblemente en la válvula de escape hasta  $p_{es}$ , solo realiza trabajo contra esa presión constante. Alcanza, tras mezclarse, una cierta temperatura  $T_{es} > T_{5,op}$ .

- Se admite que la bajada de temperatura cambia el valor de  $\gamma_p$  a  $\gamma_r$  correspondiente a  $T_6$ , en lugar  $\frac{T_5+T_6}{2}$  al no intervenir en intercambios de energía del ciclo.
- $\gamma_r$  se usará en el resto de procesos hasta la salida a la atmósfera, pues la temperatura cambia poco.
- Al no haber reacción química se mantiene  $PM_p$ .

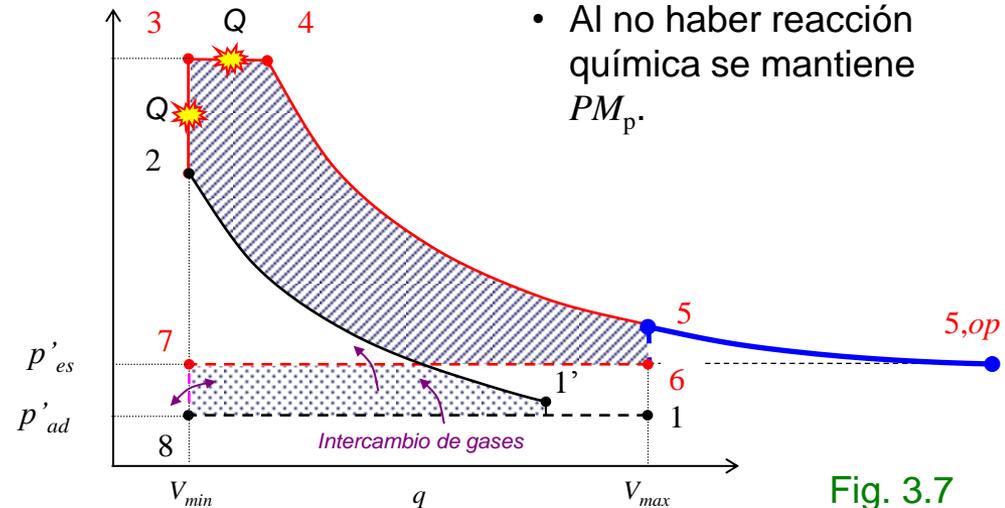


Fig. 3.7



## 3.2.- Cálculo del ciclo (cont.) [Volver](#)

### Cálculo de la temperatura de escape $T_{es}$

A modo de simplificación, el colector de escape (caja) se considera de tal volumen en comparación con  $q$  que la presión en él permanece constante al recibir los pulsos de escape del cilindro. Se asume mezclado perfecto de los gases, por lo que se puede hablar de  $T_{es}$  al finalizar el escape. Las salidas de masa al exterior “e” y “EGR” con caudal constante originan una contrapresión,  $p_{es} > p_{atm}$ . Asumiendo una  $MaC$  conteniendo la totalidad de los gases de un ciclo y una cantidad indeterminada constante en el colector y en condiciones invariables; respectivamente fondo rosa oscuro y claro:

I. **Instante inicial**, dentro del cilindro, punto 5, tenemos toda la masa de un ciclo, que se divide en tres masas:

$$m_p = m_r + m_e + m_{EGR}; \text{ con } V_5 = V_{max}; T_5; p_5 \quad (3.38)$$

Al escape  
p. e. turbina

II. **Instante final**,

Dentro del cilindro, punto 7:  $m_r; V_{min}; T_7; p'_{es}$

Fuera del cilindro, en el colector:  $m_e + m_{EGR}; V_{5^{**}}; T_{es} \neq T_6; p_{es}$

- Se admite una caída de presión media a través de las/s válvula/s y pipas de escape durante el escape espontáneo 5-6 y durante la carrera de escape 6 a 7, de  $p'_{es}$  a  $p_{es}$ .
- Los desplazamientos, tanto del émbolo del cilindro en el escape forzado, como de la frontera fluida que entra en el volumen del colector de escape ( $e$ ) y al sistema de EGR **son a presión constante**. La diferencia de presión con el cilindro se degrada a energía interna térmica; luego, supone una irreversibilidad, dando lugar a un aumento de entropía de los gases salientes.

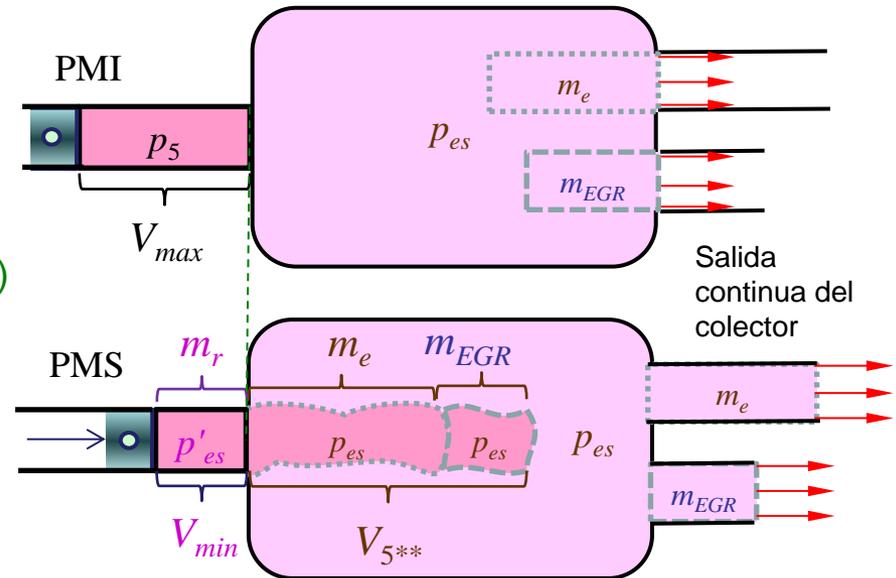


Fig. 3.9

## 3.2.- Cálculo del ciclo (cont.) [Volver](#)

### Cálculo de la temperatura de escape $T_{es}$ (cont.).

Balance de energía de una *MaC* adiabática fuera del cilindro, y reducción en  $T_7$  definida con  $\upsilon \leq 1$ . Incluye toda  $m_p$ , entre el instante inicial y el final, véase [Tema Avanzado 4](#). Gicp:  $R_{g,r} = R_{g,p}$ ; aunque muy parecidas,  $\gamma_r > \gamma_p$ , por ser  $T_r < T_5$ , se tomarán iguales:

$$\underbrace{c_{v,r} \left[ \overbrace{m_r T_7 + (m_e + m_{EGR}) T_{es}}^{\text{Fuera del cilindro } V_{5^{**}}} \right]}_{\text{Energía interna final}} - \underbrace{c_{v,r} m_p T_5}_{\text{Energía interna inicial}} = \underbrace{p'_{es} (V_5 - V_{min})}_{\substack{\text{Trabajo recibido del émbolo} \\ \text{expulsando los gases } > 0}} - \underbrace{p_{es} V_{5^{**}}}_{\substack{\text{Trabajo contra} \\ \text{los gases exteriores} \\ \text{fuera del cilindro y} \\ \text{fuera de la caja}}} - \underbrace{c_{p,r} m_r T_7 (1-\upsilon)}_{\text{Enfriamiento isobárico}} \quad (3.40)$$

Punto 5:  $p_5 V_{max} = m_p R_{g,p} T_5$

Punto 7:  $p'_{es} V_{min} = m_r R_{g,p} T_7$ ;  $T_7 = T_r$

Ec. (3.3):  $r_e = \frac{V_{max}}{V_{min}}$

Ec. (3.37) expansión isentrópica 5 a 6 y posterior enfriamiento isóbaro 6 a 7, véase [Tema Avanzado 6](#):  $\left. \begin{array}{l} \text{expansión isentrópica 5 a 6 y posterior} \\ \text{enfriamiento isóbaro 6 a 7, véase Tema Avanzado 6:} \end{array} \right\} \rightarrow \frac{T_7}{T_5} = \upsilon \left( \frac{p'_{es}}{p_5} \right)^{\frac{\gamma_r - 1}{\gamma_r}}$

En el colector(caja)  $p_{es} V_{5^{**}} = (m_e + m_{EGR}) R_{g,p} T_{es}$

Sustituyendo las 2 ecs. de estado, para  $V_5 = V_{max}$  y para  $V_{5^{**}}$  y las [Ecs. \(3.37\)](#), [\(3.38\)](#) y [\(3.41\)](#) en la [Ec. \(3.40\)](#), se llega a:

$$1 \geq \frac{T_{es}}{T_5} = \frac{1 + \left[ \gamma_r \left( 1 - \frac{1}{r_e} \right) - 1 - \frac{\gamma_r (1-\upsilon)}{r_e} \right] \frac{p'_{es}}{p_5}}{\gamma_r \left( 1 - \frac{m_r}{m_p} \right)} \approx \frac{1 + (\gamma_r - 1) \frac{p_{es}}{p_5}}{\gamma_r} \quad (3.42)$$

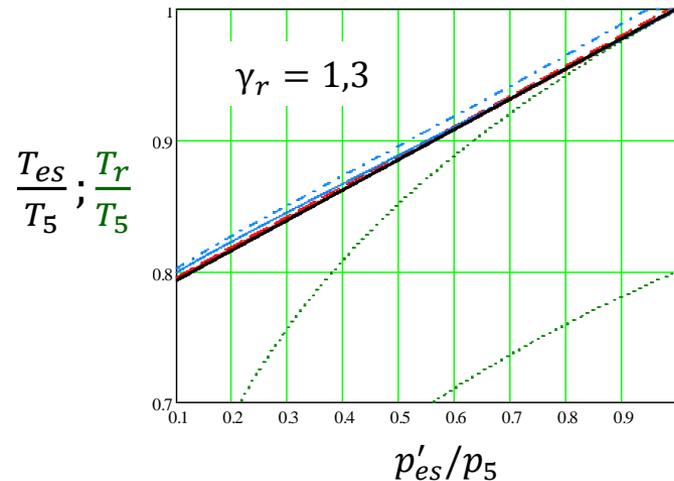
Corresponde a suponer adiabático e igual  $T_{es}$  y  $p_{es}$  dentro y fuera del cilindro

Esta simplificación es aceptable por confluir dos efectos sobre la temperatura de escape que no se han incluido; son de compleja evaluación y originan cambios apreciables. Se describen más adelante con texto en este color.

## 3.2.- Cálculo del ciclo (cont.) [Volver](#)

### Cálculo de la temperatura de escape $T_{es}$ .

- Resultados: la figura muestra: a) las temperaturas relativas de los gases expulsados  $T_{es}/T_5$  para  $r_e = 5$  (en azul) y 15 (en rojo),  $v = 1$  (con líneas continuas) y 0,8 (con líneas de trazo rojo y trazo y punto azul) y b) temperatura de los gases que se quedan en el cilindro  $T_r/T_5$  (con líneas de puntos en verde,  $v = 1$  y 0,8), como función de  $p'_{es}/p_5$ , para una  $\gamma_r$  representativa. Resalta la casi imperceptible influencia de  $r_e$  con  $v = 1$  y la escasa diferencia con la simplificación [Ec. \(3.42\)](#), mostrada con línea gruesa negra. También las sustancialmente menores  $T_r$  cuando la expansión es fuerte. Ello se debe al mayor trabajo transferido al exterior de la *MaC* en la evolución isentrópica en el cilindro.



- Valores reales: [aquí](#).

Fig. 3.10

- El cálculo de  $T_{es}$  realizado debe modificarse por dos razones:
  - Si la mezcla es pobre o estequiométrica,  $F_R \leq 1$ ; la elevada turbulencia engendrada por la/s válvula/s de escape produce un mezclado que pone en contacto gases calientes con los inquemados del cilindro (p. e. los de la capa límite térmica en contacto con las paredes, o los residuos carbonosos) más fríos, originando su ignición, con lo que la temperatura puede subir,  $\Delta T_{es, posc}$ , hasta unos 160 °C si arde completamente, véase [Tema Avanzado 7](#).
  - Esta misma turbulencia ocasiona una intensa transferencia de calor a la/s válvula/s, a las paredes de la/s pipa/s de escape  $\Delta T_{es,a,p}$  y al [colector de escape](#) mismo  $\Delta T_{es,a,c}$ . Son capaces de bajar la temperatura  $\Delta T_{es,a} = \Delta T_{es,a,p} + \Delta T_{es,a,c}$  hasta unos 100 °C, si es voluminoso y no está aislado térmicamente. Más información [aquí](#).



### 3.3.- Trabajo del ciclo [Volver](#)

$$\tau_T = \tau_{1'-2} + \tau_{3-4} + \tau_{4-5} + \tau_{6-7} + \tau_{8-1'}$$

Sustituyendo resulta:

$$\tau_T = \underbrace{p_{1'} q \left( \frac{r_c}{r_e - 1} \right)}_{= mR_g T_{1'}} \left\{ \frac{\overbrace{\tau_{1'-2}}^{\infty}}{(1 - r_c^{\gamma-1})} + r_c^{\gamma-1} r_p (r_v - 1) + \frac{\overbrace{\tau_{4-5}}^{\infty}}{\gamma_p - 1} \left[ 1 - \left( \frac{r_v}{r_e} \right)^{\gamma_p - 1} \right] - \frac{1}{\pi_{re}} \left( \frac{\overbrace{\tau_{6-7}}^{\infty}}{r_c r'_{ad}} - \frac{\overbrace{\tau_{8-1'}}^{\infty}}{r_c} \right) \right\} = \overset{\text{Ec. (1.52)}}{\uparrow} pmt \times q \quad (3.52)$$

Según Ec. (3.49)

- “[Ceteris paribus](#)” el trabajo resulta proporcional a:
  - $p'_{ad} \Rightarrow$  uso de la mariposa de admisión y de la sobrealimentación. Interesan pipas y válvulas bien amplias y diseñadas para que la caída de  $p_{ad}$  a  $p'_{ad}$  sea mínima.
  - $V_{1'}$ , que hace de cilindrada efectiva  $\Rightarrow V_{max}$  y efecto del *RCA* o *ACA*.
- La presión media equivalente teórica, definida como:  $pmt \doteq \tau_T/q$ , resulta ser:
  - Proporcional a  $p'_{ad}$  **e independiente del tamaño del motor.**
  - Independiente de  $T_{1'}$ , lo cual es engañoso a primera vista, al haber limitaciones a  $r_v$  y  $r_p$ , véase la [compatibilidad con el combustible](#).

### 3.4.- Compatibilidad con el combustible [Volver](#)

- El calor liberado internamente por el combustible ha de coincidir con el del ciclo :

**1. Combustible:** Se considera un rendimiento de combustión  $\eta_{c,v}$  (a volumen cte.) y un factor reductor empírico por pérdida de calor a las paredes.  $J_c \cong 0,9$  en condiciones normales de funcionamiento, véase [Tema Avanzado 8](#):

$$Q_l = m_{comb} L_{i,v} \eta_{c,v} J_c \tag{3.53}$$

**2. Ciclo:** Igualando a  $Q_l = Q_{2-3} + Q_{3-4}$  resulta una condición para  $r_p$  y  $r_v$ , puesto que  $F$  y  $EGR$  se dosifican, son parámetros de motor independientes:

$$\frac{r_c^{\gamma-1}}{\gamma_{p,c} - 1} \left[ r_p - \frac{\gamma_{p,c} - 1}{\gamma - 1} + \gamma_{p,c} r_p (r_v - 1) \right] = \underbrace{\frac{m_{comb}}{m} \frac{L_{i,v} \eta_{c,v} J_c}{R_g T_1}}_{\doteq q_{lc}} ; \text{ Solución: } \left\{ \begin{array}{l} \text{MIE : Se impone } r_p = r_{p,max} = \frac{P_{max}}{\underbrace{P'_{ad} r_c^\gamma}_{P_2}} \\ \text{y se despeja } r_v, \text{ 2 posibilidades :} \\ \text{(a) } r_v \geq 1 \text{ OK; } r_p = r_{p,max} \\ \text{(b) } r_v < 1 \Rightarrow r_v = 1; \text{ se despeja } r_p \leq r_{p,max} \\ \text{MIF : Se impone } r_v = 1 \text{ y se despeja } r_{p,v}. \text{ Se aplica} \\ r_p \approx 0,7 r_{p,v} \text{ y se despeja } r_v. \end{array} \right. \tag{3.55}$$

... donde se puede ver que  $r_p$  y  $r_v$  disminuyen al aumentar  $T_1$ , *ceteris paribus*.

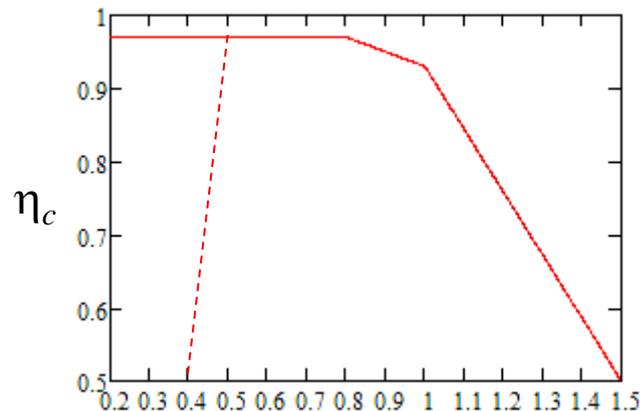
- Como  $L_i$  para combustibles líquidos está consignado con ellos en fase líquida, no es necesario detraer el calor latente de vaporización. Pero el que se añade durante la admisión ( $i = 1$ ) y se tiene en cuenta la vaporización del combustible, es necesario considerar aquí

$L_{i,v} + y_v / L_{v,v}$  para  $m_{comb,i}$



## 3.4.- Compatibilidad con el combustible (cont.) [Volver](#)

- $\eta_{c,v}$  es  $< 1$  por combustión incompleta, p. e. capa límite térmica en contacto con las paredes, que apaga la llama o incluso no permite la ignición, por imperfecciones en el sistema de combustión, p. e. goteo de inyectores y zonas de mezcla demasiado pobre o rica. Además hay disociación de los productos por la alta temperatura, fenómeno que absorbe energía térmica reversiblemente. En resumen inquemados y radicales: [HCs](#), CO, C, H, H<sub>2</sub>, OH, O, ...
- $\eta_{c,v}$  es alto con motor caliente y quemando bien. Valores orientativos:
  - $\eta_{c,v} \cong 0,97$  a  $0,98$  para dosado relativo  $F_R < 1$  y MEP. Bajaría al empobrecer demasiado, como orientativamente indica la [Fig. 3.12](#) para un MEP que falla con  $F_r < 0,5$  parándose.
  - $\eta_{c,v} \cong 0,98$  a  $0,99$  para  $F_R < 1$ , MEC y para MEP de combustión estratificada.
  - Al acercarse a  $F_R = 1$ ,  $\eta_{c,v}$  baja por carencia de oxígeno y cae bastante para  $F_R > 1$ . Esta es la causa principal del bajo rendimiento de los motores actuando con mezcla rica.
  - Como función de  $F_R$  (ver [\[5\]](#) J. B. Heywood. [Internal Combustion Engines](#), Fig. 3-9, p. 82), para hidrocarburos se proporcionan valores orientativos:



## 3.5.- Rendimiento del ciclo [Volver](#)

- La eficiencia o rendimiento global energético es un “coeficiente de mérito” convenido.
- Refiriendo el trabajo a la [disponibilidad](#) o [exergía](#) termodinámica suministrada (aproximada por el [poder calorífico](#) inferior a presión constante, [Tema Avanzado 12](#)), el rendimiento más usado y habitual es el que llamamos **global**  $_g$ , véase [Ec. \(1.13\)](#):

( $_T$  aquí significa teórico)

$$\eta_{T,g} \doteq \frac{W_T}{\dot{H}_s} = \frac{\tau_T}{H_s} = \frac{\tau_T}{m_{comb} L_i} \quad (3.57)$$

- Para tener en cuenta la capacidad del ciclo en convertir el calor realmente liberado en trabajo se considera un [rendimiento de combustión](#). Y considerando los dos poderes caloríficos, nacen otros dos rendimientos, útiles para el estudio de ciclos:
  - Usaremos éste para el análisis de ciclos:

$$\eta_T \doteq \frac{\tau_T}{\eta_c m_{comb} L_i} = \frac{\eta_{T,g}}{\eta_c} \quad (3.58)$$

$$\eta_{T,v} \doteq \frac{\tau_T}{\eta_{c,v} m_{comb} L_{i,v}} \doteq \frac{\eta_{T,v,g}}{\eta_{c,v}} \quad (3.59)$$

- ✓ Se acostumbra agregar el subíndice  $_n$  a los rendimientos del motor, para indicar que es neto (trabajos de los bucles de alta y de baja presión sumados). El bruto ([gross](#) en inglés), solo considera el trabajo del bucle de alta  $\tau_{T,a}$ .
- ✓ La diferencia entre  $\eta_T$  y  $\eta_{T,v}$  es pequeñas para hidrocarburos, por ser muy parecidos  $L_{i,v}$  y  $L_i$  y por ello los rendimientos de combustión respectivos, véase capítulo de Termoquímica.
- ✓ Nos incluye  $J_c$  en la [Ec. \(3.59\)](#) por ser un parámetro de difícil determinación experimental.

### 3.5.- Rendimiento del ciclo (cont.) [Volver](#)

$$\left. \begin{array}{l} \text{Ecs.} \\ (3.52) \\ (3.55) \end{array} \right\} \eta_{T,v} = \frac{\frac{1-r_c^{\gamma-1}}{\gamma-1} + r_c^{\gamma-1} r_p (r_v - 1) + \frac{r_c^{\gamma-1} r_p r_v}{\gamma_p - 1} \left[ 1 - \left( \frac{r_v}{r_e} \right)^{\gamma_p - 1} \right] - \frac{1}{\pi_{re}} \left( \frac{r_e - 1}{r_c r'_{ad}} - \frac{r_c - 1}{r_c} \right)}{\frac{r_c^{\gamma-1}}{\gamma_{p,c} - 1} \left[ r_p - \frac{\gamma_{p,c} - 1}{\gamma - 1} + \gamma_{p,c} r_p (r_v - 1) \right]} \quad (3.60)$$

- Resulta dependiente exclusivamente de los **parámetros básicos** del ciclo y de los  $\gamma$ .
- Será **rendimiento bruto** si se hace  $r'_{ad} = 1$ , quedando el bucle de baja como pérdida mecánica a incluir en el rendimiento mecánico.
- Resulta aparentemente independiente de  $p'_{ad}$ , y de  $T_1$ , pero **hay una influencia por los  $\gamma$**  y por  $r_p$  y  $r_v$ , a través de la relación de compatibilidad, **Ec (3.55)**.

☞ Se puede estudiar  $\eta_T$  usando directamente los **parámetros básicos** aquí explícitos o bien usando los **parámetros independientes** del motor:  $F_R$ ,  $T_{ad}$ ,  $p_{ad}$ ,  $EGR$ , ...

☞ Veamos el efecto de los distintos **parámetros básicos**, simplificando.

### 3.5.- Rendimiento del ciclo (cont.) [Volver](#)

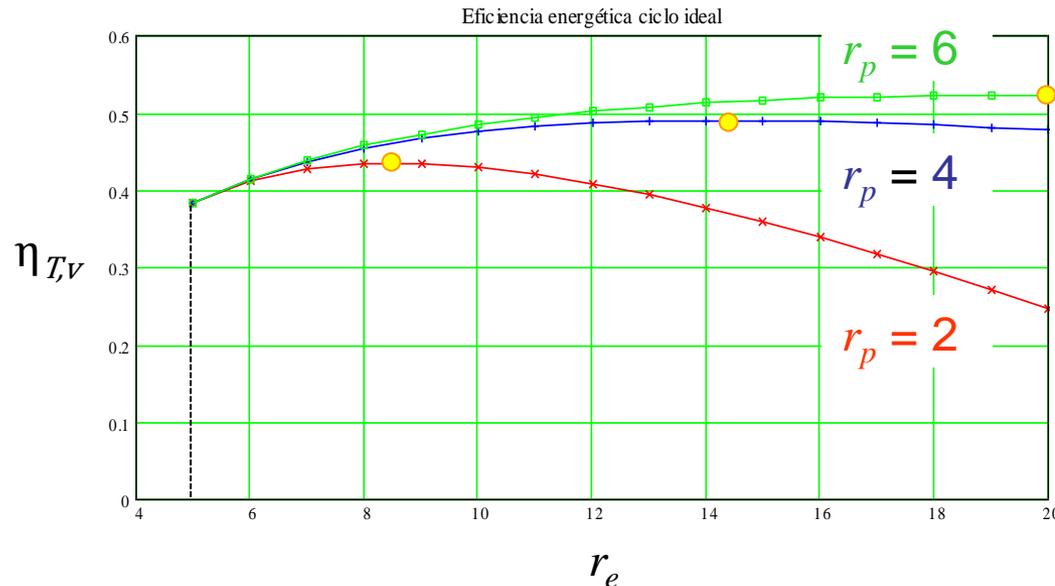
- La relación de expansión que maximiza el rendimiento  $r_{e,op}$  es la que maximiza la  $pmt$  en la [Ec. \(3.52\)](#), generado un [ciclo Atkinson](#) dual con expansión completa, [Fig. 3.13](#):

$$\left. \frac{\partial \tau_{T,v}}{\partial r_e} \right|_{\substack{\gamma_p = \text{cte.} \\ \text{hasta } 5,op}} = \left. \frac{\partial (pmt)}{\partial r_e} \right|_{\substack{\gamma_p = \text{cte.} \\ \text{hasta } 5,op}} = 0 \Rightarrow r_{e,op} = r_v \left( r_c^\gamma r_p r'_{ad} \pi_{re} \right)^{1/\gamma_p} \quad (3.61)$$

- Corresponde a alcanzar  $p'_{es}$  al final de la expansión dentro del cilindro.
- La  $r_{e,op}$  resulta del doble al séxtuple de  $r_c$ . Esto haría el motor muy grande, al tener una carrera de expansión muy larga para la de admisión que se tenga, que es la que determina la cilindrada y por ello la que determina la masa aspirada y a resultas, el trabajo del ciclo.
- Sin llegar a  $r_{e,op}$ , una carrera de expansión fija y notablemente mayor que la de admisión se ha usado, p. e. en el MEP del automóvil híbrido [Toyota Prius](#), con el resultado de ganar en rendimiento. En este automóvil la falta de potencia máxima resultante de ello se evita apoyando con un motor eléctrico y batería. El exceso de potencia del motor térmico, cuando no se necesita tanto para la propulsión, genera electricidad para recargar las baterías. El motor funciona en modo on-off a plena carga y a régimen fijo, relativamente bajo, para simultáneamente aligerar el motor y obtener un elevado rendimiento mecánico.
- Un estudio paramétrico, con gammas constantes y sin cambio de composición para simplificar, ilustra estas ideas:

### 3.5.- Rendimiento del ciclo (cont.) [Volver](#)

Para una  $r_c$  fija, se puede aumentar  $r_e$  y llegar a expandir hasta la presión de escape, alcanzándose un máximo del rendimiento:



$$r_p = 2, 4 \text{ y } 6.$$

$$r_c = 5 \text{ (valor extremo);}$$

$$\gamma = \gamma_{p,c} = \gamma_p = \gamma_1 = 1,3$$

$$r'_{ad} = \pi_{re} = 1; r_v = 1$$

$$mR_g = m_p R_{g,p}$$

● corresponde a  $r_{e,op}$ , Ec. (3.61)

Fig. 3.12bi

- No es necesario llegar a la  $r_{e,op}$  para materializar la mayoría de la ganancia posible, pues el máximo es muy plano, la cual es mayor para  $r_p$  grandes (mezcla próxima a la estequiométrica).
- La ganancia con carrera de expansión grande hace que actualmente se use en automoción este concepto, pero por otra vía. Se disminuye  $r_c$  por un gran *RCA* o *ACA* (cierre de la válvula de admisión retrasado o adelantado) el cual es variable y manteniendo para el motor la  $r_e = r$  de 10 a 17 fija, con cinemática de biela-manivela normal ( $V_{max}$  y  $V_{min}$ ). Da lugar al [ciclo Atkinson](#), e incluso al [Ciclo Miller](#), [Ap. 3.12](#), [Anexo II](#) y [Fig. 3.11](#).
- Una turbina de escape parece más apropiada que un cilindro para expandir hasta la presión atmosférica, por ser capaz de caudales volumétricos elevados → [turboalimentación](#) y motor [Turbocompound](#), [más aquí](#), [más aquí](#), **lográndose teóricamente la misma ganancia.**

### 3.6.- Simplificaciones [Volver](#)

- El motor Diésel (MEC) a carga parcial muestra una combustión muy abrupta, por lo que  $r_v = 1$  es una buena aproximación, y como  $F_R$  es bajo, el cambio de composición es pequeño, y aunque el aumento de temperatura hace que  $\gamma_{p,c}$  y  $\gamma_p < \gamma$ , se puede aceptar asumir igual composición:

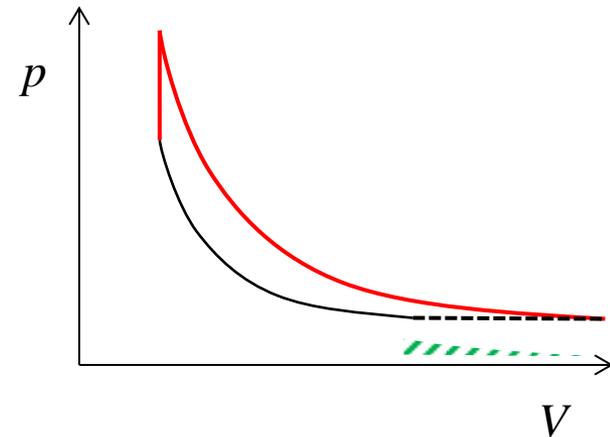
- **Liberación de calor a volumen constante, ciclo Atkinson estándar de aire**:  $r_v = 1$ ,  $r'_{ad} = \pi_{re} = 1$  (ciclo bruto),  $\gamma = \gamma_{p,c} = \gamma_p = \gamma_1$ ,  $mR_g = m_p R_{g,p}$ .

$$\eta_{T,v,Atkinson} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \frac{\frac{r_e}{r_c} \left[ r_p \left( \frac{r_c}{r_e} \right)^\gamma - 1 \right] + \gamma \left( \frac{r_e}{r_c} - 1 \right)}{r_p - 1} \quad (3.62)$$

$\doteq A: \begin{cases} = 1 \text{ si } r_c = r_e : \text{Ciclo Otto} \\ < 1 \text{ si } r_c < r_e \end{cases}$

Ciclo Otto estándar de aire  
 $\frac{1}{r_c^{\gamma-1}}$

A alcanza un mínimo, con lo que el rendimiento es máximo, para un cierto valor de  $r_e/r_c > 1$  que hace  $p_5 = p'_{es}$ . Véase  $r_{e,op}$  en la **Ec. (3.61)**. Se tiene entonces el **ciclo Atkinson de expansión completa**. El área rayada es lo que se ha ganado con respecto a un ciclo Otto de igual  $r_c$  y  $r_p$ .



**Fig. 3.13.-** Ciclo Atkinson de expansión completa

## 3.6.- Simplificaciones (cont.) [Volver](#)

**Ejercicio 3.1.-** La compatibilidad con el combustible (Ec. 3.55) nos permite calcular un valor máximo posible  $r_{p,max}$ . Con dosado estequiométrico para maximizar la liberación de calor, y según el Anexo I,  $F_d = 0 \Rightarrow m_p R_{g,p} = m R_g; F = F_i, \gamma = \gamma_{p,c}$ :

I.- Obtenga la expresión resultante.

**Solución:**

$$\left. \begin{array}{l} \text{Ecs. (3.55)} \\ \text{y (3.1.1)} \end{array} \right\} \rightarrow \frac{R_g T_1' r_c^{\gamma-1} (r_p - 1)}{\gamma - 1} = \frac{F(1-f)}{1 + F + EGR_a} \eta_{c,v} J_c L_{i,v} \Rightarrow r_p = 1 + (\gamma - 1) \underbrace{\frac{F(1-f)}{[1 + F + EGR_a] r_c^{\gamma-1}}}_{\ll 1} \overbrace{\eta_{c,v} J_c L_{i,v}}^{:= q_{lc} / R_g T_1'}$$

II.- Asuma valores típicos para un MEP, pues  $r_c$  es menor:  $T_1' = 300 \text{ K}; r_c = 9; \gamma = 1,25; F = F_e \cong 0,067; f = 0, EGR = 0; L_{i,v} \cong 42 \text{ kJ/g}; \eta_{c,v} = 0,95; J_c = 0,9$ .

**Solución:**

$$r_{p,max} \approx 1 + (\gamma - 1) \frac{F_e \eta_{c,v} J_c L_{i,v}}{R_{g,a} T_1' r_c^{\gamma-1}} = 4,4$$

Comentario: En la realidad no llega a 4 por: combustión progresiva, cinética química y fuga de gases por los [segmentos](#) de estanqueidad (aros), no tenidos en cuenta en el modelo, y por imprecisión de los parámetros considerados en el cálculo.

## 3.6.- Simplificaciones (cont.) [Volver](#)

- **Máxima simplificación I**, Ciclo **Otto** estándar de aire:  $r_c = r_e$ ,  $r_v = 1$ ,  $r'_{ad} = 1$ ,  $\gamma = \gamma_{p,c} = \gamma_p = \gamma_1$ ,  $R_g = R_{g,p}$ .

Ec. (3.62)  $\eta_{T,v,Otto} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}}$

Ec. (3.9)  $\eta_{T,v,Otto} = 1 - \frac{T_1}{T_2}$

Por este resultado algunos lo denominan rendimiento térmico.

¡El rendimiento queda en este caso independiente de  $r_p$ , o sea  $F$ !

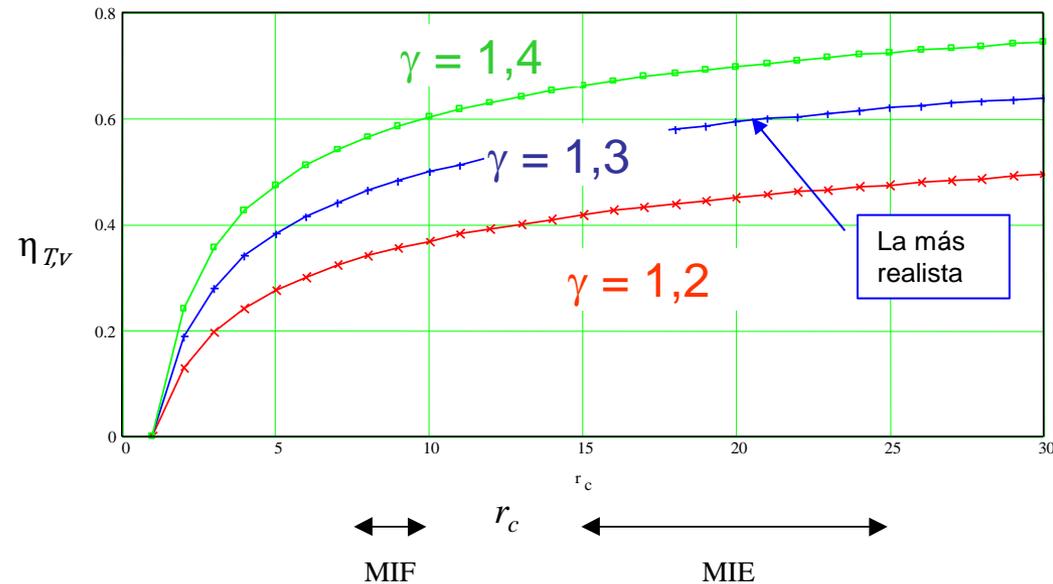


Fig. 3.14.

- Elegir  $\gamma = 1,3$  proporcionar los resultados más realistas, pero es arbitrario.
- Los MEC logran mayores rendimientos, no solo con este modelo simplificado, sino también con el modelo completo, a causa de su mayor relación de expansión. También es a causa de su dosado pobre, lo que en esta simplificación no puede observarse, salvo asumiendo un aumento arbitrario en  $\gamma$ .

## 3.6.- Simplificaciones (cont.) [Volver](#)

**Ejercicio 3.2.-** Expresar la presión media teórica  $p_{mt}$  para este caso simplificado como función de los parámetros independientes del motor.

**Solución:** recurriendo a la **Ec. (3.52)** con las simplificaciones indicadas, resulta:

$$\frac{p_{mt}}{p_1} = \frac{1}{\gamma-1} \frac{r_c^\gamma}{r_c-1} \underbrace{\left(1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}}\right)}_{\eta_{T,VC,Otto}} (r_p - 1) = \frac{1}{\gamma-1} \frac{r_c^\gamma}{r_c-1} (r_p - 1) \eta_{T,v,Otto}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Compatibil. del combus., Ec. (3.55)} \\ m_p = m \text{ por ser } F = F_i; \text{ Ec. (3.1.1)} \end{array} \right\} \frac{R_g T_1 r_c^{\gamma-1} (r_p - 1)}{\gamma - 1} = \frac{F(1-f)}{1 + F + EGR_a} \eta_c J_c L_{i,v}$$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Ec. (3.55)} := q_{ic} \\ \text{Ec (3.6 5)} \\ \ll \text{salvo para} \\ r'_{ad} \ll 1 \end{array} \right\} \rightarrow \frac{p_{mt}}{p'_{ad}} = \pi_{re} \frac{r_c}{r_c-1} \frac{F(1-f)}{1 + F + EGR_a} \frac{L_{i,v} \eta_c J_c}{R_g T_1} \eta_{T,v,Otto}$$

La  $p_{mt}$ , que puede tomarse como indicadora de la carga del motor, resulta ser:

1. Proporcional a la presión de admisión dentro del cilindro → válvulas grandes y sobrealimentación.
2. Proporcional a la relación de presiones por efectos de inercia en el colector de admisión  $\pi_{re}$
3. Casi proporcional al dosado  $F$  → control de la carga en MEC.
4. Efecto reductor de  $f$  y  $EGR$  → reducirlos a plena carga.
5. Inversamente proporcional a  $T_1$ , → evitar calentamientos y posenfriamiento en sobrealimentación.
6. Proporcional a  $\eta_T$  → enriquecer excesivamente no conviene.

Estas conclusiones son cualitativamente válidas para el ciclo general.

## 3.6.- Simplificaciones (cont.) [Volver](#)

- **Máxima simplificación II**, Ciclo **Diésel** estándar de aire:  $r_c = r_e$ ,  $r_p = 1$ ,  $r'_{ad} = \pi_{re} = 1$ ,  $\gamma = \gamma_{p,c} = \gamma_p = \gamma_1$ ,  $mR_g = m_p R_{g,p}$ .

$$\eta_{T,v;Diésel} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \overbrace{\frac{r_v^\gamma - 1}{\gamma(r_v - 1)}}{\doteq B}$$

- No depende de  $r_p$ , pero ¡depende de  $F$ , a través de la compatibilidad con el combustible, al depender de  $r_v$ !

- Como:  $\frac{r_v^\gamma - 1}{\gamma(r_v - 1)} > 1$  para  $r_v > 1$  resulta este rendimiento ligeramente menor que el del ciclo Otto estándar de aire. Es representativo tanto de MEP como de MEC.
- Con  $r_c = \text{cte.}$  aumentar  $r_v$  significa inyectar más combustible y por ello aumentar la carga en un MEC, el rendimiento desciende solo ligeramente:

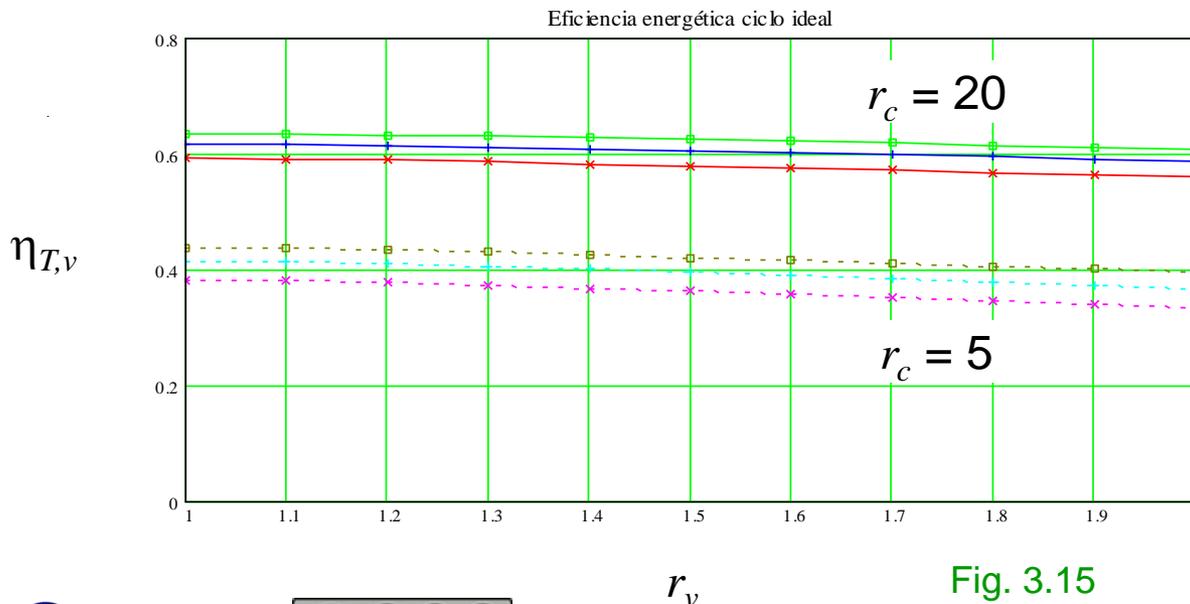


Fig. 3.15

Para un caso más general:

- $r_p = 4$ ;  $\gamma = 1,3$  y para dos relaciones de compresión:

- $r_c = 20$  (línea continua).  
 $r_e = 20, 25$  y  $30$ .
- $r_c = 5$  (línea a trazos).  
 $r_e = 5, 6$  y  $7$ .

## 3.6.- Simplificaciones (cont.)

**Ejercicio 3.3.-** Se desea comparar de forma simplificada un motor convencional dotado de aspiración natural ( $a_n$ ), sin compresor, con un motor de los recientemente introducidos en el mercado, con ciclo Miller ( $a_M$ ). Esto es, aspirando aire desde una presión elevada originada por un compresor ( $p_M = \pi p_{atm}$ ) también con temperatura atmosférica  $T_{atm}$ , gracias a un interenfriador perfecto. Compare usando un ciclo ideal de igual relación de compresión geométrica volumétrica  $r_e$  que el convencional y con bajo coeficiente de llenado  $a_M$ , como resultado de un *RCA* agrandado, cerrando con  $V_{1'M}$ . Al efecto se considera que el volumen unitario máximo es el mismo en ambos ciclos  $V_1 = V_{max}$  y que el ciclo de aspiración natural se puede representar con  $a_a = 1$ . Asuma procesos de admisión a  $p = cte.$  y sin degradaciones ni efectos inerciales, despreciando la presencia de residuales y con gicp. A los efectos comparativos se considera que ambos ciclos reciben la misma masa  $m$ , pues el objetivo es dar la misma potencia. Se pide:

I.- Disponen ambos ciclo de igual cilindrada?

**Solución:** Si, por tener igual volumen máximo y mínimo, al compartir  $r_e$ .

II.- Relación entre los volúmenes al *RCA*.

$$\left. \begin{array}{l} p_{atm} V_{max} = mR_g T_{atm} \\ p_M V_{1'M} = mR_g T_{atm} \\ p_M / p_{atm} = \pi \end{array} \right\} \Rightarrow \frac{V_{1'M}}{V_{max}} = \frac{1}{\pi} < 1$$

**Solución:**

III.- Coeficiente de llenado y relación de compresión efectiva del ciclo Miller, aplicando a  $r_e = 11; \pi = 2$ .

**Solución:**

$$a_M = \frac{V_{1'} - V_2}{V_1 - V_2} = \frac{r_e \pi^{-1} - 1}{r_e - 1} = \frac{11/2 - 1}{11 - 1} = 0,45 \quad r_{c,M} = 1 + a_M (r_e - 1) = 1 + \frac{r_e \pi^{-1} - 1}{r - 1} (r_e - 1) = r_e \pi^{-1} = 11/2 = 5,5$$

IV.- Presión y temperatura en PMS en ambos casos, asumiendo  $T_{atm} = 25 \text{ °C}$  y  $p_{atm} = 1 \text{ bar}$ . Asuma  $\gamma = 1,4$ .

**Solución:**  $p_{2,a} = p_{atm} r_e^\gamma = 28,7 \text{ bar}; \quad t_{2,a} = T_{atm} r_e^{\gamma-1} - 273,16 \text{ °C} = 504 \text{ °C}$

$$p_{2,M} = p_{atm} \pi \left(\frac{r_e}{\pi}\right)^\gamma = 21,7 \text{ bar}; \quad t_{2,M} = T_{atm} \left(\frac{r_e}{\pi}\right)^{\gamma-1} - 273,16 \text{ °C} = 316 \text{ °C}$$

## 3.6.- Simplificaciones (cont.) [Volver](#)

### Ejercicio 3.3 (cont.)- Se pide:

V.- Explique las posibles ventajas de este ciclo Miller elegido para comparar con el convencional propuesto, a efectos de la detonación en un MEP (MIF) y la formación de  $\text{NO}_x$ .

**Solución:** Al obtenerse similar presión y menor temperatura de fin de compresión en el ciclo Miller, el riesgo de detonación es previsiblemente menor, si la combustión se realiza con igual dosado, pues las temperaturas durante el desarrollo de la combustión serán menores y las presiones presumiblemente menores. Por los mismos motivos, la formación de  $\text{NO}_x$  será previsiblemente menor, si se actúa a igual dosado y ser la formación de  $\text{NO}_x$  muy sensible a aumentos de temperatura durante la combustión.

VI.- Compare razonadamente los rendimientos de ambos ciclos y apóyese para ello en un ciclo estándar de aire.

**Solución:** En un diagrama p-V con  $r'_{ad} = 1$  el trabajo de compresión del ciclo Miller es menor pues ocurre entre dos temperaturas más próximas y al ser isentrópico es igual al cambio de energía interna, la cual es función exclusiva de la temperatura para gicp, asumiendo igual masa y  $\gamma$ . Si se tiene en cuenta el trabajo de compresión externo, también es menor el trabajo conjunto, pues asumiendo isentropía global, salvo en el interenfriamiento, éste reduce el trabajo dentro del cilindro, mientras que el tramo fuera de él consume el mismo trabajo.

El volumen de fin de compresión es igual en ambos casos y la presión ligeramente inferior en el ciclo Miller. El volumen de fin de combustión será el mismo asumiendo la misma  $r_v$  y la presión máxima dependerá de  $r_p$ . Con distintas relaciones de compresión igual dosado del mismo combustible e igual temperatura de comienzo de combustión, la  $r_p$  de ambos ciclos no es igual, a resultas de la [Ec. \(3.55\)](#). Luego la expansión ocurre entre los mismos volúmenes pero con presión de inicio no común, luego la presión de fin de expansión no es común tampoco, despreciando efectos de variación de masa y de propiedades. Se deduce de ello que no podemos comparar fácilmente el trabajo de expansión en ambos casos. Simplificando por asumir ciclo estándar con  $r_v = 1$ , el rendimiento del ciclo resulta ser, [Ec. \(3.62\)](#):

## 3.6.- Simplificaciones (cont.) [Volver](#)

**Ejercicio 3.3 (cont.)**.- Se pide:

VI.- **Solución (cont.)**, Ec. (3.62):

$$\dot{=} A: \begin{cases} = 1 & \text{si } r_c = r_e \\ < 1 & \text{si } r_c < r_e \end{cases}$$

$$\eta_{T,v,Atkinson} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \frac{\overbrace{\frac{r_e}{r_c} \left[ r_p \left( \frac{r_c}{r_e} \right)^\gamma - 1 \right] + \gamma \left( \frac{r_e}{r_c} - 1 \right)}^{\text{Ciclo Otto estándar de aire}}}{r_p - 1} = \begin{cases} a: \eta_{T,v,Otto} = 1 - \frac{1}{r^{\gamma-1}} \\ M: \eta_{T,v,Atkinson} = 1 - \frac{1}{r_c^{\gamma-1}} \frac{\pi \left[ r_p \pi^{-\gamma} - 1 \right] + \gamma (\pi - 1)}{r_p - 1} \end{cases}$$

< para  $r_p$  lo suficientemente alto

Luego para  $r_p > 1$  y superior a un cierto valor, que resulta ser dentro de lo posible ( $< 4$ ) y con combustibles normales, el ciclo Miller rinde más. Este valor resulta de hacer  $A = 1$  y es  $r_{p,min} = \frac{\pi - \gamma(\pi - 1) - 1}{\pi^{1-\gamma} - 1} = 1,23$  para  $\gamma = 1,3$ .

### 3.7.- Proceso de renovación de la carga [Volver](#)

I. Obtención de la proporción de residuales del ciclo anterior  $f$ , y su temperatura  $T_r$ :

$$\left. \begin{array}{l} f \doteq \frac{m_r}{m} \\ \text{Ec. (3.41)} \end{array} \right\} \Rightarrow f = \left( \frac{p'_{es}}{p_5} \right)^{\frac{1}{\gamma_r}} \frac{1}{v r_e} \frac{m_p}{m} \quad (3.69)$$

- Será función de los parámetros básicos del ciclo, pues operando resulta:

$$\left. \begin{array}{l} f = \frac{m_p / m}{\left( r_c^\gamma r'_{ad} \pi_{re} r_p \left( \frac{r_v}{r_e} \right)^{\gamma_p} \right)^{\frac{1}{\gamma_r}} v r_e} \\ \text{Simplificación: } \gamma_r = \gamma_p \end{array} \right\} \Rightarrow f = \frac{1}{v r_{e,op}} \frac{m_p}{m} \quad (3.70)$$

Ec. (3.41)
Ec. (3.61)
Ec.(3.1.2)

- Típicamente  $f \sim$  de 0,02 a 0,05 con  $r'_{ad} = 1$  y  $v \approx 1$ .  $r'_{ad} < 1$  p. e. cerrando mariposa, aumenta  $f$  y aumenta al disminuir  $v$ .
- Introduciendo los resultados del ciclo en la [Ec. \(3.37\)](#), tras operar resulta:

$$\frac{T_r}{T_{1'}} = v \frac{r_c^{\gamma_r} r_p^{\gamma_r} r_e^{\frac{1}{\gamma_r}} \left( \frac{r_v}{r_e} \right)^{\frac{\gamma_p}{\gamma_r}} \frac{R_g}{R_{g,p}} \frac{m}{m_p}}{\left( r'_{ad} \pi_{re} \right)^{1 - \frac{1}{\gamma_r}}} \quad (3.71)$$

- Al enriquecer sube  $F_R$ , subiendo  $r_p$  y/o  $r_v$  ceteris paribus, y por ello bajando  $f$  por la subida de  $T_r$ .

## 3.7.- Proceso de renovación de la carga [Volver](#)

**I. Ejercicio 3.3bis.-** Obtener las expresiones de  $r_{e,op}$ ,  $f$ , y  $T_r$  simplificadas por asumir igual composición en el ciclo, sin bucle de bombeo, sin aumento de masa y escape adiabático. Aplicar el resultado a un MEP. Obtener cómo influye  $F$  en este caso simplificado.

**Solución:**

$$\text{Ec. (3.61): } \left. \begin{aligned} r_{e,op} &= r_v \left( r_c^\gamma r_p r'_{ad} \pi_{re} \right)^{\frac{1}{\gamma_p}} \\ \gamma &= \gamma_p; \quad r'_{ad} \pi_{re} = 1 \end{aligned} \right\} \Rightarrow r_{e,op} = r_c r_p^{\frac{1}{\gamma}} r_v; \text{ se separa de } r_c \text{ si se añade combustible.}$$

$$\text{Ec. (3.70)} \left. \begin{aligned} \text{Adicionalmente: } m_p = m; \quad \upsilon = 1 \end{aligned} \right\} \Rightarrow f = \frac{1}{r_{e,op}}$$

$$\text{Ec. (3.71): } \left. \begin{aligned} \frac{T_r}{T_{1'}} &= \upsilon \frac{r_c^{\frac{\gamma-1}{\gamma_r}} r_p^{\frac{1}{\gamma_r}} r_e}{(r'_{ad} \pi_{re})^{1-\frac{1}{\gamma_r}}} \left( \frac{r_v}{r_e} \right)^{\frac{\gamma_p}{\gamma_r}} \frac{R_g}{R_{g,p}} \frac{m}{m_p} \\ \upsilon = 1; \quad \gamma &= \gamma_p = \gamma_r; \quad r'_{ad} \pi_{re} = 1; \quad \frac{R_g}{R_{g,p}} \frac{m}{m_p} = 1 \end{aligned} \right\} \Rightarrow \frac{T_r}{T_{1'}} = r_p^{\frac{1}{\gamma}} r_v; \text{ se separa de } T_{1'} \text{ si se añade combustible.}$$

**Obsevación:** Ninguna de las tres depende de  $r_e$ . Particularizando para unos valores representativos para  $F_R = 1$  y  $\phi = 1$ :  $r_c = 10$ ;  $r_p = 2,7$ ;  $r_v = 1,3$ ;  $\gamma = 1,3$ ;  $T_{1'} = 300$  K:

$$r_{e,op} = 27,9; \quad f = 0,0358; \quad T_r = 2,79T_{1'} = 837 \text{ K} = 564 \text{ }^\circ\text{C}$$

## 3.7.- Proceso de renovación de la carga [Volver](#)

### I. Ejercicio 3.3bis (cont.)

**Solución:** haciendo uso de la compatibilidad con el combustible, [Ec.\(3.55\)](#) y la [Ec. \(3.1.7\)](#), como indica el [Ejercicio 3.2](#), para sustituir una  $r_p$  sin límite, por ser un MEP con  $r_v = 1$ , se obtiene:

$$\left. \begin{aligned} \frac{R_g T_1 r_c^{\gamma-1} (r_p - 1)}{\gamma - 1} &= \frac{F(1-f)}{1+F+EGR_a} \eta_c J_c L_{i,v} \\ r_{e,op} &= r_c r_p^{\frac{1}{\gamma}} r_v ; r_v = 1 \end{aligned} \right\} \rightarrow r_{e,op} = f^{-1} = r_c \left( 1 + \frac{F \left( \begin{smallmatrix} \ll 1 \\ 1-f \end{smallmatrix} \right)}{1+F+EGR_a} \eta_c J_c L_{i,v} \frac{\gamma-1}{R_g T_1 r_c^{\gamma-1}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \approx r_c \left( 1 + \frac{F}{1+EGR_a} \eta_c J_c L_{i,v} \frac{\gamma-1}{R_g T_{ad} r_c^{\gamma-1}} \right)^{\frac{1}{\gamma}}$$

Puede observarse que ceteris paribus  $r_{e,op}$  y  $f^{-1}$  crecen casi linealmente con  $F$  y con  $r_c$ . El efecto de  $F$  en  $T_1$  es apreciable, pero escaso, como indica la [Sección II](#) de este apartado.

### 3.7.- Proceso de renovación de la carga (cont.) [Volver](#)

II. Obtención del estado al final de la admisión, proceso 7-8-1-1'. Inicialmente los residuales están dentro del cilindro a temperatura  $T_7 = T_r$ . Los gases frescos ya a una temperatura  $T'_{ad}$  ([Anexo I](#)), que es  $T_{ad}$  modificada por la evaporación del combustible  $\Delta T_f$ , por la transferencia de calor de las paredes  $\Delta T_{\dot{f}}$  y por la adición de EGR caliente  $\Delta T_{EGR}$ , véase [Tema Avanzado 1](#). Entran y se mezclan con los residuales. Una vez dentro, el pulso inercial hace subir la temperatura en RCA aumentando la masa retenida, [Tema Avanzado 5](#). Se aplica un balance másico y energético de un  $VoC$  adiabático que comprende el cilindro. La posible devolución de gases al colector de admisión entre 1 y 1' se asume que son gases frescos, con lo que la temperatura de los gases entrantes en todo caso es  $T'_{ad}$ .

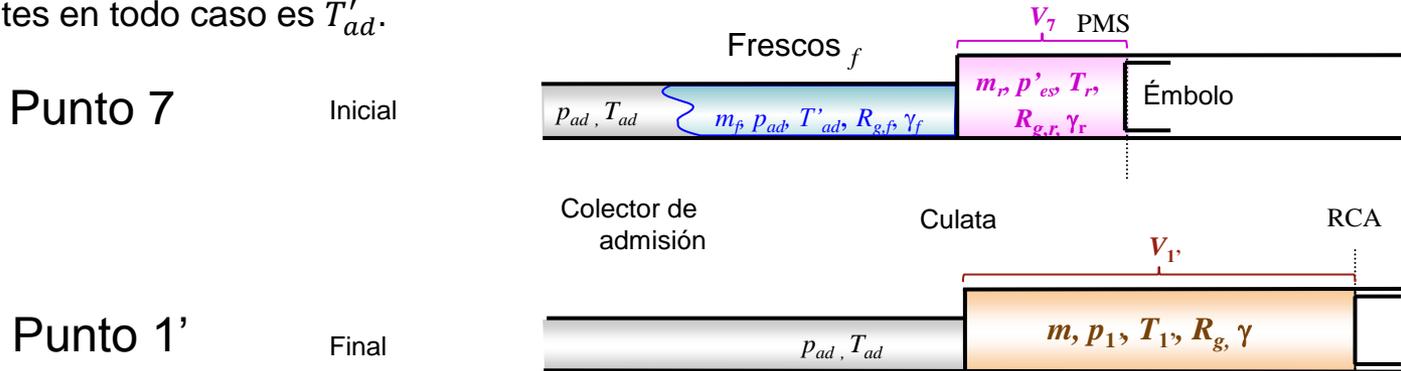


Fig. 3.16.

$$\begin{aligned}
 U_{1'} - U_7 &= \underbrace{-p'_{ad} (V_{1'} - V_7)}_{\text{Trabajo al eje: } \tau_{VoC/ext.}} + \underbrace{(m - m_r) h_f}_{\text{Entalpía que entra: } \Delta H_f} ; \left\{ \begin{array}{l} \text{eliminando } m \text{ y} \\ \text{explicitando } T \end{array} \right\} \Rightarrow \\
 mc_{v,1'} T_{1'} - m_r c_{v,r} T_r &= -P'_{ad} (V_{1'} - V_7) + \underbrace{(1-f)m}_{(1-f)m} c_{v,f} \gamma_f T'_{ad} \\
 p_1 V_{1'} &= m R_g T_{1'} \\
 \text{Ec. ( 3.2) : } r_c = V_{1'} / V_7 & \left\{ \begin{array}{l} p'_{ad} (V_{1'} - V_7) = \frac{mc_{v,1'} (\gamma_{1'} - 1)}{\pi_{re}} \left( 1 - \frac{1}{r_c} \right) T_{1'} \\ \Rightarrow T_{1'} = \end{array} \right. \\
 & \left. \begin{array}{l} \text{Efectos temperatura: } T'_{ad, re} \\ \text{Efectos: } \\ \text{- EGR.} \\ \text{- transferenc. calor.} \\ \text{- evap. combustible} \end{array} \right\} \Rightarrow T_{1'} = \underbrace{\dot{T}'_{ad}}_{\pi_{re}} \underbrace{\gamma_{1'-1}}_{\gamma_{1'}} \underbrace{\frac{(1-f) c_{v,f} \gamma_f}{c_{v,1'}}}_{\text{Efecto del mezclado con los residuales}} \underbrace{\frac{T_r}{T_{1'}}}_{\text{Efecto pulso inercial}} \quad (3.72)
 \end{aligned}$$

**Tema Avanzado 5:**  $s = \text{cte} : T'_{ad, re} / T'_{ad} \doteq \pi_{re}^{\frac{\gamma_{1'} - 1}{\gamma_{1'}}$

Ecuación implícita en  $T_{1'}$ , pero  $f T_r / T_{1'}$  puede expresarse como función de los parámetros básicos del ciclo y de las  $\gamma$ , sin aparecer  $r_p$  ni  $r_v$ . Queda  $f$ , que por ser  $\ll 1$ , influye escasamente y puede usarse una aproximación.

### 3.7.- Proceso de renovación de la carga (cont.) [Volver](#)

II. Obtención del estado al final de la admisión, proceso 7-8-1-1' (cont.). Dando valores a los parámetros intervinientes proporciona una simplificación, véase [Tema Avanzado 1](#):

$$T_{1'} = T'_{ad, re} \frac{(1-f) \frac{c_{v,f}}{c_{v,1'}} \gamma_f}{1 + \frac{\gamma_{1'} - 1}{\pi_{re}} \left(1 - \frac{1}{r_c}\right) - \frac{c_{v,r}}{c_{v,1'}} \frac{f \frac{T_r}{T_{1'}}}{\gamma_r - 1}} = T'_{ad, re} \left( \frac{\overbrace{1 - \frac{m_p}{m}}^{\approx 1}}{\nu r_v \left( r_c^\gamma r'_{ad} \pi_{re} r_p \right)^{1/\gamma_p}} \right)^{\frac{\gamma_{1'} - 1 PM_{1'} \approx 1}{\gamma_f - 1 PM_f} \frac{c_{v,f}}{c_{v,1'}} \gamma_f} \approx T'_{ad, re} \frac{\left( 1 - \frac{1}{\nu r_v \left( r_c^\gamma r'_{ad} \pi_{re} r_p \right)^{1/\gamma_p}} \right) \gamma_f}{1 + \frac{\gamma_{1'} - 1}{\pi_{re}} \left(1 - \frac{1}{r_c}\right) - \frac{\gamma_{1'} - 1}{\gamma_r - 1} \frac{1}{r_c r'_{ad} \pi_{re}}}$$

(3.72bis)

- Al comenzar un ciclo,  $r_p$ ,  $r_v$ ,  $\nu$ , y las  $\gamma$ , pueden estimarse.

### 3.7.- Proceso de renovación de la carga (cont.) [Volver](#)

- **Ejercicio 3.3tri.** Estimar  $t_1$ , con los siguientes datos:  $t'_{ad} = 37 \text{ °C}$ ;  $r_c = 9$ ;  $r'_{ad} = 0,92$ ;  $\pi_{re} = 1$ ;  $r_p = 2$ ;  $r_v = 2$ ;  $\gamma = 1,37$ ;  $\gamma_f = \gamma_{1'} = 1,39$ ;  $\gamma_p = \gamma_r = 1,3$ ;  $v = 0,9$  y  $m_p/m = 1$  por tratarse de un MEP con  $i = 1$ .

**Solución:** aplicando directamente la **Ec. (3.72bis)**:

$$T_{1'} = T'_{ad, re} \frac{\left( 1 - \frac{1}{0,9 \times 2 \left( 9^{1,37} \times 0,92 \times 2 \right)^{1/1,3}} \right)^{1,39}}{1 + (1,39 - 1) \underbrace{\left( 1 - \frac{1}{9} \right)}_{1,346} - \underbrace{\frac{1,39 - 1}{1,3 - 1} \frac{1}{9 \times 0,92}}_{0,157}} = T'_{ad, re} 1,128 \Rightarrow t_{1'} = 310,16 \text{ K} \times 1,128 - 273,16 = 76,8 \text{ °C}$$

Obsérvese que, aunque se multiplica a la temperatura absoluta  $T'_{ad}$  por un factor próximo a la unidad, el calentamiento por los residuales es sustancial, viéndose una diferencia con  $t'_{ad}$  sustancial.

### 3.7.- Proceso de renovación de la carga (cont.) [Volver](#)

- **Ejercicio 3.4.** Obtener la expresión para  $T_{1'}$  que resulta de asumir igual composición de residuales y de frescos; además igual temperatura y además igual presión;  $\pi_{re} = 1$ .

**Solución:** hay varias maneras de abordar el problema. Una de ellas es partir de la **Ec. (3.72bis)** y particularizar para propiedades uniformes, quedando:

$$T_{1'} = T'_{ad, re} \frac{\left( 1 - \frac{1}{v r_v r_c (r'_{ad} \pi_{re} r_p)^{1/\gamma}} \right)^\gamma}{\gamma - (\gamma - 1) \frac{1}{r_c} - \frac{1}{r_c r'_{ad} \pi_{re}}} \quad (3.72tri)$$

Si además asumimos igual temperatura de residuales y de frescos, la reversibilidad del ciclo nos permite considerar este caso hipotético asumiendo  $r_p = r_v = 1$ ;  $v = 1$ , lo que implica asumir  $r_c = r_e$ , pues caso contrario, los residuales estarían más fríos. Queda:

$$T_{1'} = T'_{ad, re} \frac{1 - \frac{1}{r_c (r'_{ad} \pi_{re})^{1/\gamma}}}{1 - \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{1}{r_c} - \frac{1}{\gamma r_c r'_{ad}}} \quad (3.72cua)$$

No es la unidad porque los residuales pueden estar a presión distinta que los frescos y se comprimen o expanden isentrópicamente al ser abierta la válvula, y tras esto son mezclados con ellos.

Si finalmente consideramos igual presión, es  $\pi_{re} = r'_{ad} = 1$ , quedando  $T_{1'} = T'_{ad}$ , como cabría esperar.

### 3.7.- Proceso de renovación de la carga (cont.) [Volver](#)

- **Ejercicio 3.4 (cont.).**

**Solución:** Otra manera de llegar a la expresión para igual composición es determinar  $f$  aplicando la ecuación de estado en los puntos 7 y 1':

$$\left. \begin{aligned} f &= \frac{m_r}{m} \\ p'_{es} V_{min} &= m_r R_{g,r} T_r \\ p'_{1'} V_{1'} &= m R_{g,1'} T_{1'} \end{aligned} \right\} \Rightarrow f = \frac{1}{r'_{ad}} \frac{R_{g,1'} T_{1'}}{\pi_{re} r_c R_{g,r} T_r} \quad (3.72qui)$$

Asumiendo igual composición e introduciendo este resultado en la [Ec. \(3.72bis\)](#), resulta:

$$T_{1'} = T'_{ad} \frac{\left(1 - \frac{1}{r_c r'_{ad}} \frac{T_{1'}}{T_r}\right) \gamma}{\gamma - (\gamma - 1) \frac{1}{r_c} - \frac{1}{r_c r'_{ad} \pi_{re}}} \quad (3.72six)$$

No tenemos ahora la restricción de tener que ser  $r_c = r_e$ , pudiendo elegirse libremente  $T_r$ :

$$\left. \begin{aligned} T_r = T_{1'} \Rightarrow T_{1'} &= T'_{ad} \frac{1 - \frac{1}{r_c r'_{ad}}}{1 - \frac{(\gamma - 1)}{\gamma} \frac{1}{r_c} - \frac{1}{\gamma r_c r'_{ad} \pi_{re}}} \Rightarrow T_{1'} = T'_{ad} \\ r'_{ad} &= \pi_{re} = 1 \end{aligned} \right\}$$

Si asumimos una expansión o compresión isentrópica de los residuales, la temperatura a la que tienen que estar para igualar  $T_{1'}$ , tras la igualación de presiones, es  $T_r = T_{1'} (r'_{ad} \pi_{re})^{\frac{1}{\gamma} - 1}$ , recuperándose la [Ec. \(3.72cua\)](#).

### 3.7.- Proceso de renovación de la carga (cont.) [Volver](#)

#### III. Obtención de la masa admitida y del rendimiento volumétrico

$$q \frac{r_c}{r_e - 1}$$

- Masa total en el cilindro:  $m = m_{1'} = \frac{p_{1'} V_{1'}}{R_g T_{1'}}$  (3.73)



- Para evaluar el proceso de renovación de la carga se define un parámetro adimensional llamado **rendimiento volumétrico de entrada**  $\eta_{v,e}$ , que solo valora la masa de aire que el motor aspira, no los residuales ni el combustible, porque el caudal de aire se suele medir corriente arriba de los sistemas de EGR, de los de carburación o de inyección. Y la compara con la que entraría en la cilindrada a  $T_{ad}$  y  $p_{ad}$  pues caracterizan el suministro al motor (generalmente corriente abajo de la mariposa, [Fig. 3.1](#)). Consideramos que el combustible presente, a los efectos, es solamente **la fracción másica que se haya evaporado**  $y_v$ , pues el que se encuentre en fase líquida no ocupa un volumen apreciable:

Ec. (1.15)  $\eta_{v,e} = \frac{m_a}{\rho_{ad} q} = m_a \frac{R_{g,f} T_{ad}}{p_{ad} q}$  (3.74)

Ec. (3.73)

Ec. (3.I. 1):  $m_a = m \frac{1-f}{1+y_v F_i + EGR_a}$

$$\left. \begin{array}{l} \text{Efecto} \\ \text{temp. y} \\ \text{compos.} \end{array} \right\} \rightarrow \eta_{v,e} = \frac{T_{ad}}{T_{1'}} \underbrace{\frac{p_{1'}}{p_{ad}} \frac{r_c}{r_e - 1}}_{\text{Efecto pres. volumen}} \underbrace{\frac{PM}{PM_f} \frac{1-f}{1+y_v F_i + EGR_a}}_{\text{Efecto composición}} \frac{\pi_{re}}{\pi_{vad}} \quad (3.75)$$

- Se asume un pulso de presión por acción de ondas, de duración nula, que comprimiera justo en el RCA los gases de admisión introduciéndolos en el cilindro, con lo que podría llegarse a que  $p'_{ad} > p_{ad}$ , aumentando  $m$  y con ello  $\eta_{v,e}$  hasta valores cercanos a la unidad y con ello aumentando la  $pme$ , véase el [Tema Avanzado 5](#).

### 3.7.- Proceso de renovación de la carga (cont.) [Volver](#)

- Consecuencia, el rendimiento volumétrico determina la potencia:

Ec. (3.59)  $W = \dot{m}_{comb} L_i \eta$  (3.76)

Caudal medio: Ec. (1.8)  $\dot{m}_{comb} = F \dot{m}_a$

Cilindrada total: Ec. (1.5)  $Q = Nq$

Ec. (3.73)  $\dot{m}_a = Q \frac{2n}{T} \rho_{ad} \eta_{v,e}$

$$W_{eex} = Q \frac{2n}{T} \underbrace{\rho_{ad} \eta_{v,e} FL_i}_{pme_{ef}} \eta_{i,g} \eta_{m,eex,n} \eta_{eex}$$

**Fórmula fundamental de los MCIA.** (3.77)

Véase Ec(5 .R.)

- El rendimiento real del ciclo indicado neto  $\eta_i = \eta_T \eta_d$  es el producto del rendimiento teórico y de un **rendimiento de diagrama**, que tiene en cuenta pérdidas de área en el diagrama p-V para tener en cuenta combustión progresiva, diagrama de la distribución, etc.  $\eta_d \approx 0,9$  a **0,95 en condiciones favorables**.
- En la Ec. (3.75) se ve la importancia de que  $T_1$  sea bajo (evitar calentamiento del gas de admisión) y que  $p'_{ad}$  sea alto (válvulas grandes y movimientos de apertura y cierre rápidos).
- En la Ec. (3.75) se ve que si  $r_c$  es bastante menor que  $r_e$ ,  $\eta_{v,e}$  es bajo, p. e. Ciclo Atkinson, donde se busca este efecto para reducir la carga sin mariposa aumentando RCA o ACA, manteniendo  $r_e$ .
- Analizando este modelo, se puede decir que el rendimiento volumétrico de entrada es una cierta función  $\zeta$  de al menos los siguientes parámetros:

$$\eta_{v,e} = \zeta \left( r_c, r_e, r_p, r'_{ad}, F_R, p_{ad}, T_{ad}, p_{es}, \underbrace{\text{combustible}}_{\text{Tiempo Escala}}, EGR, n, D, \text{transferencia de calor, geometría adimensional} \right) \quad (3.78)$$

$\frac{L_{iv}}{c_{p,comb} T_{ad}}, \frac{PM_{comb}}{PM_a}, \frac{h}{c}, \frac{o}{c}$   
 Evaporación del combustible, no tenido en cuenta hasta ahora.  $F_c$  es función de éstos.

- $\gamma, \gamma_{p,c}, \gamma_p$  y  $\gamma_1$  serán función de los parámetros ya consignados.  $r_v$  no aparece, pues la condición de compatibilidad la sustituye por  $F_R$ , Ec. (3.55). La acción de ondas está considerada con  $n, D$  y geometría.



### 3.7.- Proceso de renovación de la carga (cont.) [Volver](#)

**Ejercicio 3.5.** Sea un motor de 4 tiempos, con los siguientes datos:

$q$	$N$	$\eta_{v,e}$	$\rho_{ad}$	$n$	$F$	$L_i$	$\eta_{T,g}$	$\eta_d$	$\eta_{m,ef,n}$
$300 \text{ cm}^3$	3	0,85	$2 \text{ kg/m}^3$	4.500 rpm	1/15	42 MJ/kg	0,4	0,9	0,9

Se pide calcular rendimientos indicado y efectivo, potencia, pme y par efectivos.

**Solución:**

Rendimiento indicado,  $\eta_i = \eta_{T,g} \eta_d = 0,4 \times 0,9 = 0,36$

Rendimiento efectivo,  $\eta_e = \eta_{T,g} \eta_d \eta_{m,n} = 0,4 \times 0,9 \times 0,9 = 0,324$

Potencia efectiva,

$$W_{ef} = qN\eta_{v,e}\rho_{ad}\frac{n}{2}FL_i\eta_e$$

$$W_{ef} = 0,3 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \times 3 \times 0,85 \times 2 \frac{\text{kg}_a}{\text{m}^3} \frac{4.500}{2 \text{ m} \times 60 \frac{\text{s}}{\text{m}}} \frac{1 \text{ kg}_{\text{comb}}}{15 \text{ kg}_a} 42 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}_{\text{comb}}} 0,324 = 52 \text{ kW}$$

Presión media efectiva, basada en la potencia efectiva

$$pme_{ef} = \frac{W_{ef}}{qN\frac{n}{2}} = \eta_{v,e}\rho_{ad}FL_i\eta_e$$

$$pme_{ef} = 0,85 \times 2 \frac{\text{kg}_a}{\text{m}^3} \frac{1 \text{ kg}_{\text{comb}}}{15 \text{ kg}_a} 42 \frac{\text{MNm}}{\text{kg}_{\text{comb}}} 0,324 = 15,4 \text{ bar}$$

Par motor (medio) efectivo,

$$C_m = \frac{W_{ef}}{2\pi n} = qN\eta_{v,e}\rho_{ad}\frac{1}{2 \times 2 \times \pi}FL_i\eta_e$$

$$C_m = 0,3 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \times 3 \times 0,85 \times 2 \frac{\text{kg}_a}{\text{m}^3} \frac{1}{4\pi} \frac{1 \text{ kg}_{\text{comb}}}{15 \text{ kg}_a} 42 \frac{\text{MNm}}{\text{kg}_{\text{comb}}} 0,324 = 341 \text{ Nm}$$

### 3.7.- Proceso de renovación de la carga (cont.) [Volver](#)

**Ejercicio 3.6.** Sea un motor de 4 tiempos, con los siguientes datos:

$q$	$N$	$\eta_{v,e}$	$\eta_{v,e}$	$n$	$F$	$L_i$	$\eta_{T,g}$	$\eta_d$	$\eta_{m,ef,n}$
300 cm <sup>3</sup>	3	0,85	2 kg/m <sup>3</sup>	4.500 rpm	1/15	42 MJ/kg	0,4	0,9	0,9

Se pide calcular el gasto de aire y de combustible, potencia térmica y calor residual total.

**Solución**

$$\text{Gasto de aire: } \dot{m}_a = qN\eta_{v,e}\eta_{v,e}\frac{n}{2} = 0,3 \times 10^{-3} \text{ m}^3 \times 3 \times 0,85 \times 2 \frac{\text{kg}_a}{\text{m}^3} \frac{4.500}{2 \text{ m} \times 60 \frac{\text{s}}{\text{m}}} = 57,4 \frac{\text{g}_a}{\text{s}}$$

$$\text{Gasto de combustible: } \dot{m}_{comb} = F\dot{m}_a = 57,4 \frac{\text{g}_a}{\text{s}} \frac{1 \text{ kg}_{comb}}{15 \text{ kg}_a} = 3,83 \frac{\text{g}_{comb}}{\text{s}}$$

Potencia térmica:

$$\dot{Q}_{comb} = \dot{m}_{comb}L_i = 3,83 \frac{\text{g}_{comb}}{\text{s}} 42 \frac{\text{kJ}}{\text{g}_{comb}} = 161 \text{ kW}$$

Potencia calorífica residual, contando con los resultados del [Ejercicio 3.5.](#)

$$\dot{Q} = \dot{Q}_{comb} - W_{ef} = 161 \text{ kW} - 52 \text{ kW} = 109 \text{ kW}$$

### 3.7.- Proceso de renovación de la carga (cont.) [Volver](#)

**Ejercicio 3.7.** Sea un MEP de 4 tiempos a plena carga, con los siguientes datos:

$q$	$N$	$T_{ad}$	$P_{ad}$	$\pi_{vad}$	$\pi_{re}$	$r'_{ad}$	$r_c$	$r_e$	$F_i$	$F_d$	$L_i$
300 cm <sup>3</sup>	3	50 °C	2 bar	1,03	1,05	1,07	10	12	0	0,06	42 $\frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$

Se pide estimar el rendimiento volumétrico haciendo uso de la [Ec. 3.75](#).

**Solución**, primero estimamos  $f$  usando valores razonables y la simplificación del [Ej. 3.3bis](#)

$$f^{-1} = r_c \left( 1 - F\eta_c J_c L_i \frac{\gamma - 1}{R_{g,a} T_{ad} r_c^{\gamma-1}} \right)^{\frac{1}{\gamma}} = r_c \left( 1 + \frac{\overbrace{0,06 \times 0,95 \times 0,9 \times 42 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}}_{3,68} \cdot 0,38}{287 \frac{\text{J}}{\text{kgK}} \cdot 323 \text{ K} \times 10^{0,38}} \right)^{\frac{1}{1,38}} \Rightarrow f = 0,0327$$

Estimando  $T_1$ , según la [Ec. 3.72six](#), reconociendo  $f$  en el numerador y asumiendo  $EGR = 0$  y al ser  $F_i = 0$ ,  $T'_{ad} = T_{ad}$ :

$$T'_1 = T_{ad} \pi_{re}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \frac{(1-f)\gamma}{\gamma - (\gamma-1) \frac{1}{r_c} - \frac{1}{r_c r'_{ad} \pi_{re}}} = \frac{323 \times 1,05^{0,38}}{327,4} \frac{(1-0,0327)1,38}{1,38 - 0,38 \frac{1}{10} - \frac{1}{10 \times 1,07 \times 1,05}} = 349 \text{ K} \Rightarrow t'_1 = 75,6 \text{ °C}$$

Rendimiento volumétrico de entrada, asumimos  $PM = PM_f$  por su escasa influencia, al ser  $f \ll 1$ ,  $EGR = 0$  y  $F_i = 0$ :

$$\eta_{v,e} = \frac{T_{ad}}{\underbrace{T'_1}_{0,926}} \frac{\pi_{re}}{\underbrace{\pi_{vad}}_{1,019}} \frac{r_c}{\underbrace{r_e - 1}_{0,909}} \underbrace{(1-f)}_{0,967} = 0,83$$

### 3.8.- Propiedades de los gases (a título informativo) [Volver](#)

#### I. Reactantes: admisión y compresión, para un cálculo exacto véase la [Ec. \(3.1.5\)](#).

Aproximación para hidrocarburos convencionales. Para 1' se puede aproximar  $T = T'_{ad}$  y  $F_{R,i}$ ; para frescos usar  $f = 0$  y  $T_{ad}$ :

$$\gamma = 1,413 - 0,045F_R - 0,075 \frac{T}{1.000 \text{ K}} + 0,01(f + EGR_f) \quad (3.79)$$

- En una mezcla sin reacción se conserva el número de moles  $N$ , luego:

$$\frac{m}{PM} = \sum N_i \frac{m_i}{PM_i} \Rightarrow \frac{1}{PM} = \left[ \frac{F_i}{PM_{comb}} + \left( \frac{1}{PM_a} + \frac{EGR_a}{PM_{EGR}} \right) \right] \frac{m_a}{m} + \frac{f}{PM_r} \Rightarrow \left\{ R_g = \frac{R}{PM}; c_v = \frac{R_g}{\gamma - 1}; c_p = \gamma c_v \right.$$

Ec. (3.1.1)

$$PM_a = 28,98 \frac{\text{g}}{\text{mol}}; \quad C_c H_h : PM_{comb} = c PM_C + h PM_H$$

$L_i \approx 40 \text{ a } 55 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$

$12,01 \frac{\text{g}}{\text{mol}} \quad 1,008 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$

#### II. Productos y residuales:

$$F_R \leq 1: \gamma_{p,pob} = 1,411 - 0,03F_R - 0,067 \frac{T}{1.000 \text{ K}} \quad F_R \leq 1: \left\{ \begin{array}{l} \text{Diésel automoción:} \\ \approx C_{10,8} H_{18,7}; L_i \approx 42,8 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \\ \text{Gasolina:} \\ \approx C_{8,26} H_{15,5}; L_i \approx 44,0 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}} \end{array} \right\}; PM_{p,pob} = PM_a + \left( 1,55 - 0,805 \frac{h}{c} \right) F_R \frac{\text{g}}{\text{mol}} \quad (3.80)$$

$$F_R > 1: \gamma_{p,ric} = \gamma_{p,pob} \Big|_{F_R=1} + 0,1(F_R - 1) \quad F_R > 1: PM_{p,ric} = PM_{p,pob} \Big|_{F_R=1} - 5,12(F_R - 1) \frac{\text{g}}{\text{mol}} \quad (3.81)$$

### 3.8.- Propiedades de los gases (cont.) [Volver](#)

- Puesto que no se conocen las temperaturas medias antes de realizar el ciclo:
  - Durante la compresión, un valor razonable de  $T$  a los únicos efectos de estimar  $\gamma$  por primera y única vez, despreciando el efecto de los residuales, es:

$$\bar{T}_{1'-2} = \frac{T'_{ad,re} + \tilde{T}_2}{2} \approx T'_{ad,re} \frac{1 + r_c^{0,37-0,045F_{R,i}}}{2} \rightarrow \tilde{\gamma} \quad (3.83)$$

- Durante la combustión y expansión, una estimación de  $T_4$  y de  $(T_4+T_5)/2$  a los únicos efectos de estimar  $\gamma_{p,c}$  y  $\gamma_p$  respectivamente, por primera y única vez, se puede conseguir asumiendo  $\tilde{r}_v = 1$ , para así poder despejar  $\tilde{r}_p$  en la [Ec. \(3.55\)](#):

$$\left. \begin{array}{l} \text{Ec. (3.55)} \\ r_v = 1 \\ \text{Ec.(3.I.1)} \\ \text{Ec.(3.I.7)} \end{array} \right\} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} q_{lc} = \frac{F(1-f)}{1+F+EGR_a} \frac{L_{i,v} \eta_c J_c}{R_g T_{1'}} \\ r_p = \frac{\gamma_{p,c} - 1}{\gamma - 1} + q_{lc} \frac{\gamma_{p,c} - 1}{r_c^{\gamma-1}} \end{array} \right\} \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \tilde{q}_{lc} = \frac{F}{1+F+EGR_a} \frac{L_{i,v} \eta_c \tilde{J}_c}{R_g T'_{ad,re}} \\ \tilde{r}_p = 1 + \tilde{q}_{lc} \frac{\tilde{\gamma} - 1}{r_c^{\tilde{\gamma}-1}} \end{array} \right. \quad (3.84)$$

$$T_{1'} = T'_{ad,re}; \gamma_{p,c} = \gamma; f = 0; J_c = \tilde{J}_c \quad (3.85)$$

$$\left. \text{Ec. (3.9,16,19,21)} \right\} \Rightarrow T_4 = T_3 r_v = \tilde{T}_1 r_c^{\gamma-1} r_p \frac{R_g}{R_{g,p}} \frac{m}{m_p} r_v; \frac{T_4 + T_5}{2} = T_4 \left( 1 + \left( \frac{r_v}{r_e} \right)^{\gamma_{p,c}-1} \right) \Rightarrow \left\{ \begin{array}{l} \frac{\tilde{T}_2 + \tilde{T}_4}{2} = T'_{ad,re} r_c^{\tilde{\gamma}-1} (1 + \tilde{r}_p) / 2 \rightarrow \tilde{\gamma}_{p,c} \\ \frac{\tilde{T}_4 + \tilde{T}_5}{2} = \frac{\tilde{T}_4}{2} \left( 1 + \left( \frac{1}{r_e} \right)^{\tilde{\gamma}_{p,c}-1} \right) \rightarrow \tilde{\gamma}_p \end{array} \right. \quad (3.86)$$

$$m = m_p; R_g = R_{g,p}; T_{1'} = T'_{ad,re}; r_v = 1 \quad (3.87)$$

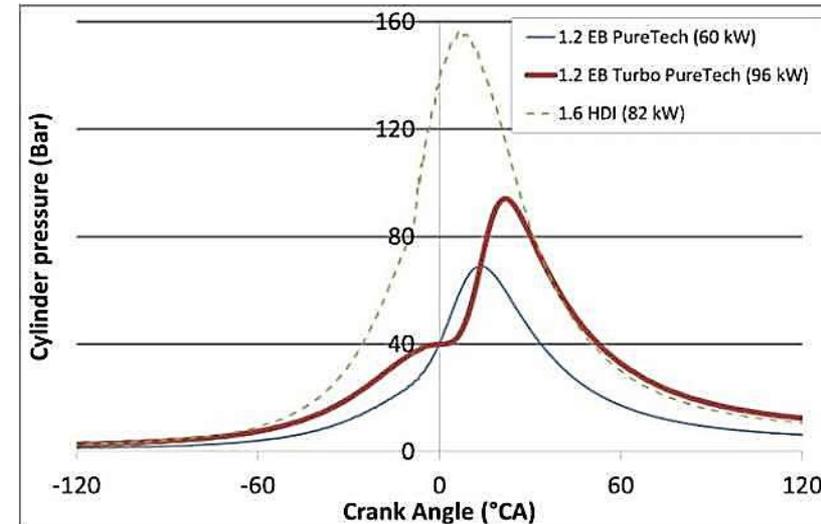
- Para estimar por primera y única vez  $\gamma_r > \gamma_p$  se puede usar una estimación de  $T_7$ , p. e. una particularización y simplificación de la [Ec. \(3.71\)](#):
 
$$\tilde{T}_7 = \tilde{v} T'_{ad,re} \frac{\tilde{r}_p^{1/\tilde{\gamma}_p}}{1 - \frac{1}{\tilde{\gamma}_p}} \rightarrow \tilde{\gamma}_r \quad (3.88)$$

## 3.9.- Datos que faltan para completar el ciclo [Volver](#)

- El dato remanente es la **presión máxima**  $p_{max}$ , que obedece a cómo se desarrolla la combustión, lo cual depende de factores no tenidos en cuenta hasta ahora. Tales son la forma de la cámara de combustión, la turbulencia y el movimiento macroscópico introducido ([swirl](#) y [tumble](#)). Y en motores Diésel, la tasa de entrega de combustible (caudal instantáneo de combustible) del sistema de inyección, además de la forma de los sprays, determinan la tasa de combustión. Valores orientativos son:
  - MEC: 110 bar para aspiración natural y hasta unos 180 bar para turboalimentados de última generación, siendo un valor orientativo  $p_{max} \approx \sqrt{\pi_{tt,c}} P_{max,an}$ , [Ec. \(3.55\)](#). No solo está limitada estructuralmente, sino por el ruido del pulso de presión y la temperatura asociada  $\Rightarrow NO_x$ .
  - MEP:  $\approx 70\%$  del valor que se alcance con  $r_v = 1$ , independientemente de la carga, del dosado y de si dispone de compresor, [Ec. \(3.55\)](#). Alternativamente  $p_{max} \approx \sqrt{\pi_{tt,c}} p_{max,an}$ .

**Fig. 3.17.-** Diagrama  $p-\alpha$  real de tres motores de automoción contemporáneos del [grupo PSA](#), probablemente a régimen de máximo par. Se indica la potencia máxima. Fuente: <http://www.psa-peugeot-citroen.com/en/automotive-innovation/clean-car/petrol-engine-new-generation>, accedido el 06/08/2014.

- MEP tipo EB de última generación;  $N = 3$ ;  $d = 1$  y combustión estratificada, desfases en árboles de levas para ciclo Atkinson a cargas muy parciales y 4 válvulas por cilindro; baja fricción;  $r_e = 10,5$ ; EGR hasta 35% a carga parcial;  $p_{iny} = 200$  bar:
  - Línea continua azul fina, de aspiración natural.
  - Línea continua roja gruesa; turbo  $\pi_{tt,c} = 2,4$ .
  - Línea trazos, MEC turbo de  $1.600 \text{ cm}^3$  para comparar ;  $N = 4$ .



### 3.10.- Ciclo de procesos progresivos (*excursus*)

- Puede lograrse una evolución suave de la presión modelando empíricamente la liberación del calor progresivamente en toda la masa, modelo 0D. Desde el comienzo de la combustión hasta el final un ángulo de  $\Delta\alpha_c = 20^\circ$  a  $60^\circ$ , que viene dado por la velocidad de combustión.
- Este modelo permite introducir fugas de gases y transferencia de calor instantáneas.
- El balance de energía en el cilindro para un avance diferencial de ángulo de cigüeñal  $d\alpha$ :

$$\begin{aligned}
 & \frac{d}{dt} \left[ m \langle t \rangle \left( \overbrace{u_f \langle t, \text{composición}, T, p \rangle}^{\text{Almacenada}} + \overbrace{u_T \langle t, \text{composición}, T, p \rangle}^{\text{Liberada}} \right) \right] = \underbrace{\dot{Q}}_{\text{Transfer. de calor}} - \underbrace{\frac{pdV \langle \alpha \rangle}{dt}}_{-p \frac{dV \langle \alpha \rangle}{d\alpha} \omega} + \underbrace{\dot{m}_{en} h_{t,in} - \dot{m}_{sa} h_{t,ou}}_{\text{Flujo instantáneo neto de entalpía de remanso a través de los orificios: válvulas e intersticios en la segmentadura.}} \\
 & \hspace{15em} (3.89)
 \end{aligned}$$

- Exige resolver numéricamente un sistema de ecuaciones algébricas simultáneas para avances finitos  $\Delta\alpha$ , pues es necesario añadir las ecuaciones de velocidad de combustión, de propiedades, de flujos másicos, de transferencia de calor, el balance de especies y de masa.
- El cálculo preciso de  $U$  requiere calcular la composición de equilibrio termoquímico para cada  $\alpha$ .
- ✓ Este modelo permite predecir la presión pico que se alcanza durante la combustión.
- ✓ Permite ver algo que se vislumbra en estas transparencias, que la combustión en un tiempo finito no hace descender el rendimiento mucho, [Fig 3.15](#).
- ✓ El modelo permite asimismo extenderse cuando no hay combustión, introducir el levantamiento progresivo de las válvulas, a través de un modelo de “llenado-vaciado” que considere los colectores de admisión y de escape depósitos muy grandes frente a la cilindrada unitaria y por ello con presión y, además, temperatura y composición uniformes. Desprecia pues la acción de ondas.

### 3.11.- Anexo I: Composición del fluido de trabajo [Volver](#)

#### • Gases en el cilindro ante la combustión (llamados reactantes)

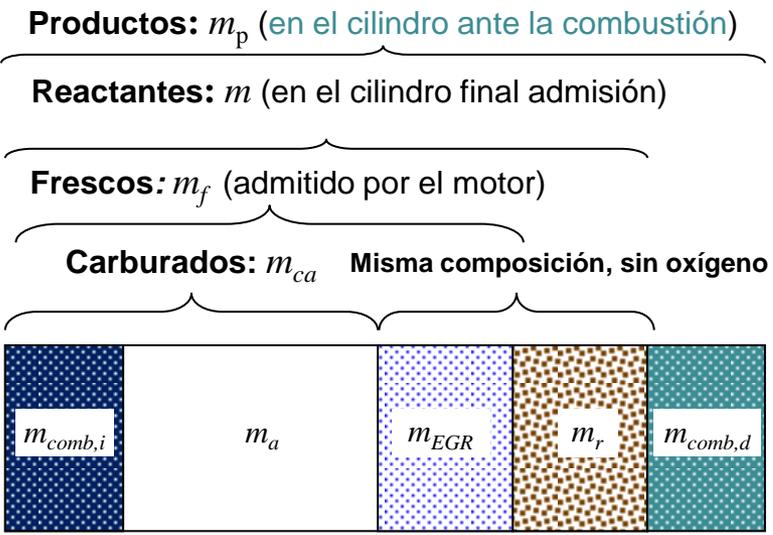


Fig. 3.I.1

- La mezcla al final de la admisión comprende:
  1. Aire y en algunos casos combustible dosificado  $m_{comb,i}$  (aire carburado), con inyección durante la admisión ( $_i$ ), p. e. gasolina o [motor fumigado, ver más.](#)
  2. Gases residuales procedentes del ciclo anterior  $m_r$
  3. Gases residuales añadidos artificialmente para limitar los  $NO_x$  (Exhaust Gas Recirculation o EGR).
- Tras la admisión se puede añadir  $m_{comb,d}$ , inyección directa ( $_d$ ) en PMS, para MEP o MEC.

Interesa calcular la masa de combustible pues es la que porta el poder calorífico y determina la masa de productos:

Al final de la admisión:  $m = \underbrace{m_a + m_{comb,i}}_{m_{ca}} + m_{EGR} + m_r$

Ante, durante y tras la combustión }  $m_p = \underbrace{m_a + m_{comb,i} + m_{EGR} + m_r}_m + m_{comb,d}$

$m_r \doteq fm \Rightarrow m - m_r = (1 - f)m$

$m_{EGR} \doteq EGR_a m_a$

$m_{comb,i} \doteq F_i m_a$

$m_{comb,d} \doteq F_d m_a$

$m_{comb} = m_{comb,i} + m_{comb,d}$

$\rightarrow F = F_i + F_d$  { dosado de la combustión

Pasando  $m_r$  al otro lado de la igualdad: (3.1.1)

$$(1 - f)m = (1 + F_i + EGR_a)m_a \Rightarrow \frac{m_{comb,i}}{m} = F_i \frac{m_a}{m} = \frac{F_i (1 - f)}{1 + F_i + EGR_a}$$

Y una obvvia:  $\frac{m_{comb,d}}{m} = 0$  (3.1.2)

La masa de productos:  $\frac{m_p}{m} = \frac{m_a + m_{comb,i} + m_{EGR} + m_r + m_{comb,d}}{m} = 1 + \frac{m_{comb,d}}{m}$

### 3.11.- Anexo I: Composición del fluido de trabajo (cont.) [Volver](#)

- Gases en el cilindro ante la combustión (llamados reactantes)

El EGR se puede definir de formas alternativas. Referido a los frescos  $EGR_f$ :

$$m_f = \underbrace{m_a + m_{comb,i}}_{m_{ca}} + m_{EGR} \Rightarrow \frac{1}{EGR_f} \doteq \frac{m_f}{m_{EGR}} = \frac{m_a(1+F_i) + m_{EGR}}{m_{EGR}} = \frac{(1+F_i)}{EGR_a} + 1 \Rightarrow EGR_a = (1+F_i) \left( \frac{1}{EGR_f} - 1 \right)^{-1} \quad (3.1.3)$$

Referido a los reactantes, antes o después ( $\{p\}$ ) de la inyección en el cilindro:

$$m_{\{p\}} = m_a + m_{comb\{i\}} + m_{EGR} + m_r \Rightarrow \frac{1}{EGR_{\{p\}}} \doteq \frac{m_{\{p\}}}{m_{EGR}} = \frac{m_a(1+F_{\{i\}}) + m_{EGR} + fm}{m_{EGR}} = \frac{(1+F_{\{i\}})}{EGR_a} + 1 + \frac{f}{EGR_{\{p\}}} \Rightarrow EGR_a = \left(1 + F_{\{i\}}\right) \left( \frac{1-f}{EGR_{\{p\}}} - 1 \right)^{-1} \quad (3.1.4)$$

- Cálculo exacto de  $c_v$  y  $c_p$ . De un balance de masa y energía en un mezclado hipotético isotermo con gicp a una cierta temperatura  $T$ :

$$U = \sum U_j \Rightarrow mc_v = m_a c_{v,a} + m_{comb,i} c_{v,comb} + m_{EGR} c_{v,EGR} + m_r c_{v,r} \left. \begin{array}{l} \\ \text{Ec. (3.1.1); } H = \sum H_j; \text{ sacando factor común } m \text{ y } m_a \\ \end{array} \right\} \Rightarrow$$

$$c_{\{v\}}^{\{p\}} = \frac{1-f}{1+F_i+EGR_a} \left( c_{\{v\},a}^{\{p\}} + F_i c_{\{v\},comb}^{\{p\}} + EGR_a c_{\{v\},r}^{\{p\}} \right) + f c_{v,r} \Rightarrow \gamma = \frac{c_p}{c_v} \quad (3.1.5)$$

Para su uso en lugar de le [Ec. \(3.79\)](#) hace falta la variación con la temperatura  $T$  de los calores específicos de los componentes.

## 3.12.- Anexo II: [El ciclo Miller](#) y la [distribución variable](#) [Volver](#)

- El propósito inicial es separar la compresión entre externa (turbocompresor) e interna (movimiento del pistón  $\rightarrow r_c$ ). Digamos que hasta llegar a igual presión en el punto 2, como referencia. Por lo tanto, con una compresión interna menor. Esta separación permite poseenfriar tras la compresión externa, e incluso [interenfriar](#) entre dos etapas de compresión externa. Ello reduce el trabajo de compresión interna, p. e. [Ec. \(3.10\)](#) por reducirse  $T'_{ad}$  con respecto a una compresión previa que fuera adiabática, o [Ec. \(3.T.20.2\)](#).
- La disminución de  $T_{1'}$ , junto con una menor  $r_c$ , ocasiona una temperatura de fin de compresión  $T_2$  menor véase el [Ejercicio 3.3](#). Con ello se logra bajar la producción de  $\text{NO}_x$  durante la combustión, especialmente notoria en motores Diésel (MEC), así como el riesgo de detonación en los de gasolina (MEP).
- Es válido tanto para MEP como para MEC. Pero en MEC la temperatura final de compresión ha de ser lo suficientemente alta para garantizar la autoignición sin ayudas (p. e. incandescencia), típicamente  $> 500^\circ\text{C}$ .
- Por aumentar  $m$ , se puede inyectar más combustible, aumentando la  $p_{mi}$ , consecuentemente el par y la potencia. Esto está permitiendo reducir el tamaño de los motores para igual potencia "[downsizing](#)". Esta técnica provoca un mayor rendimiento mecánico del motor, puesto que las pérdidas mecánicas dependen casi exclusivamente de  $n$ , véanse las [Ecs. \(3.P.1\)](#) y [\(3.P.2\)](#) y la presión máxima crece más despacio que la  $p_{mi}$  al subir  $p_{ad}$ , pues al tenerse que quemar más combustible en el mismo cilindro, se tarda más  $\Rightarrow \downarrow r_p \uparrow r_v$ .
- La compresión externa puede realizarse con compresor arrastrado por el cigüeñal, eléctrico, turboalimentando el motor, o una combinación de ellos.
- Las consideraciones anteriores permiten decir que todo motor turboalimentado y posenfriado (intercooling) actúa con ciclo Miller. Es lo que se denomina ciclo "soft-Miller".
- Un "extreme-Miller" se obtiene una relación de presiones  $\pi_c$  alta o muy alta, véase el [Anexo III.B](#) y un gran  $RCA$ . Es pues Atkinson. Un ejemplo es la tecnología [Mazda Skyactiv](#).
- El interenfriamiento y el posenfriamiento permiten no tener que bajar  $r_c$  demasiado en MEP para evitar la detonación. Ello redundará en la eficiencia del ciclo.
- La diferencia entre el [ciclo Miller](#) y el [ciclo Atkinson](#) es que en este último no tiene por qué haber turboalimentación o sobrealimentación, seguida de posenfriamiento, solo carrera de expansión mayor que la de compresión. Originalmente ambos se basaban en  $r_v = 1$ , aunque actualmente se asume [ciclo dual](#). 69

## 3.12.- Anexo II (cont.): [El ciclo Miller](#) y la [distribución variable](#) [Volver](#)

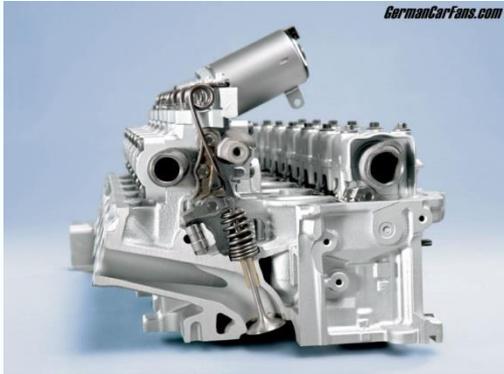
Sea el ciclo Miller o no:

- Los motores de **diagrama de la [distribución variable](#)** permiten optimizar  $\eta_{v,e} \forall n$  a plena [carga](#). Además algunos permiten eliminar la mariposa en los MEP y con ello el trabajo de bombeo para dar carga parcial (**p. e. incluyendo levantamiento de válvulas variable**), [Anexo III](#). Para ello hay dos posibilidades básicas:
  - 1.- *RCA* muy grande, con lo que se regurgita al colector de admisión parte de la masa ya admitida al cilindro, proceso 1-1' a  $p'_{ad} = \text{cte.}$ , [Fig.3.11](#). Incrementa las degradaciones viscosas y la transferencia de calor.
  - 2.- Cierre adelantado de la válvula de admisión, es decir *ACA*, con lo que los gases tras una carrera de admisión reducida se expansionan isentrópicamente dentro del cilindro hasta el PMI y luego se comprimen, de nuevo isentrópicamente, hasta retornar al mismo punto 1', proceso 1'-1-1', con cilindro cerrado, [Fig.3.11](#), véase el [Tema Avanzado 4](#). Pudiera originar subida de aceite a la cámara de combustión.

El efecto es idéntico en ambos casos, una menor carga admitida de gases.

- La eliminación de la mariposa de estrangulación para el control de la carga (variar  $p_{mt}$ ), hace el ciclo más eficiente por reducirse el **bucle de bombeo** (6-7-8-1-1') de trabajo negativo, por ser  $p'_{ad} < p'_{es}$ . Ahora se reduce la carga desplazando hacia la izquierda el punto 1', manteniéndose  $p'_{ad}$  al valor más alto que convenga, véase el [Tema Avanzado 4](#).
- La pérdida de eficiencia del ciclo, por una  $r_c$  menor al reducir la carga, se compensa al tener una  $r_c/r_c > 1$ , quedando, como [ciclo Atkinson](#), [Una explicación](#). El resultado es eficiencia a carga parcial mayor que con mariposa.
- El coeficiente de llenado  $a$ , [Ec \(3.11\)](#) es actualmente denominado coeficiente Miller y porcentaje Miller a  $100(1-a)$ .

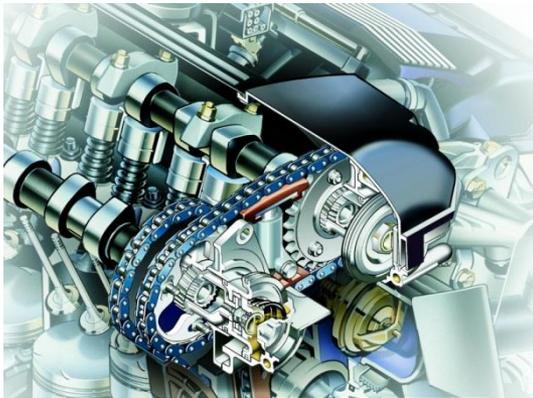
## 3.13.- Anexo III: Ejemplos comerciales [Volver](#)



**Fig. 3.III.1.-** Sistema "Valvetronic" en válvula de admisión para hacer variable la distribución reduciendo la alzada, de BMW. Fuente: [GermanCarFans.com](http://www.bmw.es/home/footer/1/glosario/valvetronic.html)  
<http://www.bmw.es/home/footer/1/glosario/valvetronic.html>  
Accedida julio 2013

**Fig. 3.III.2.-** Se puede componer con el sistema "Double Vanos", que permite adelantar o retrasar el diagrama en ad. y es. ↓

[http://www.bmw.com/com/en/insights/technology/technology\\_guide/articles/vanos\\_double\\_vanos.html](http://www.bmw.com/com/en/insights/technology/technology_guide/articles/vanos_double_vanos.html) Accedida julio 2013



### A.- Ciclo Miller. Automoción

Los sistemas de distribución variable pueden usarse con ciclo Miller o sin él, incorporando en todo caso las siguientes ventajas:

- Posible eliminación de la mariposa.
- $r_e > r_c$  con lo que se tiene un ciclo Atkinson, de expansión cercana a la óptima a carga parcial. Y si  $r_e$  es muy elevada, incluso a plena carga.
- Maximización del  $\eta_{v,e} \forall n$ .



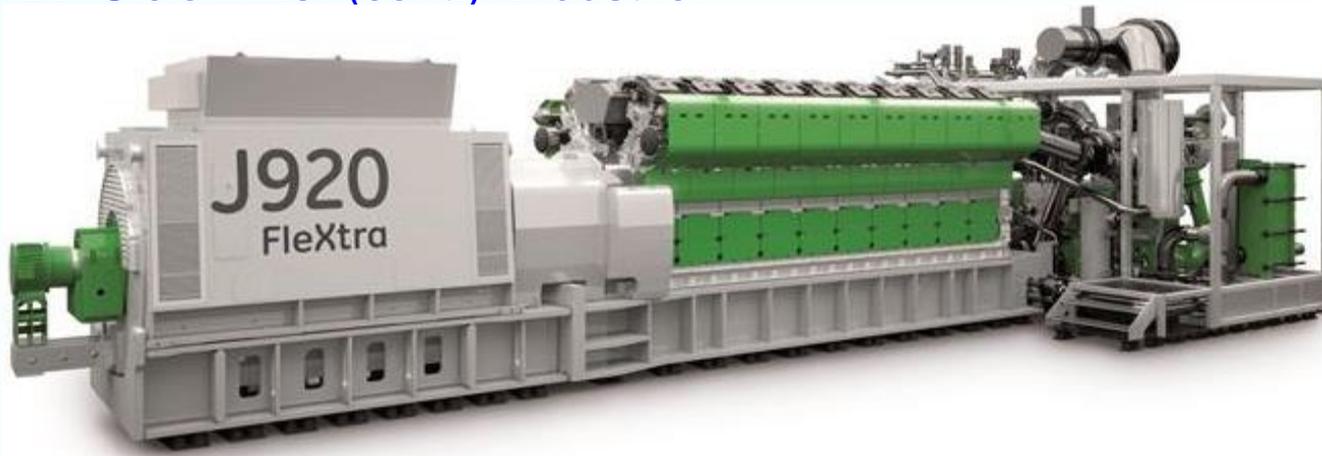
**Fig. 3.III.3.-** Sección del primer ciclo Miller de Mazda, motor V6, con compresor volumétrico de tornillo arrastrado mecánicamente, en medio de la V.

Fuente:

[http://www.motivemag.com/pub/feature/tech/Motive\\_Tech\\_Miller\\_Time\\_-\\_The\\_Miller\\_Cycle\\_Engine\\_Explained.shtml](http://www.motivemag.com/pub/feature/tech/Motive_Tech_Miller_Time_-_The_Miller_Cycle_Engine_Explained.shtml) Accedida en julio 2013

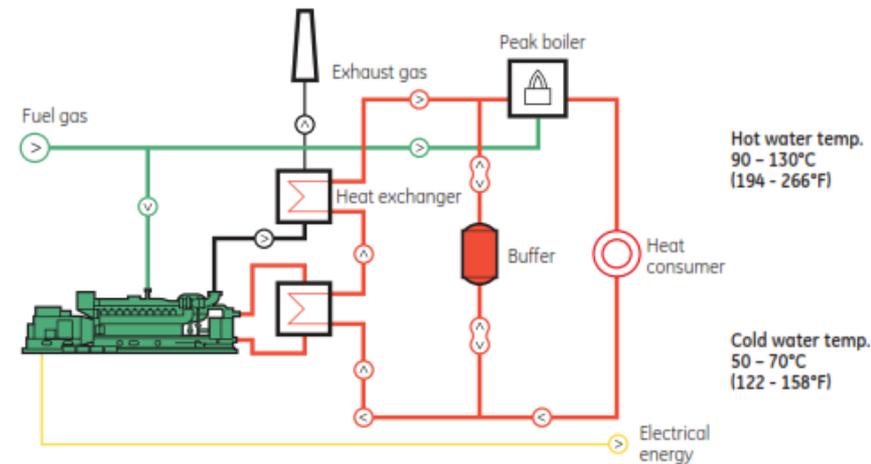
## 3.13.- Anexo III: Ejemplos comerciales [Volver](#)

### B.- Ciclo Miller (cont.). Industrial.



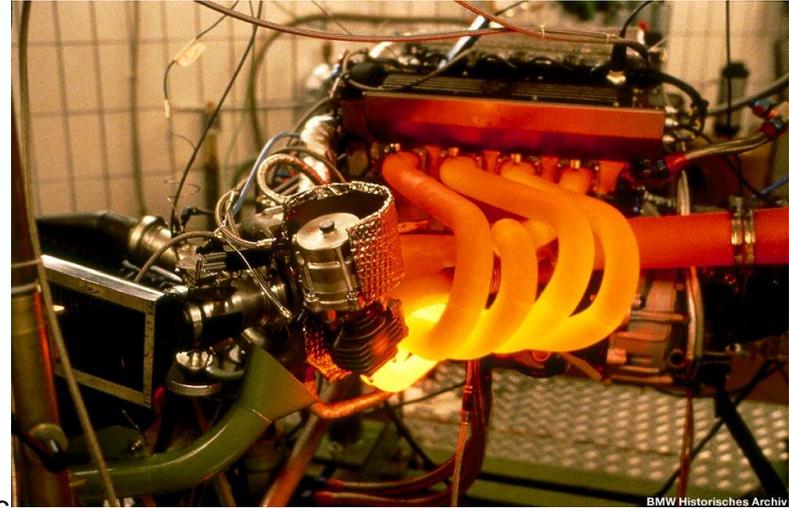
**Fig. 3.III.4.-** Motor de 20 cilindros en V con generador eléctrico, General Electric [Jenbacher](#) J920 con tecnología FleXtra®, entregando 9,5 MW<sub>e</sub>. **Régimen de giro constante 1.000 rpm.**

**Fig. 3.III.5.-** Este motor quema mezcla pobre de gas natural con encendido en precámara por bujía e inyección gaseosa en colector de admisión. Alcanza un **rendimiento eléctrico del 49% y 90% en cogeneración**, con  $r_e \approx 13$ . Entrega una potencia térmica residual total de 8,1 MW<sub>t</sub> (escape, refrigeración, aceite y posenfriamiento). Emplea [ciclo Miller](#) usando 4 [turbos](#) instalados en un módulo adjunto para turboalimentación, de [doble etapa](#), lo que hace que no pierda potencia por temperatura ambiente o por altura geográfica, llegando a  $\pi_{tt,c1}\pi_{tt,c2} = 10$ . El conjunto pesa 36 Mg. Capaz de dar plena potencia a los 5 minutos de arrancar, subir de potencia a 48 MW<sub>e</sub>/min y bajar a 60 MW<sub>e</sub>/min, lo que permite apoyar energías renovables de alta variabilidad, como la **solar y la eólica**. Entrada de agua a 70 °C y salida del motor a 90 °C; y tras recuperar calor del escape, hasta 130 °C. Especial para generación distribuida o centrales de [cogeneración](#) de distrito. 80.000 horas de ciclo de vida. Fuente: <https://www.ge-j920flextra.com/the-new-j920-flextra>, accedida en julio 2014. [Más](#).





**Fig. 3.III.6.-** MEP Renault Energy de F1 2014 V6 turbo ERS  $Q = 1,6$  l;  $n_{max} = 15.000$  rpm;  $p_{ny} = 500$  bar;  $l/D = 0,663$ . Fuente: Accedida el 14/03/2014 <http://formula1.autobild.es/tecnicasecretos-motor-renault-formula-1-2014-energy-f1-1800>



**Fig. (3.III.7).-** MEP BMW turbo en banco de ensayos. Fuente: Accedida el 14/03/2014 <http://grandprix247.com/2013/01/17/ferrari-call-for-more-f1-testing-ahead-of-2014-turbo-era/>



**Fig. (3.III.8).-** MEP Mercedes Benz F1 2014 V6 turbo ERS  $Q = 1,6$  l. Fuente: <http://www.f1fanatic.co.uk/2013/09/16/fia-to-guard-against-extreme-engines-in-2014/>. Accedida el 14/03/2014



**Fig. (3.III.9).-** MEP Mazda Skyactive-G de inyección al cilindro  $Q = 2$  l;  $r_e = 13$ ;  $p_{iny} = 200$  bar. Fuentes: Accedidas el 14/03/2014 <http://www.mazdamexico.com.mx/mexico/skyactiv> <http://www.mazda.com/mazdaspirit/skyactiv/engine/skyactiv-g.html>

## D.- Ciclo de dos tiempos de gran tamaño [Volver](#)



Fig. (3.III.10).

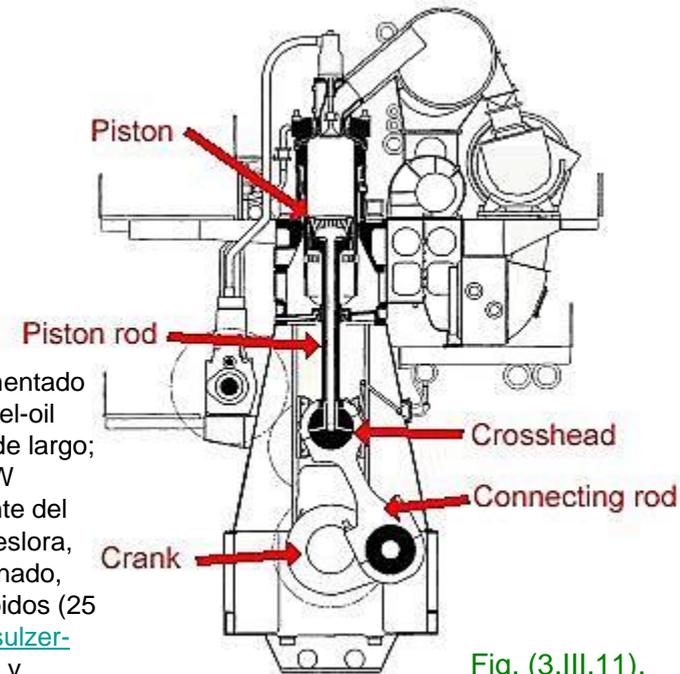
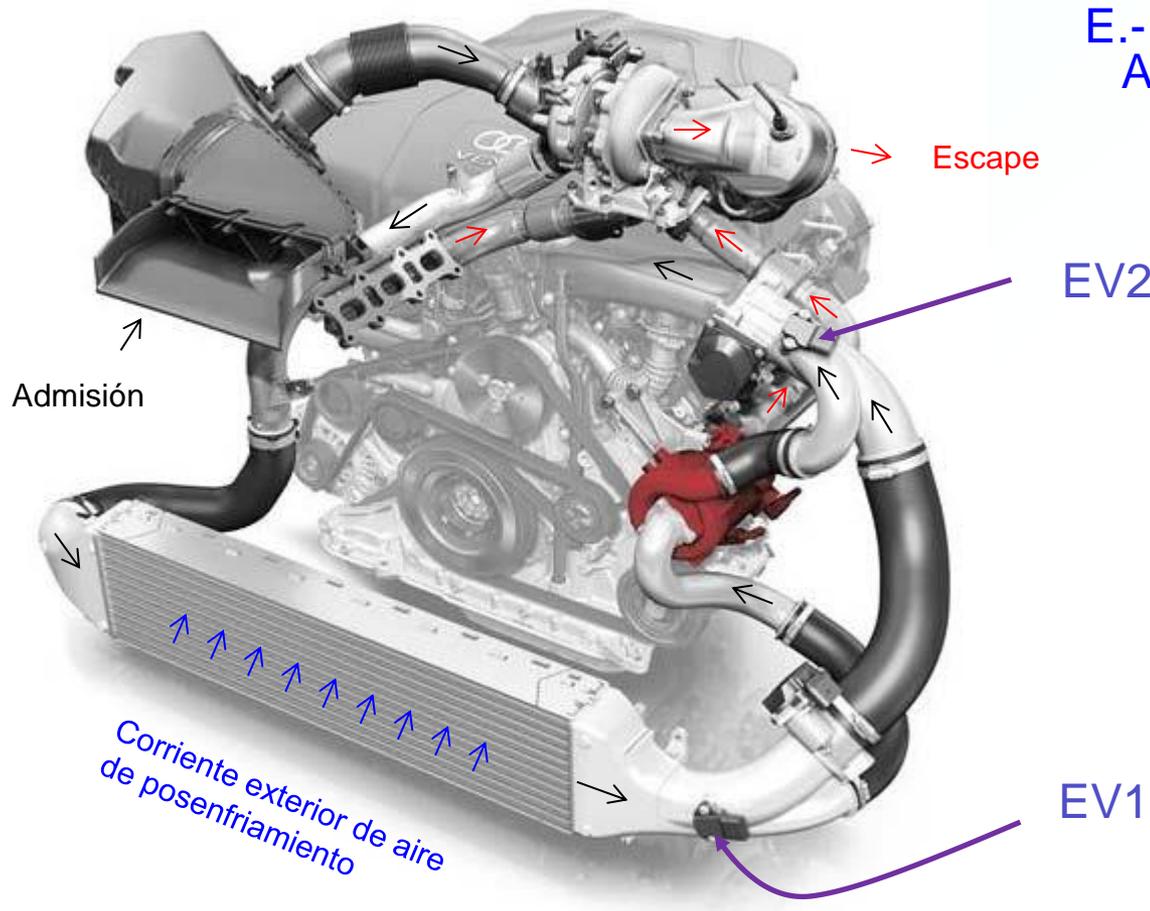


Fig. (3.III.11).

Fig. (3.III.10).- El motor diésel **Wärtsilä RT-flex96C** es de dos tiempos, con biela y cruceta, turboalimentado  $p_{ad} = 5,6$  bar; de 6 a 14 cilindros; 92 a 102 rpm;  $D = 902$  mm;  $l = 2.500$  mm;  $p_{max} = 142$  bar. Quema fuel-oil pesado inyectado directamente con un sistema **common-rail**. Tiene 13,5 metros de alto y 27 metros de largo; pesa más de 2.300 toneladas en su versión más grande de 14 cilindros, desarrollando más de 80 MW (109.000 CV) y recientemente subido a 84,42 MW (114.800 CV), el más potente y casi el más eficiente del mundo, 52%. Mueve directamente una hélice, sin reductor, en el buque Emma Maersk de 397 m de eslora, mostrado. El calor en el escape se emplea para producir un 12% de la potencia al eje en ciclo combinado, con Rankine, como electricidad para servicios y/o añadir potencia al eje. Para los mayores y más rápidos (25 nudos) portacontenedores actuales. Fuente: <http://almadeherrero.blogspot.com.es/2011/01/wartsila-sulzer-rt96-c.html> <http://www.cosasexclusivas.com/2008/11/emma-maersk-el-portacontenedores-ms.html> y <http://gcaptain.com/emma-maersk-engine/> Accedidas marzo 2014.

- Ejercicio propuesto: determine la relación carrera a diámetro así como la velocidad media del émbolo de estos motores y catalóguelo en función de ellos.

### 3.13.- Anexo III: Ejemplos comerciales (cont.)



E.- Sistemas turbo en serie.  
Automoción. [Volver](#)

EV2

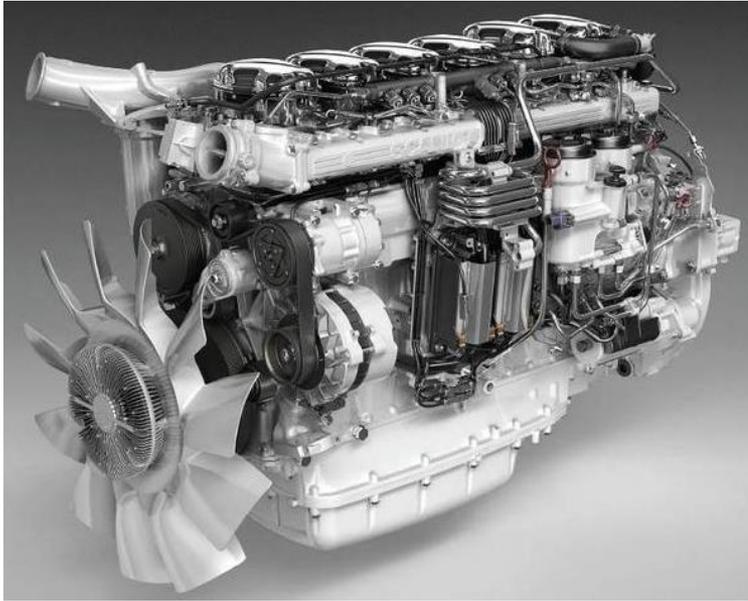
Familia de MEC [Audi 3.0 V6 TDI](#) para automoción de tercera generación, con potencias hasta 272 CV, asegurando un aumento de la eficiencia del 13% y cumpliendo normas anticontaminación [EURO 6](#).  
Dispone de refrigeración separada para bloque y culatas.

EV1

**Fig. (3.III.12).**- Turboalimentación de una-dos etapas con turbina de geometría variable (parte alta en la figura, recibiendo gases con flecha roja) con posenfriamiento (parte baja). Está auxiliado por un turbocompresor eléctrico en serie (en rojo) para bajos regímenes. Éste interviene o se cortocircuita por la acción simultánea de las electroválvulas EV1 y la EV2 (junto al colector de admisión). Este motor integra catalizador anti-NOx, catalizador selectivo [SCR](#) y filtro de partículas. Incorpora inyección “[common rail](#)” con [inyectores piezoeléctricos](#), así como 4 válvulas por cilindro. Fuente: Boletín de Noticias de Automoción de ASEPA, Junio 2014, artículo **¿Soñabas con un turbo eléctrico?**

<http://www.asepa.es/index.php/noticias/boletines-asepa/boletines-anyo-2014.html> , accedida en junio 2014. 75

### 3.13.- Anexo III: Ejemplos comerciales (cont.) [Volver](#)



**Fig. (3.III.13).**- Motor Diésel Scania de transporte por carretera pesado. No usa geometría variable en la turbina, ni válvula de cortocircuito, ni [EGR](#). Usa “Selective Catalytic Reduction” o [SCR](#) como único purificador de gases de escape, cumpliendo normas anti-contaminación [EURO VI](#). Consumo de [AdBlue](#) del 6% del combustible. 331 kW @ 1.900 rpm.  $D = 130$  mm,  $l = 160$  mm, totalizando  $Q = 13$  l. Inyección directa de extra-alta presión. Versión disponible para 100% biodiesel, con EGR y SCR. **Fuente:** [Diesel Progress International](#), Marzo 2015. Más información <http://www.scania.com/>.

Puede observarse que maximiza el par a bajo régimen, sacrificando potencia máxima, por seguridad.

Estos motores suelen disponer de “freno motor”. Consiste en una mariposa en el escape, que aumenta  $p_{es}$  e incluso se añade una mariposa en la admisión para bajar  $p_{ad}$ . El resultado es un bucle de baja grande y por ello un ciclo neto de  $\tau$  negativo, si además se corta el combustible. Produce frenado para conducción cuesta-abajo, engranando una marcha corta.

## 3.13.- Anexo III: Ejemplos comerciales (cont.) [Volver](#)

### F.- Sistemas [turbo híbrido](#).

- Actualmente se desarrollan diversos prototipos de sistemas genéricamente llamados turbo-híbridos. Consisten en asistir eléctricamente el grupo turbo. Hay varias posibilidades:
  - La más drástica consiste en separar completamente la turbina del compresor (ahora pudiendo ser volumétrico), con lo que se gana flexibilidad en su diseño y tubos más cortos. Se controla cada uno de ellos con una máquina eléctrica, generador en el caso de la turbina y motor en el caso del compresor. Una unidad digital de control y una batería para almacenamiento completan el sistema.
  - Menos drástica es la solución de incorporar una máquina eléctrica entre compresor y turbina. Solo trasiega la electricidad remanente o la que falta del turbo.

Compartir la batería con un sistema híbrido de tracción resulta interesante, p. e. [Kia Optima T-hybrid](#), con motor CRDi de 1,7 litros.

## 3.14.- Lecciones aprendidas [Volver](#)

- Es posible eludir el cálculo de la composición de los gases y lograr un modelo abordable de ciclo abierto de motor, si se dispone de información de las propiedades, que se reducen a  $\gamma$  y a  $p_m$ . No es necesaria información prolija del motor.
- La  $p_{mt}$  es casi directamente proporcional a  $F$  y a  $p_{ad}$ . Es independiente del tamaño del motor  $Q$ .
- La presión, temperatura, composición y volumen de fin de admisión  $1'$  determinan la masa de aire y por ello combustible que puede arder, porque la estequiometría limita el calor liberable. Así, la carga en MEP se puede reducir principalmente reduciendo presión (mariposa) o volumen (distribución variable), pues su  $F$  suele estar dentro de límites estrechos, no sirviendo para variar la carga mucho, salvo en motores/combustibles especiales.
- Observe en la [Fig. 3.12](#) que los motores de gasolina (MEP) admiten un empobrecimiento de la mezcla modesto. Los convencionales apenas pueden empobrecer por debajo de  $F_R = 0,8$ , mientras que los de inyección directa de gasolina tras la admisión pueden empobrecer más por estratificar la mezcla, pero no tanto como el Diésel.
- La proporción de *EGR* y de residuales del ciclo anterior hace disminuir la  $p_{mt}$ , por lo que han de evitarse para maximizarla durante la actuación a plena carga.
- *Ceteris paribus*, al aumentar la relación de expansión  $r_e$ , aumenta el rendimiento del ciclo, por acercamiento mayor de la presión final  $p_5$  a la presión escape, hasta que  $r_e = r_{e,op}$ , que desafortunadamente no es cte.
- Al aumentar la relación de compresión, si aumentara de forma pareja la relación de expansión ( $r_c/r_e = \text{cte.}$ ), aumentaría la eficiencia del ciclo.
- Para un cierto dosado  $F$ , el aumentar la fracción quemada a volumen constante hace subir la eficiencia, pero también la presión y temperaturas máximas  $\Rightarrow$  mayores tensiones mecánicas y térmicas y aumenta la producción de  $\text{NO}_x$ . Por eso algunos motores sobrealimentados reducen la presión máxima a plena carga provocando una combustión retrasada, [Fig. 3.17](#).
- En los ciclos de MEC, al aumentar  $F$  aumenta la relación de presiones  $r_p$  y una vez alcanzado el máximo tolerable, aumenta la relación de volúmenes. Esto tiene en cuenta que la combustión real toma tiempo tras la autoignición.

## 3.14.- Lecciones aprendidas [Volver](#)

- Para calcular el ciclo es necesario iterar, pues hay una influencia del ciclo anterior y además las propiedades del gas dependen de la temperatura y de la presión que a priori no se conocen (aunque esto último no se ha tenido en cuenta en las correlaciones simples ofrecidas).
- Es posible obtener un  $\pi_{re}$  alto a un cierto régimen por resonancia del colector de admisión, especialmente con 2 válvulas de admisión y suele elegirse al régimen de máximo par, al régimen de máxima potencia o a uno intermedio. Con ciertos colectores complejos es posible la resonancia a dos regímenes, pero de magnitud menor. Es posible que sean ambos de una mayor magnitud con colector de geometría variable y además que en los regímenes vecinos no caiga mucho. El máximo posible se logra si además se dispone de distribución variable. Constituye un reto importante lograr valores elevados a regímenes bajos, pues la velocidad por los conductos es baja (escaso efecto inercial) y además se requieren longitudes del colector excesivas.



## 3.15.- Cuestionario de autoevaluación [Volver](#)

1. Liste los parámetros básicos que definen completamente un ciclo de 2 composiciones fijas como el tratado en este capítulo.
2. ¿Es la gamma (relación de calores específicos) de los productos de la combustión (a la temperatura resultante) mayor o menor que la gamma de los reactantes (a la temperatura habitual).
3. ¿Cambia mucho el peso molecular de la mezcla carburada con respecto al del aire?. ¿Y el de los productos?.
4. Observe cómo en las evoluciones con el cilindro abierto (variando su contenido en masa) es posible aplicar dos condiciones a las variables de estado termodinámicas (isoentrópico y presión o volumen constante ...).
5. Al aumentar la relación de volúmenes  $r_v$ , ceteris paribus ¿desciende mucho el rendimiento del ciclo?. ¿Cómo influye la relación de volúmenes en el descenso de la relación de expansión que queda disponible tras la combustión para obtener trabajo?.
6. En el diseño cinemático de los MCIAs convencionales no se ve implementada una relación de expansión  $r_e$  sustancialmente mayor que la de compresión  $r_c$  para hacer ciclo Atkinson (salvo el efecto del RCA). ¿Por qué?.
7. El ciclo equivalente de los MEC (MIE) reales proporciona un rendimiento mayor que el de los MEP reales, a pesar de que el ciclo Diésel básico puro (combustión a  $p = \text{cte.}$ ) dice lo contrario para igual relación de compresión y expansión. ¿Por qué?.
8. El flujo a través de una válvula adiabática ¿es isoentálpico? (entalpía de remanso a la salida igual a la de la entrada). Si se trata de un gicp ¿la temperatura de salida es igual a la de entrada?. ¿Y la presión de remanso?. Si desea fundamentarlo aplique un balance de masa y de energía a un volumen de control ( $VoC$ ) que contenga la válvula exclusivamente, véase [Tema Recordatorio I](#).
9. Proporcione un valor aproximado de la fracción másica de residuales  $f$  con  $r'_{ad} \approx 1$ .
10. ¿Está el rendimiento volumétrico definido como un cociente de volúmenes?.
11. Observe que el EGR resulta perjudicial para obtener potencia o par, pues los residuales recirculados ocupan volumen en el cilindro a costa del de aire. Por ello se emplea solamente a carga parcial.

## 3.15.- Cuestionario de autoevaluación. Respuestas. [Volver](#)

1. Adimensionales :  $r_c, r_e, r_p, r_v, r'_{ad}, \gamma_T, u$  (solo para escape) ;  $\frac{PM_{productos}}{PM_{reactantes}}$  ;  $PM, T_1; p'_{ad}$ .  
 $m_p / m, \gamma, \gamma_{p,c}, \gamma_p, \gamma_r$  son función de los anteriores.
2. La gamma de productos es generalmente menor, por la mayor temperatura de los productos con respecto a los reactantes. Sin embargo, en ciertos combustibles, como el hidrógeno, al producir agua, que es de mayor  $PM$ , gamma pudiera disminuir.
3. Si el combustible es de mayor peso molecular que el aire, aumenta su  $PM$  y viceversa. El peso molecular de los productos puede cambiar c. r. a los reactantes, pero para los hidrocarburos petrolíferos apenas cambia.
4. Efectivamente, al poder variar la masa es posible aplicar dos condiciones, en lugar de una solamente.
5. Al aumentar  $r_v$ , el rendimiento desciende. Es a causa de realizarse simultáneamente a la expansión, por lo que las fracciones quemadas ulteriormente tienen menos carrera de expansión disponible para extraer trabajo.
6. Una  $r_e$  mayor que  $r_c$  es posible con una cinemática más compleja que la de biela-manivela, pero la ganancia en rendimiento posible se ve mermada por unas mayores pérdidas mecánicas, aparte de un tamaño mayor.
7. Los MEC (MIE) proporcionan un rendimiento superior pues queman más a volumen constante que los MEP, a carga parcial. Por otra parte, tienen una relación de compresión geométrica mayor y hacen uso de mezclas globalmente pobres, lo que aumenta  $\gamma_p$ .
8. A través de una válvula el flujo es globalmente isoentálpico, con lo que en un gicp se conserva la temperatura de remanso. Sin embargo, la presión de remanso disminuye por las irreversibilidades internas causadas por la viscosidad.
9. Por quedar los residuales en el volumen mínimo en este modelo y por ser su temperatura absoluta varias veces la de admisión, cabe esperar que sea de algunos tantos por ciento en masa, salvo que la presión de escape sea mucho mayor que la de admisión.
10. El rendimiento volumétrico está definido como un cociente de masas.
11. El EGR podría reducir los NOx a plena carga también, pero reduce la  $pmt$ . Por ello se opta por eliminarlo.

## 3.16.- Actividades propuestas [Volver](#)

1. Efectúe el cálculo completo a mano de un ciclo a máxima potencia. Liste la presión, temperatura y  $PM$  de cada punto ciclo para uno de dos motores actuando en c. n. atmosféricas  $15\text{ °C}$  y  $1\text{ atm}$ ,  $RCA = 50^\circ$  y  $EGR = 0$ ;  $\lambda = 1,7$ ;  $\Delta T_f = 5\text{ °C}$ ;  $1,7 \Delta T_{es,a} = 100\text{ °C}$ ; temperatura del líquido refrigerante  $T_{refr} = 95\text{ °C}$ ; temperatura media de las paredes del cilindro  $250\text{ °C}$ .

Alternativas:

- A. Correspondiente a un motor de automoción de gasolina de aspiración natural con catalizador de tres vías.  $N = 4$ ;  $Q = 1.400\text{ cm}^3$ ;  $r'_{ad} = 0,92$ ;  $r_e = 11$ ;  $l/D = 0,9$ ;  $F_e = 0,06861$  e inyección en colector de admisión,  $y_v = 1$ ,  $p_{max} = 60,8\text{ bar}$ .
- B. Correspondiente a un motor de automoción Diésel de inyección directa, turboalimentado y posenfriado.  $N = 3$ . Con presión de soplado dada por  $\pi_{u,c} = 3$  y  $\eta_{tt,c} = 0,75$ ;  $\eta_{tt,e} = 0,8$ . Asuma una presión máxima de  $p_{max} = 176\text{ bar}$  absoluta y un dosado relativo  $F_R = F_{R,d} = 0,8$ ;  $Q = 1.400\text{ cm}^3$ ;  $r'_{ad} = 1,05$ ;  $r_e = 17$ ;  $l/D = 1,1$ ;  $F_e = 0,06961$ ;  $\varepsilon = 0,8$ .

De datos de catálogo o de la bibliografía, determine el régimen de giro  $n$  apropiado, buscando en Internet imágenes con el término “[power curve](#)”. Comprobar  $u$ .

## 3.16.- Actividades propuestas (cont.) [Volver](#)

### Guía para el proceso de cálculo a mano:

#### I.- Preparación del ciclo

1. Cálculos iniciales:  $l, D, u, a, PM_{comb}, F_e$ .
2. Estimación de las degradaciones en conductos de admisión y escape.
  - i. Si no es turbo,  $U = 0$ , de ello calcular  $r'_{ad}$ .
  - ii. Si es turbo,  $U = 1$ , imponer  $r'_{ad} = 1,05$  a  $1,1$  a revisar al imponer el hermanamiento, si hay problemas.
3. Estimación de  $RCA_{virtual} \cong 0 - 0,5RCA$  a par máximo y  $RCA_{virtual} \cong 0,5 - 0,75RCA$  a potencia máxima,  $\phi = 1$ ; para el cálculo de  $a_{virtual}$  y  $r_c$  (que deviene virtual). Estimación de  $\pi_{re}$  para determinar  $P'_1$  a causa de la acción de ondas, [Tema Avanzado 5](#).
4. Usando correlaciones del [Apartado 3.8](#) calcular:  $PM_f, PM_r = PM_p$ . Calcular  $L_{i,v}$  si no es un hidrocarburo convencional.
5. Para motor sobrealimentado o turbo estimar  $\gamma_c$  a la temperatura media entre admisión y salida del compresor, a su vez estimada con  $\gamma_a$  a  $T_{ad}$ . Estimar  $\epsilon$ , que para aire-aire puede ser 0,9 a caudales parciales y 0,7 a plena potencia. Determinar  $T_{4t}$ , que a partir de ese punto se llama temperatura de admisión  $T_{ad}$ .
6. Estimaciones antes del ciclo:
  - i. Estimar  $\tilde{\eta}_c$  y  $J_c$ . Calcular  $\tilde{q}_{lc}$  usando la [Ec. \(3.84\)](#). Con el conjunto  $\tilde{r}_p$ , y  $r_v = 1$  resultante determinar  $r_{e,op}$  con la [Ec. \(3.61\)](#) y asumiendo un valor inicial de  $\tilde{f} = 0,03$  determinar  $m_p/m$  con la [Ec. \(3.1.2\)](#) y de ello determinar un mejor valor de  $f$  con la [Ec. \(3.70\)](#), usando un valor estimativo  $\tilde{v} = 0,9$ . Ello permite calcular  $PM$  y  $\tilde{\gamma}$  con la [Ec. \(3.83\)](#); también permite las estimaciones  $\tilde{\gamma}_{pc}, \tilde{\gamma}_p, \tilde{\gamma}_r$ , con las [Ecs. \(3.86\)](#) a [\(3.88\)](#). La [Ec. \(3.79\)](#) permite calcular  $\tilde{\gamma}_f$  ( $f = 0$ ) y  $\tilde{\gamma}_1$ , asumiendo esta vez para ambos igual temperatura  $T'_{ad,re}$  estimando  $\Delta T_f, \Delta T_i, \Delta T_{EGR}$ , según el [Tema Avanzado 1](#) y  $\pi_{re}$ .
  - ii. Estimación de  $T_1$ , haciendo uso de la [Ec. \(3.72bis\)](#). Cálculo de  $m$  con la [Ec. \(3.73\)](#).

## 3.16.- Actividades propuestas (cont.) [Volver](#)

### Guía para el proceso de cálculo a mano:

#### II.- Ciclo teórico e indicado

7. Realización del ciclo. Usando ahora la estimación de  $T_{1'}$ , en lugar de  $T'_{ad, re}$ 
  - i. Cálculo de  $\gamma$ , reactantes entre 1' y 2, según se indica en el [Apartado 3.8](#). Cálculo de las variables en 1' y 2.
  - ii. Re-estimación de  $\gamma_{p,c}$  y  $\gamma_p$ , según se indica en el [Apartado 3.8](#).
  - iii. Cálculo de  $r_p$  y  $r_v$  haciendo uso de la [Ec. \(3.55\)](#) haciendo una estimación de  $p_{max}$  razonable, o dato. Cálculo de las variables en los puntos 3, 4 y 5.
  - iv. Cálculo de  $\gamma_r$ . Cálculo de  $T_6$ .
8. Verificación de los valores de  $f$  y  $T_r$ . Repetición del ciclo, si se considera necesario, actualizando estimaciones.
9. Cálculo de  $T_{es}$ , haciendo uso de la [Ec. \(3.42\)](#) simplificada; corregir por  $\Delta T_{es, posc}$  ([Ec. \(3.T.6.1\)](#)) y  $\Delta T_{es, a}$ .
10. Estimación de  $\eta_{m, TC} \cong 0,95$ . Verificación de  $\Phi \leq 1$  para motores turbo ( $U = 1$ ). Cálculo de  $\pi_{tt, e}$ .
11. Cálculo de  $\eta_{v, e}$  con la [Ec. \(3.75\)](#).
12. Cálculo de  $p_{mt}$  y  $\eta_T$ .
13. Estimación de  $\eta_d$ . Cálculo de  $\eta_v p_{mi}$ .
14.  $p_{mfr}$ ,  $\eta_{ef}$ ,  $\eta_{m, n, ef}$  y  $p_{me_{ef}}$  según se indica a continuación.
15. Tras ello se calcula el par y la potencia efectivos, así como el rendimiento mecánico del motor.

## 3.16.- Actividades propuestas (cont.) [Volver](#)

### Guía para el proceso de cálculo a mano:

III.- Pérdidas mecánicas, estimación incluyendo bombeo (bucle de baja  $p_{mi_b}$ ). Se da en presión media equivalente de fricción, para independizarlo del tamaño del motor; a plena carga ( $p_{mi_b} \ll p_{mi}$ ) y motores de aspiración natural, normal o atmosféricos:

$$\text{R. Stone: MIE: } 10 \text{ cm} < D < 14 \text{ cm: } pmfr = \left[ 0,137 + \frac{P_3}{200 \text{ bar}} + 0,162 \left( \frac{u}{\text{m/s}} \right) \right] \mu_{fr} \text{ bar} \quad (3.P.1)$$

$$\text{Bidan: MIF: } n < 6.000 \text{ rpm: } pmfr = \left\{ (0,2 \text{ a } 0,8) \mu_{fr} + 0,189 \left( \frac{n}{1.000 \text{ r.p.m.}} \right) + 0,029 \left( \frac{n}{1.000 \text{ r.p.m.}} \right)^2 \right\} \text{ bar} \quad (3.P.2)$$

Los actuales motores de baja fricción típicamente logran reducir estos valores hasta una fracción  $\mu_{fr} \approx 0,5$  como se indica, en motores especialmente cuidados de automoción. Para no sobre-estimar con los motores con  $r'_{ad} > 1$  y dada la imprecisión de estas correlaciones, se consideran aplicables al ciclo neto ( $_a+_b$ ). Así, la presión media efectiva, tras incluir la potencia perdida en mecanismos intrínsecos, adquiere por expresión: **Ec. (1.49):**  $pme_{ex} = pmi_a - pmfr = (pmt - pmt_b) \eta_d - pmfr$  (3.P.3)

Los rendimientos indicado global, mecánico (neto) basado en el efectivo, y el efectivo del motor resultan ser, véase **Ec. (3.77):**

$$\eta_{i,g} = \eta_i \eta_c = \eta_T \eta_d \eta_c \quad \eta_{m,n,ex} \doteq \frac{pme_{ex}}{pmi} \quad \eta_{ex,g} \doteq \frac{pme_{ex} q}{m_{comb} L_i} \quad (3.P.4)$$



### 3.17.- Ejercicio resuelto, caso 1.A [Volver](#)

Se toma  $n = 5.800$  rpm pues proporciona una  $u$  moderada y coincide aproximadamente con el régimen de potencia máxima de motores de automoción de esta cilindrada.  $\pi_d = 1$ ;  $\pi_{fi} = 1,01$ ;  $\pi_{in} = 1$ ;  $\phi = 1$ ;  $\pi_{vad} = 1,01$ ;  $\pi_{ves} = 1,02$ ;  $\pi_{pu} = 1,02$ ;  $\pi_{se} = 1,01$ . Se toma  $i = 1$ ;  $k = 1,0$  y  $\pi_{re} = 1,05$ . Resulta  $\Delta T_i = -26,4$  K y tras iterar  $\Delta T_{posc} = 45,1$  K :

Punto	$t$ [°C]	$p$ [bar]	$PM$ [g/mol]
<i>ad</i>	15,0	1,003	30,43
<i>adre</i>	-3,1	1,043	"
1'	28,7	1,043	30,39
2	369	21,4	"
3	1.468	60,8	-
4	2.305	"	29,01
5	1.306	5,01	"
6	842	1,065	"
7	670	"	"
<i>es</i> (6t)	958	1,023	"

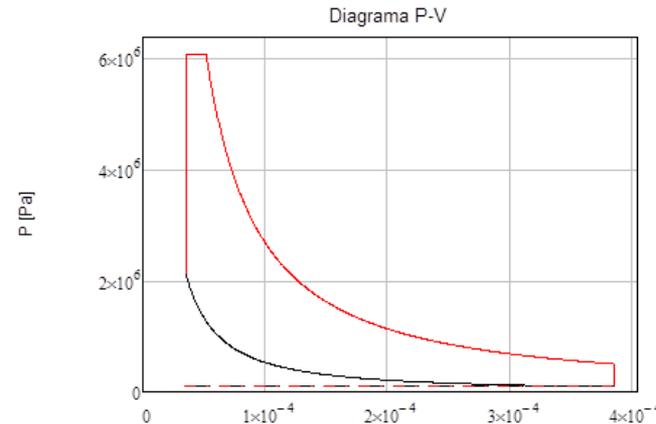


Fig. (3.P.2).

Variable	Valor	Unidades	Variable	Valor	Unidades	Variable	Valor [m3]	Unidades
$l$	71,20	mm	$m$	0,386	g	$pmt$	13,75	bar
$D$	79,11	mm	$m_p$	"	g	$p_{mi}$	13,06	bar
$u$	13,78	m/s	$m_{comb}$	26,45	mg	$\eta_{T,v,g}$	0,457	-
$r_c$	9,65	-	$\eta_{c,v}$	0,98	-	$\eta_d$	0,95	-
$r_c$ (virtual)	11	-	$J_c$	0,90	-	$\eta_{i,v,g}$	0,435	-
$\pi_{pe}$	1,072	-	$r_p$	2,84	-	$\eta_{v,e}$	0,909	-
$f$	0,03	-	$r_v$	1,48	-	$p_{mfr}$	1,36	bar
$\pi_{tt,c}$	1	-	$q_{lc}$	29,27	-	$p_{me_{ef}}$	11,7	bar
$\pi_{tt,e}$	1	-	$\gamma_{p,c}$	1,273	-	$\eta_{m,ef}$	0,896	-
$r'_{ad}$	0,933	-	$\gamma_p$	1,244	-	$\eta_{ef,v,g}$	0,382	-
$\gamma_c$	-	-	$\gamma_r$	1,306	-	$W_{ef}$	79,2	kW
$\gamma_{1'}$	1,351	-	$v$	0,846	-	$C_{m,ef}$	131	N m
$\gamma$	1,333	-	$\Phi$	-	-			

### 3.17.- Ejercicio resuelto, caso 1.B [Volver](#)

Se toma  $n = 4.000$  rpm pues proporciona una  $u$  apropiada y corresponde al régimen de potencia máxima de motores similares.  $\pi_d = 1$ ;  $\pi_{fi} = 1,01$ ;  $\pi_{in} = 1,02$ ;  $\phi = 1$ ;  $\pi_{vad} = 1,01$ ;  $\pi_{ves} = 1,02$ ;  $\pi_{pu} = 1,02$ ;  $\pi_{se} = 1,01$ . Se toma  $k = 0,5$  y  $\pi_{re} = 1,05$ . Resulta tras iterar  $\Delta T_{posc} = 37,9$  K :

Punto	$t$ [°C]	$p$ [bar]	$PM$ [g/mol]
<i>ad</i>	42,5	2,95	28,97
<i>adre</i>	51,97	3,07	"
1'	75,5	3,07	28,97
2	680	133	"
3	917	175,5	29,104
4	1.978	"	"
5	972	10,8	"
6	638	2,92	"
7	331,8	"	"
<i>es</i>	734	3,007	"

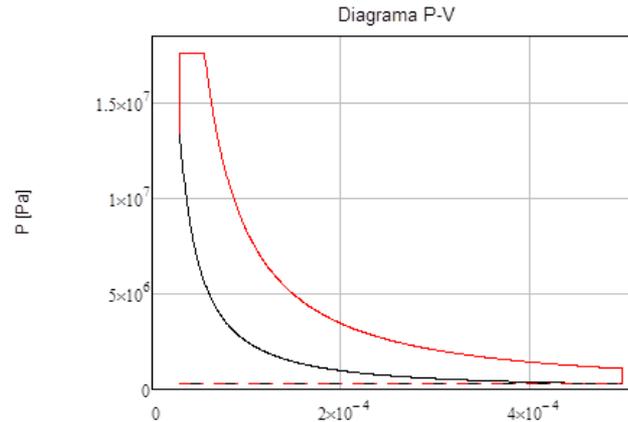
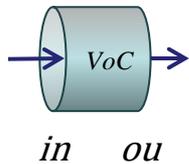


Fig. (3.P.3).

Variable	Valor	Unidades	Variable	Valor	Unidades	Variable	Valor	Unidades
$l$	89,59	mm	$m$	1,424	g	$pmt$	30,56	bar
$D$	81,44	mm	$m_p$	1,505	g	$pmi$	29,0	bar
$u$	11,95	m/s	$m_{comb}$	77,2	mg	$\eta_{T,v,g}$	0,491	-
$r_c$	14,84	-	$\eta_{cv}$	0,98	-	$\eta_d$	0,95	-
$r_c$ (virtual)	15,92	-	$J_c$	0,928	-	$\eta_{i,v,g}$	0,467	-
$\pi_{pe}$	1,041	-	$r_p$	1,309	-	$\eta_{v,e}$	0,912	-
$f$	0,025	-	$r_v$	1,391	-	$pmfr$	1,77	bar
$\pi_{tt,c}$	3,0	-	$q_{lc}$	19,98	-	$pme_{ef}$	27,3	bar
$\pi_{tt,e}$	2,74	-	$\gamma_{p,c}$	1,28	-	$\eta_{m,ef}$	0,939	-
$r'_{ad}$	1,00	-	$\gamma_p$	1,27	-	$\eta_{ef,v,g}$	0,429	-
$\gamma_c$	1,386	-	$\gamma_r$	1,314	-	$W_{ef}$	127	kW
$\gamma_{1'}$	1,395	-	$v$	0,923	-	$C_{m,ef}$	304	N m
$\gamma$	1,363	-	$\Phi$	0,633	-	$T_{6t}$	558	°C

## 3.18.- Temas recordatorios [Volver](#)

**1. Variables totales.** Sea un proceso entre dos estados, *in* y *ou* (suministro y cesión) de equilibrio. Durante el mismo se confirma que no existe transferencia de calor apreciable, por lo que puede suponerse **adiabático**. Por ser las paredes inmóviles se confirma también que **no se efectúa transferencia de trabajo mecánico alguno**, siendo pues el flujo estacionario - en el sentido global, pues puede haber turbulencia, que es esencialmente no estacionaria. Un balance de masa nos diría que considerando un volumen de control (*VoC*) que tiene dos fronteras permeables al flujo, secciones *in* y *ou*, y el resto son impermeables  $\dot{m}_{in} = \dot{m}_{ou} = \dot{m} = \rho A w$ . Si ahora aplicamos al mismo *VoC* un balance de energía y despreciamos todas sus formas excepto la interna y la cinética, la energía interna específica *u* más la cinética  $w^2/2$  más el trabajo de flujo  $P/\rho$  (llamado no muy rigurosamente energía de presión) han de ser iguales en *in* y en *ou*. La suma total se denomina entalpía total o de remanso  $h_t$ , pues en el proceso se podría llegar a detener completamente el fluido:



$$\left[ \underbrace{u + \frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2}}_{\doteq h} \right]_{in} = \left[ \underbrace{u + \frac{p}{\rho} + \frac{w^2}{2}}_{h_t} \right]_{ou} \Rightarrow h_{t,in} = h_{t,ou} \quad (3.R.1)$$

Si aceptamos la simplificación de **gicp** no reactante:  $h = c_p T + cte$ . lo que permite definir una **temperatura total** o de remanso  $T_t$ . Sería aquella que se alcanzaría remansando completamente la corriente en el proceso anterior, con  $cte. = 0$ :

$$\text{gicp: } \left. T_t \doteq T + w^2/(2c_p) \right\} \Rightarrow T_{t,in} = T_{t,ou} \quad (3.R.2)$$

Ec. (3. R. 1)

- Si además se acepta **flujo reversible**, se alcanzaría una presión de remanso  $p_t$ , que se conserva entre *in* y *ou*, por conservarse  $T_t$ :

$$\left. \begin{array}{l} s = cte. \\ \text{gicp: } \end{array} \right\} \Rightarrow p_t/p = (T_t/T)^{\gamma/(\gamma-1)} \Rightarrow p_{t,in} = p_{t,ou} \quad (3.R.3)$$

- Caso de no ser reversible el flujo, p. e. por efecto de la viscosidad, el segundo principio de la Termodinámica dice que en nuestro proceso la entropía aumenta y por ello  $p_t$  disminuye entre *in* y *ou*, lo que se denomina **pérdida de carga**. Sin embargo se seguiría conservando la temperatura de remanso pues no se pierde energía. **El uso de ambas variables totales es pues conveniente al valer las relaciones termodinámicas para ellas, independientemente de la velocidad del flujo.**

## 3.18.- Temas recordatorios (cont.) [Volver](#)

- 1. Variables totales (cont.)** La temperatura de remanso incorpora pues la totalidad de la energía que lleva el fluido, independientemente de su velocidad o de las degradaciones que aparezcan. Se puede ver con un balance de energía que si se añaden calor y/o trabajo, aumenta y si se extraen, disminuye:

$$\text{gicp, p. u. de masa: } c_p(T_{t,ou} - T_{t,in}) = q - \tau \quad (3.R.4)$$

- Ejemplo: Filtro, válvula o conducto:  $q = \tau = 0$ , hay degradaciones viscosas ocasionadoras de irreversibilidades internas, la entropía del flujo aumenta  $\Rightarrow T_{t,in} = T_{t,ou}$   $p_{t,ou} < p_{t,in}$ . Si la sección de salida es  $\approx$  igual a la de entrada y amplia,  $A_{ou} \approx A_{in} \Rightarrow w_{ou}^2 \approx w_{in}^2 \ll 2c_p T \Rightarrow T_{ou} \approx T_{in}$ ,  $p_{ou} < p_{in} \Rightarrow \rho_{ou} < \rho_{in}$ .

- 2. Rendimientos isentrópicos.** Compresores y turbinas, son prácticamente adiabáticos y hay irreversibilidades internas:

$$\text{Ec. (3.R.4)} \rightarrow \text{gicp: } c_p(T_{t,ou} - T_{t,in}) = \overset{>0}{\tau} \quad (3.R.5)$$

Se puede calcular el incremento de temperatura de remanso con esta ecuación, pues los compresores suelen ser prácticamente adiabáticos.  $\tau$  viene dado por el diseño y punto operativo del compresor. Pero la presión de remanso a la salida  $p_{t,ou}$  depende del nivel de irreversibilidades internas. Para evaluarlas se define un rendimiento isentrópico empírico, como cociente del salto entálpico isentrópico y real entre iguales  $p_t$ :

$$\text{gicp: } \eta_{tt,c} = \frac{T_{t,ou,s} - T_{t,in}}{T_{t,ou} - T_{t,in}} = \frac{\frac{T_{t,ou,s} - T_{t,in}}{T_{t,in}} - 1}{\frac{T_{t,ou} - T_{t,in}}{T_{t,in}} - 1} = \frac{\left(\frac{\pi_{tt,c}}{p_{t,in}}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1}{\frac{T_{t,ou} - T_{t,in}}{T_{t,in}} - 1} \leq 1 \Rightarrow p_{t,ou} \quad (3.R.6)$$

$T_{t,ou,s}$  es la temperatura que se alcanzaría caso de evolucionar isentrópicamente entre iguales  $p_t$ .

- Turbina, análogamente:

$$\text{gicp: } \eta_{tt,e} = \frac{T_{t,ou} - T_{t,in}}{T_{t,ou,s} - T_{t,in}} = \frac{\frac{T_{t,ou} - T_{t,in}}{T_{t,in}}}{\frac{T_{t,ou,s} - T_{t,in}}{T_{t,in}} - 1} = \frac{\frac{T_{t,ou} - T_{t,in}}{T_{t,in}}}{\left(\frac{p_{t,ou}}{p_{t,in}}\right)^{(\gamma-1)/\gamma} - 1} \leq 1 \Rightarrow p_{t,ou} \quad (3.R.7)$$

- Cambiador de calor:

$$\text{gicp: } c_p(T_{t,ou} - T_{t,in}) = q \begin{cases} > 0 \\ < 0 \end{cases}; p_{t,ou} < p_{t,in} \quad \forall q \quad (3.R.8)$$

### 3.18.- Temas recordatorios (cont.) [Volver](#)

**Ejercicio 3.R.1.** Determine la relación de presiones efectiva  $\pi_{d,ef}$  de una toma dinámica, con  $\pi_d = 1,05$ , (una pérdida de presión de remanso de un 5%) del motor de un vehículo que avanza a  $w = 90$  m/s con respecto a la atmósfera con viento en contra de 10 m/s. Desprecie la energía cinética en el conducto de suministro al motor frente al trabajo de flujo:

**Solución:** Recurriendo a la compresión isentrópica hasta el remansamiento completo a costa de la energía cinética, [Ec. \(3.R.2\)](#), recurriendo al aumento isentrópico de presión de remanso correspondiente, [Ec. \(3.R.3\)](#) y a la definición de  $\pi_d$ , se llega a:

$$\left. \begin{array}{l} \text{gicp; equilibrio en } in \text{ y en } ou \\ q = \tau = 0 \\ s = \text{cte.} \Rightarrow T_{t,s} = T_t \\ \pi_{1t,s} = p_{t,s}/p = (T_{t,s}/T)^{\gamma/(\gamma-1)} \\ \pi_d = \frac{p_{t,s}}{p_t} \geq 1 \end{array} \right\} \rightarrow T_{t,s} = T + w^2/(2c_p) \left. \begin{array}{l} \\ \\ \\ \end{array} \right\} \Rightarrow \pi_{d,ef} \doteq \frac{p_{1t}}{p} = \frac{\pi_{1t,s}}{\pi_d} = \frac{1}{\pi_d} \left( 1 + \frac{w^2}{2c_p T} \right)^{\gamma/(\gamma-1)} \quad (3.R.9)$$

**Aplicación numérica:**

$$\pi_{d,ef} = \frac{1}{1,05} \left( 1 + \frac{(100\text{m/s})^2}{2 \times 1.000 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} 300\text{K}} \right)^{1,4/(1,4-1)} = 1,06 \quad (3.R.10)$$

**Valoración:** se gana un 6% con respecto a la presión atmosférica, lo cual resulta de interés en vehículos rápidos.

## 3.19.- Temas avanzados [Volver](#)

**1. Temperatura de los gases admitidos por el motor.** Los gases frescos pueden resultar calentados en su tránsito por la pipa y la válvula, así como por las paredes del cilindro, incluyendo culata y émbolo  $\Delta T_f$ . Asimismo pueden resultar enfriados por la evaporación del combustible en el tracto de admisión y dentro del cilindro  $\Delta T_i$ . El efecto neto puede considerarse como un incremento de temperatura trasladable a la temperatura de admisión de forma que se considera una corregida  $T'_{ad} = T_{ad} + \Delta T_f + \Delta T_i + \Delta T_{EGR}$ . Para obtener una aproximación de  $T_{1'}$ , se puede considerar que las propiedades de los gases involucrados en la renovación de la carga son muy parecidas y posteriormente simplificar aún más para el caso de que  $r'_{ad}$  no sea muy diferente de 1:

$$\text{Ec. (5.72bis): } T_{1'} = T'_{ad, re} \frac{\left( 1 - \frac{1}{v r_v (r_c^\gamma r'_{ad} r_p)^{1/\gamma_p}} \right)^{\gamma_f}}{1 + \left( \frac{\gamma_f - 1}{\approx \gamma_f} \right) \left( 1 - \frac{1}{r_c} \right) - \frac{\gamma_{1'} - 1}{\gamma_r - 1} \frac{1}{r_c r'_{ad}}} \approx T'_{ad, re} \frac{\left( 1 - \frac{1}{v r_v (r_c^\gamma r'_{ad} r_p)^{1/\gamma_p}} \right)^{\gamma_f}}{1 - \frac{\gamma_f - 1}{r_c \gamma_f} \left( 1 + \frac{1}{\gamma_r - 1} \frac{1}{r'_{ad}} \right)} > T'_{ad, re} \quad (3.T.1.1)$$

- Si el motor es turboalimentado y carece de posenfriador (cosa rara actualmente), puede que el gas de la admisión esté a mayor temperatura que las paredes del colector  $T_w$ , con lo que se obtiene un enfriamiento a causa de la transferencia de calor.
- La [Ec. \(3.T.1.1\)](#) ha servido como punto de partida para establecer fórmulas de corrección de prestaciones para motores al cambiar las condiciones operativas, sea por cambiar las condiciones atmosféricas, sea por cambios en la presión de admisión o de escape. Y esto sin requerir mucha información del motor. Generalmente se aplican en actuaciones a plena carga. Se ha acordado cambiar  $\eta_{v,e}$  ([Ec. 3.75](#)) con respecto a un valor de base ( $_b$ ), p. e. el que tiene el motor en condiciones estándar con  $p_{ad} = p_{es}$ , incluyendo todos los  $\Delta T$  empíricamente con una raíz cuadrada, a un mismo régimen:

$$\eta_{v,e} = \eta_{v,e,b} \sqrt{\frac{T_{ad}}{T_{ad,b}}} \left[ 1 + \frac{1}{\gamma (r_c - 1)} \left( 1 - \frac{p_{es}}{p_{ad}} \frac{r_{ad}^{-1}}{r_{ad}^{-1}} \right) \right] \quad (3.T.1.2)$$

## 3.19.- Temas avanzados (cont.) [Volver](#)

### 1. Temperatura de los gases admitidos por el motor (cont.).

- Considerar un calentamiento de las paredes  $\Delta T_f$  es apropiado pues algunas correlaciones muestran coeficientes de transferencia de calor  $h \propto u^{0,8}$ , con lo que  $\Delta T_f$  es poco descendiente con  $n$ :

$$\left. \begin{aligned} \dot{m} c_{p,g} \Delta T_f &= h A (T_w - T_{ad}); \dot{m} = \rho_g w A_{v,ad} \\ h &= Nu k_g / D; Nu \doteq a Re_D^{0,8} Pr^{0,2} \\ Re_D &\doteq Dw \rho_g / \mu_g; Pr \doteq c_g \mu_g / k_g \approx \text{cte.} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \Delta T_f = \frac{a Re_D^{0,8} Pr^{0,2} k_g A_{v,ad} (T_w - T_{ad})}{c_{p,g} D \rho_g v A_{v,ad}} \Rightarrow \Delta T_f \propto w^{-0,2} \propto n^{-0,2} \text{ ceteris paribus}$$

- Para el cálculo del enfriamiento debido a la evaporación del combustible indirecto durante la admisión, cuya fracción másica  $0 < y_v \leq 1$ , con calor latente de evaporación a presión constante  $L_{lv,comb} > 0$ . De un balance másico y energético a presión constante en un  $VoC$ , sin considerar variables totales, asumiendo que para la gasolina vapor es  $1,8 \frac{J}{gK} \approx c_{p,comb} = c_{comb,l} \approx 2,2 \frac{J}{gK}$  por su escasa influencia en el resultado y asumiendo que la gasolina se encuentra a  $T_{ad}$  al final, lo que permite despejar, es:

$$\left. \begin{aligned} H_a + H_{comb} &= H_{ad'} \\ H_a &= m_a c_{p,a} T_{ad} \\ H_{comb} &= m_{comb,i} \left( c_{comb} T_{comb} + \frac{p_{iny,i} - p_{ad}}{\rho_{comb,l}} - y_v L_{lv,comb} \right) \\ H_{ad'} &= (m_a c_{p,a} + m_{comb,i} c_{p,comb}) T_{ad'}; \Delta T_i = T_{ad'} - T_{ad} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \Delta T_i \approx \frac{F_i}{c_{p,a}} \left( \frac{\text{Generalmente despreciable}}{c_{p,comb} (T_{comb} - T_{ad})} + \frac{\text{Generalmente despreciable}}{\rho_{comb,l} \frac{p_{iny,i} - p_{ad}}{\rho_{comb,l}}} - y_v L_{lv,comb} \right) \quad (3.T.1.3)$$

$$\approx - \frac{F_i y_v L_{lv,comb}}{c_{p,a}} < 0; L_{lv,comb} = \begin{cases} \text{Gasolina: } \approx 380 - 500 \text{ J/g} \\ \text{Metanol: } \approx 1.180 \text{ J/g} \end{cases} \quad (3.T.1.4)$$

$\approx 1,0 \frac{J}{gK}$

- ✓ La evaporación origina un enfriamiento que puede dar lugar a la formación de hielo por la humedad ambiente. El vapor formado ocupa volumen de la cilindrada, por lo que desplaza al aire, pero suele resultar en un aumento neto de la masa admitida.
- ✓  $y_v$  puede disminuir al aumentar  $n$  por el menor tiempo disponible para la evaporación antes del  $RCA$ .

## 3.19.- Temas avanzados (cont.) [Volver](#)

### 1. Temperatura de los gases admitidos por el motor (cont.).

- Para simplificar el cálculo del calentamiento originado por el EGR, asumimos iguales calores específicos del aire y del EGR, supuesto añadido antes del combustible indirecto:

$$\left. \begin{aligned} m_{EGR} c_{p,EGR} T_{EGR} + m_a c_{p,a} T_{ad} &= (m_{EGR} c_{p,EGR} + m_a c_{p,a}) (T_{ad} + \Delta T_{EGR}) \\ \dot{m}_{EGR} &= m_a EGR_a \\ c_{p,EGR} &= c_{p,a} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \Delta T_{EGR} = \frac{EGR_a (T_{EGR} - T_{ad})}{1 + EGR_a} \quad (3.T.1.5)$$

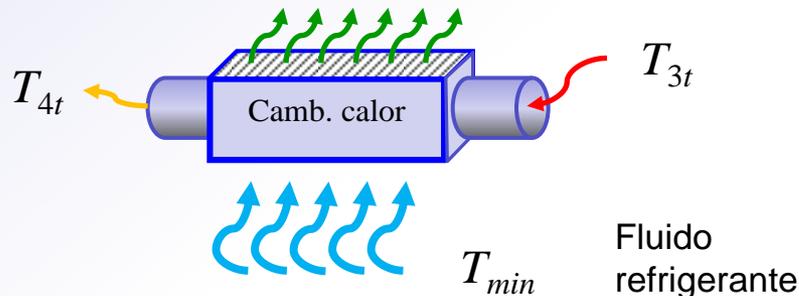
- Algunas imágenes de EGR: [Aquí](#) [Aquí](#) [Aquí](#).

## 3.19.- Temas avanzados (cont.) [Volver](#)

2. **Las degradaciones**, por viscosidad del gas, en colectores, válvulas de admisión y escape, pipas, intercooler, etc. **Ec. 3.1**, son crecientes con el caudal a través de ellas, pues aumentan los gradientes espaciales de velocidad. Esto se podría tener en cuenta corrigiendo su valor con respecto a uno nominal o de calibración, simplificando a flujo cuasi-incompresible. Siendo  $v^*$  la velocidad media del fluido a través del elemento:

$$\pi = \pi_{nom} \frac{\rho}{\rho_{nom}} \left( \frac{v^*}{v^*_{nom}} \right)^2 \approx \pi_{nom} \frac{\rho}{\rho_{nom}} \left( \frac{n}{n_{nom}} \right)^2 \quad (3.T.2.1)$$

3. **El posenfriador o intercooler** logra aumentar la densidad del aire a introducir en el motor. Se puede caracterizar por su **efectividad**  $\varepsilon$ , que de forma aproximada puede definirse como la reducción de temperatura lograda, dividida por la posible:



$$\varepsilon = \frac{T_{3t} - T_{4t}}{T_{3t} - T_{min}} \Rightarrow T_{4t} = T_{3t} - \varepsilon (T_{3t} - T_{min}) > T_{min} \quad (3.T.3.1)$$

$T_{min}$  es la temperatura mínima que alcanzaría el aire comprimido en su enfriamiento. Coincide con la temperatura de entrada del fluido refrigerante exterior usado, aire atmosférico o agua. Valores habituales de  $\varepsilon$  son entre 0,7 a pleno caudal y 0,9 a caudal parcial.

## 3.19.- Temas avanzados (cont.) [Volver](#)

4. **Cruce de válvulas negativo.** Recientemente se están comercializando motores de automoción con cruce de válvulas negativo. Esto significa que la válvula de escape cierra antes de la apertura de la de admisión  $CR = RCE - AAA < 0$ . Generalmente se logra con  $RCE < 0$ , o lo que es lo mismo, se tiene un  $ACE$ . Antes de llegar el émbolo al PMS, al final de la carrera de escape, se cierra la válvula de escape y la de admisión abre pasado este PMS, punto 8. El resultado es que se comprimen los gases residuales, expansionándose tras el PMS, teóricamente hasta el punto 8 en que las presiones instantáneas de escape y admisión coinciden, y empezando la admisión posteriormente. La proporción de residuales  $f$  resulta alta y equivalente a un EGR interno, véase el apartado de [Introducción](#). Adolece del inconveniente de quedar los residuales a una alta temperatura, pero se tiene la ventaja de la simplicidad, p. e. véase motor HCCI en [Tema Avanzado 6](#). Solo es adecuado para motores con [diagrama de la distribución variable](#), pues esta técnica es útil a carga parcial solamente, donde se requiere alto EGR, teniendo que anularse a plena carga.

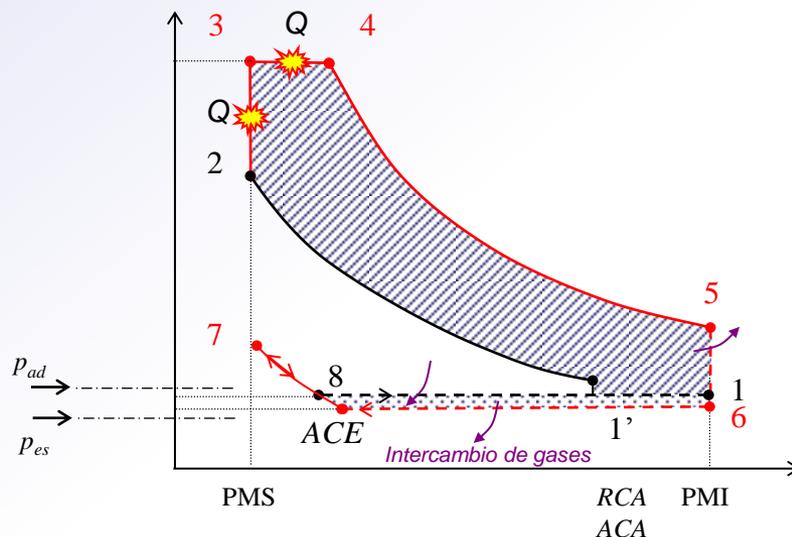


Fig. 3.T.4.1.

- Este ciclo en particular indica  $p'_{ad} > p'_{es}$ , lo cual solo es posible cuando el motor es sobrealimentado mecánicamente o turboalimentado.
- Para este diseño de motor con  $CR < 0$ , habría que modificar lo desarrollado hasta ahora relacionado con el bucle de baja.
- Una superior sofisticación la obtienen motores con sistemas complejos de renovación de los gases, p. e. el [Fiat Multiair](#) y su implementación [TwinAir](#).

## 3.19.- Temas avanzados (cont.) [Volver](#)

- 5. No estacionariedad y acción de ondas.** En el modelo de ciclo desarrollado en este capítulo se ha asumido que las presiones se igualen instantáneamente (5-6 y 7-8) y que la presión en los colectores es constante (6-7 y 8-1'). El cilindro tarda un cierto tiempo en llenarse y vaciarse. Además, los sistemas actuales de renovación de la carga hacen uso de la **acción de ondas** de presión para producir:
- La introducción máxima de gases frescos al cilindro, provocando una onda de sobrepresión junto a la válvula de admisión, justo cuando se la está cerrando, *CA*.
  - La extracción máxima de los residuales. Primero, evitando la llegada de pulsos de presión durante el cruce de válvulas, p. e. generando un pulso de succión junto a la válvula de escape justo cuando se la está cerrando, *CE*. La existencia de cruce hace que se sustituyan por frescos succionados del colector de admisión.

Estos efectos, junto con otros, como la inercia de los gases entrantes, llamado **golpe de ariete** (**ram effect**), solo pueden ser debidamente tenidos en cuenta con un modelo de propagación de ondas en los colectores, lo cual requiere medios de computación potentes y un modelo basado en la resolución por diferencias finitas no estacionario y 1D o 3D de las ecuaciones gobernantes. Ello requiere información prolija del motor.

Solamente teniendo en cuenta estos fenómenos es posible lograr directamente con el modelo una *pme* próxima al valor elevado que logran algunos motores actuales empleando la acción de ondas de forma efectiva.

- El hecho cierto es que según se aproxima el *RCA* durante la carrera de compresión, el levantamiento de la válvula de admisión es ya pequeño, que el área de paso es también exigua, tanto para los gases entrantes, como para los salientes. Esto hace que comience a subir la presión dentro del cilindro, de forma apreciable sobre la de admisión, antes del *RCA*.

Por ello no es descabellado **corregir empíricamente el *RCA* a un valor virtual  $RCA_{virtual}$  menor del real** para compensar este efecto, a partir velocidades medias del émbolo relativamente altas, p. e. cerca del régimen de máximo par. Esto se puede implementar con el parámetro  $k = \frac{1-a_{virtual}}{1-a}$ . Un valor razonable para motores que dispongan de un colector que busca los efectos inerciales, p. e. los de automoción, puede ser  $k = 0,5$  a regímenes comparables o superiores al de par máximo a mariposa abierta,  $\phi = 1$ .



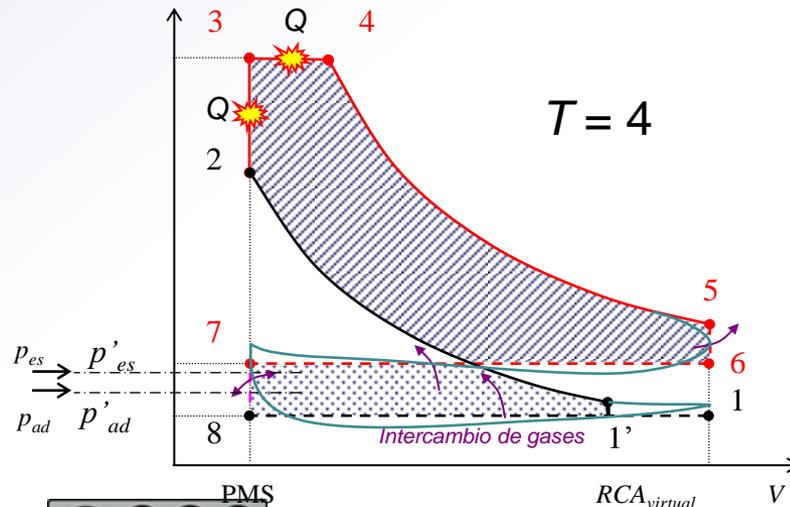
## 3.19.- Temas avanzados (cont.) [Volver](#)

### 5. Acción de ondas (cont.).

II. Como la acción de ondas puede conseguir que la presión incluso en el PMI, correspondiente a  $RCA_{virtual} = 0$ , sea superior a la media en el colector de admisión por la llegada al cilindro de un onda de presión sónica, se puede considerar **la existencia de un escalón brusco de presión que comprima los gases isentrópicamente de forma instantánea en  $RCA_{virtual}$  multiplicándola por  $\pi_{re} = \frac{P_{1'}}{P_{ad}} \geq 1$  e ingresando por ello más frescos.**

- Valores razonables son  $\pi_{re} \approx 1,1$ , a régimen de par máximo y  $\pi_{re} \approx 1,05$  para régimen de potencia máxima, para motores que dispongan de un colector que provoca los efectos inerciales, p. e. los de automoción, con  $\phi = 1$  y de aspiración natural.
- En motores especiales se puede llegar a 1,2; a uno de ambos regímenes: par máximo o potencia máxima e incluso a ambos, si se dispusiera de colector de admisión de geometría variable y distribución variable.
- Los motores con compresor no hacen tanto uso de los efectos inerciales pues disponen del compresor para aumentar la densidad y el colector está sometido a presión, lo que lo encarece.

Es necesario considerar esta compresión, corrigiendo  $T'_{ad}$ , como se hace en la [Ec. \(3.72\)](#) a un nuevo valor  $T'_{ad,re}$ .



La línea azul indica  $p'_{ad}$  real.

$$s = cte. \Rightarrow T'_{ad,re} = T'_{ad} \pi_{re}^{\frac{\gamma_1'-1}{\gamma_1'}}$$

Fig. 3.T.5.1.

# 3.19.- Temas avanzados (cont.) [Volver](#)

## 5. Acción de ondas (cont.).

Las ondas que provocan estos efectos son ondas de mayor intensidad que las acústicas, pero no tan intensas como las [ondas de choque](#). Se propagan a velocidad localmente sónica. Es por ello que combinadas con la longitud de los conductos y el volumen de los recintos del colector de admisión, la llegada de las ondas favorables ocurra en el momento adecuado solamente en las cercanías de un cierto régimen. Es por ello que se denomina régimen de resonancia. Fuera de ese estrecho intervalo, el efecto decae e incluso si nos distanciamos bastante de la resonancia, el efecto puede ser opuesto; esto es, negativo.

**Un ejemplo:** El [colector de escape](#) puede ser diseñado asimismo para que lleguen ondas de succión que bajen temporalmente la presión corriente abajo de las válvulas de escape durante la carrera de escape, favoreciendo el vaciado e incluso llegando a reemplazar los residuales de la cámara de combustión por frescos durante el cruce de válvulas. **Otro ejemplo:** Con  $N = 4$  resulta especialmente favorecedor el sistema de escape de 4 a 2 a 1 tubos, p. e. de los motores [Mazda Skyactiv-G](#), para evitar que el pulso de escape reintroduzca residuales en el cilindro que está en cruce, 1-3 y 2-4:

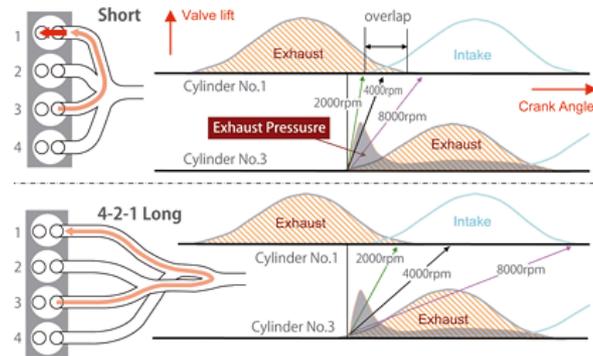


fig.3 Residual gas reduction by 4-2-1 exhaust system

**Fig. 3.T.5.2.-** La gran distancia a recorrer por los pulsos de escape hasta llegar a otro cilindro permite reducir  $f$  de un 8% a un 4%, incluso a bajo régimen, reduciendo  $T_1$ . Fuente: Por gentileza de Mazda,

<http://www.autocasion.com/actualidad/reportajes/152866/mazda-skyactiv-la-busqueda-del-motor-adiabatico/> Accedido el 06/09/2014.

## 3.19.- Temas avanzados (cont.) [Volver](#)

### 6. Transferencia de calor de los gases de escape dentro y fuera del motor.

#### I. Transferencia de calor en el colector de escape

El enfriamiento por transferencia de calor de las paredes del colector de escape hacia el ambiente puede estimarse asumiendo radiación a un ambiente isoterma que le rodea, como el mecanismo dominante. Asumimos el colector de escape como un cilindro de diámetro  $D$  y longitud estimada de  $2DN$ , sin recubrimiento aislante del calor:

$$\left. \begin{aligned} -\dot{m}_p c_{p,r} \Delta T_{es,a,c} &= A_{sup} \varepsilon \sigma (T_{sup}^4 - T_{amb}^4) \\ A_{sup} &\approx \pi D \overbrace{2DN}^{L_{sup}} ; \dot{m}_p = \frac{m_p}{m} \overbrace{\eta_{v,e} \rho_{ad} q N}^{\dot{m}} \frac{n}{2} \\ q &= \frac{\pi D^2}{4} l ; l \approx D ; u = 2nl \\ \varepsilon &\approx 0,85 ; \sigma = 5,67 \times 10^{-8} \frac{W}{m^2 K^4} ; T_{sup} \approx 200 \text{ a } 800 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \right\} \rightarrow \Delta T_{es,a,c} \approx - \frac{32 \varepsilon \sigma (T_{sup}^4 - T_{amb}^4)}{\eta_{v,e} u c_{p,r} \rho_{ad}} \quad (3.T.6.1)$$

#### II. Transferencia de calor dentro del cilindro durante el escape forzado.

Se ha incluido el parámetro empírico  $\upsilon$  para considerar que durante la carrera de escape se produce un enfriamiento de los gases dentro del cilindro, lo cual proporciona un cálculo más preciso de la temperatura de los gases residuales  $T_r$  y por tanto de  $f$ . Esta consideración va en contra de la suposición de adiabaticidad en el proceso de escape para calcular la temperatura media perfectamente mezclada de los gases de escape  $T_{es}$ , [Ec. \(3.42\)](#). De hecho la transferencia de calor supuesta para  $\upsilon$  da lugar a un descenso en  $T_{es}$ , pues los gases que se enfrían dentro del cilindro salen parcialmente al exterior.  $\Delta T_{es,a}$  incluye este efecto.

### 3.19.- Temas avanzados (cont.) [Volver](#)

#### 6. Transferencia de calor de los gases de escape dentro y fuera del motor (cont.).

##### II. Transferencia de calor dentro del cilindro durante el escape forzado.

Se emplea un coeficiente de convección instantáneo  $h$  que puede cuantificarse con la fórmula de Woschni; [1] p. 102, o [5], p. 680; que para la fase de escape forzado (puntos 6 a 7 del ciclo) resulta:

$$\dot{Q}_w = hA(T_g - T_w); h = 3,26 \frac{W}{m^2 K} \left(\frac{D}{m}\right)^{-0,2} \left(\frac{P'_{es}}{1.000Pa}\right)^{0,8} \left(\frac{T}{K}\right)^{-0,55} \left(\frac{w}{m/s}\right)^{0,8} \quad (3.T.7.1)$$

$w$  es una velocidad característica de los gases, directamente proporcional a la velocidad media del pistón y acrecentada por el remolino inducido en la admisión, lo que se cuantifica con un número de swirl  $S_n$ , que puede llegar a 10 en motores Diésel de inyección directa:

$$w = \overbrace{(6,18 + 0,417S_n)}^{\doteq C_1} u \quad (3.T.7.2)$$

Asumiendo el cilindro conteniendo la mitad de la masa y perdiendo calor a un área  $A$  compuesta por un cilindro a la mitad de la carrera, durante la carrera completa de escape, asumiendo  $l = D$  y  $h = cte.$ , se llega a una estimación de  $v$ , usando un área media [Ec \(3.37\)](#):

$$\left. \begin{aligned} v = 1 - \frac{\Delta T_r}{T_g}; m_g = \frac{p'_{es} \pi (D^2 / 4) l / 2}{R_{g,p} T_6} \\ m_g c_{p,g} \Delta T_r = \frac{\dot{Q}_w}{2n}; A = \pi D^2; \gamma_{es} = 1,3 \end{aligned} \right\} \Rightarrow 1 - v = \frac{hA(T_g - T_w)}{2nm_g c_{p,es}} = 2,4 \times 10^{-6} C_1^{0,8} \frac{T_6 - T_w}{K} \left(\frac{D}{m}\right)^{-0,2} \left(\frac{p'_{es}}{bar}\right)^{-0,2} \left(\frac{T_6}{K}\right)^{0,45} \left(\frac{u}{m/s}\right)^{-0,2} \quad (3.T.7.3)$$

Los resultados muestran en  $v$  una escasa influencia positiva de  $u$ ,  $D$  y  $p'_{es}$  e importante y negativa de  $T_6$ . A efectos aproximativos pudiera valer esta correlación. Valores típicos de  $v$  van de 0,75 a 0,95, con motor a temperatura media de las paredes  $T_w$  operativa normal, la cual a falta de otra información puede estimarse en unos 250 °C.

## 3.19.- Temas avanzados (cont.) [Volver](#)

### 7. Aumento de temperatura por postcombustión en el escape.

Una estimación del aumento de temperatura por poscombustión puede lograrse considerando que lo que no arde dentro del motor, arde en el colector de escape (aunque el rendimiento de combustión considera también la disociación, que es reversible, devolviéndose el calor absorbido en recombinaciones durante la carrera de expansión). De un balance de energía en un  $V_0C$ :

$$\left. \begin{aligned} m_p c_{p,r} \Delta T_{es, posc} &= (1 - \eta_c) m_{comb} L_i \Rightarrow \Delta T_{es, posc} = \frac{(1 - \eta_c) L_i m_{comb}}{c_{p,r} m_p} \\ \text{Por simplicidad optando por } F_d &= 0 \Rightarrow \text{Ec. ( 5.1.7)} \end{aligned} \right\} \Rightarrow \Delta T_{es, posc} = \frac{(1 - \eta_c) L_i}{R_{g,p}} \frac{\gamma_r - 1}{\gamma_r} \frac{F(1 - f)}{1 + F + EGR_a} \quad (3.T.7.1)$$

## 3.19.- Temas avanzados (cont.) [Volver](#)

### 8. Transferencia de calor dentro del cilindro durante la combustión.

Se emplean correlaciones para un coeficiente de transferencia de calor por convección (incluyendo radiación) obtenidos experimentalmente, como la de Woschni, [1], p. 102, entre otras. Éstas demuestran que depende no solamente de variables termodinámicas, sino de detalles fluido-dinámicos, lo que complica su aplicación. Combinando el resultado de estas correlaciones, con un estudio aplicable a nuestro propósito [1], p. 276, podemos plantear de forma aproximada:

$$1 - J_c = \frac{Q_{p\acute{e}rdidas}}{Q_{2-4, \text{sin } p\acute{e}rdidas}} \propto \frac{m_p D^{-0,2}}{L_i m_{comb}} \frac{T_g - T_{refr}}{(\rho_g u^*)^{0,25}} \propto \frac{(1 + EGR_a) D^{-0,2}}{L_i F} \frac{T_4 - T_{refr}}{\left(\frac{p_4}{T_4} u\right)^{0,25}} \quad (3.T.8.1)$$

$u^* \cong ku$  donde  $k$  depende del nivel de turbulencia engendrado en la cámara de combustión.

Para proceder de forma aproximada se puede realizar una calibración empírica. A falta de mayor información puede tomarse  $J_c = 0,9$  para MEC y  $J_c = 0,88$  para MEP, ambos con  $EGR = 0$ ;  $D = 10$  cm;  $T_4 = 2.800$  K;  $p_4 = 100$  bar;  $t_{refr} = 90$  °C;  $L_i = 43 \frac{\text{MJ}}{\text{kg}}$ ;  $F = \frac{1}{15}$ ;  $u = 10 \frac{\text{m}}{\text{s}}$ .

## 3.19.- Temas avanzados (cont.) [Volver](#)

9. **Motor fumigado o [dual fuel](#)**. Con objeto de facilitar la auto-ignición en motores Diésel (MEC), especialmente con combustibles de bajo [índice de cetano](#), se usa la técnica de la fumigación. También sirve para usar gas con motores Diésel. Consiste en alimentar el motor con una mezcla homogénea pobre de un combustible volátil ( $F_i$ ), incapaz de auto-encenderse en el motor, pero sí capaz de generar muchos [radicales libres](#) por la descomposición y oxidación lentas del combustible durante la compresión. Al efectuarse una inyección directa cercana al PMS ( $F_d$ ), este combustible se auto-enciende de inmediato y la subida de presión y temperatura resultante basta para que la premezcla circundante arda premezclada. Es pues híbrido entre MEP y MEC.
10. **Motor de combustión homogénea auto-encendida (HCCI)**. Similar al anterior, pero sin inyección directa y sin frente de llama. La compresión activa la auto-ignición, la cual ocurre cerca del PMS y sin chispa, en toda la carga. Esto es posible por recircular gases de escape, los cuales siembran de radicales libres la mezcla carburada coadyuvando a la auto-ignición. El EGR necesario hace el sistema HCCI inconveniente a plena carga, por limitar el par y la potencia conseguibles, por lo que se cambia de modo. El control de la auto-ignición es complejo.

### 11. Combustibles.

- El [gasóleo](#) y la [gasolina](#) son mezclas de muchos hidrocarburos de origen petrolífero, por lo que su composición puede variar, según origen, refinería, zona climática e incluso temporada.
- El [queroseno](#) es de volatilidad intermedia entre la gasolina y el gasóleo.
- El [gasóleo pesado](#) y el [fuelóleo](#) se emplean en generación eléctrica y en propulsión marina, por su bajo coste y bajo riesgo de incendio.
- Los gases licuados del petróleo , [GLP](#) o [Autogás](#), son mayoritariamente mezcla de propano y butano en proporción variable. El poder calorífico entre ambos constituyentes es muy parecido, [Tabla 3.A.11.1](#). Sustituyen a la gasolina y son más limpios que ella.

## 3.19.- Temas avanzados (cont.) [Volver](#)

### 11. Combustibles (cont.).

- Los alcoholes de origen biológico ([metanol](#) y [etanol](#)) se emplean como aditivos de los combustibles de origen petrolífero, e incluso puros en MEP. Su contenido en oxígeno hace que su poder calorífico sea aproximadamente la mitad que los hidrocarburos.
- Algunos ésteres, como el [MTBE](#), se emplean de parecida forma a los alcoholes. Proceden de la transesterificación de aceites residuales o de origen vegetal al objeto de homogeneizar su composición y facilitar el mezclado.
- El [amoníaco](#) se ha empleado ocasionalmente, disponiendo de la ventaja de no emitir CO<sub>2</sub> a la atmósfera, aunque su poder calorífico es bajo, similar al de los alcoholes; además es tóxico. Se obtiene de la reacción sintética del gas natural con el aire.
- El [hidrógeno](#) posee un calor calorífico de aproximadamente el triple que los hidrocarburos, pero su bajo peso molecular le hace muy volátil y por ello difícil y peligroso de transportar y almacenar. Como aditivo del gas natural encuentra aplicación fácil.
- El [gas natural](#) es mayoritariamente metano y puede aplicarse a [motores](#) diseñados para gasolina con pequeños cambios. Admite mezclas pobres, por lo que se han diseñado motores específicos de este combustible, turboalimentados, actuando con gran eficiencia.
- El [biogás](#) es usado en MEP, [Más](#). Su poder calorífico es bajo. Procede de la gasificación a temperatura ambiente de biomasa por vía húmeda, en digestores, o de [lodos de depuradora](#); o por vía seca, p. e. el [gas de vertedero](#).
- El [gas pobre](#) procede de la gasificación oxidativa en caliente de materia combustible sólida (carbón, biomasa, residuos, etc.) realizada con aire.
- El [alquitrán flash pirolítico](#) procede de la [pirólisis](#) anóxica de materia combustible finamente pulverizada, típicamente madera.
- Existen motores con la capacidad de admitir varios combustibles alternativamente, p. e. [FlexFuel](#).

## 3.19.- Temas avanzados (cont.) [Volver](#)

### 11. Combustibles (cont.).



Fig. 3.T.11.1)

Motor [Cummins](#) ETHOS® de automoción para el mercado norteamericano.  $Q = 2.8$  l y  $W_{max} = 250$  hp, MEP turboalimentado y pensado para consumir combustible E85 (5% de etanol con 15% de gasolina) Fuente : <http://www.dieselpress.com/July-2014/A-Cummins-Gasoline-Engine/#.U8d2zLGVpY4> accedida el 17/07/2014.

# 3.19.- Temas avanzados (cont.) [Volver](#)

## 11. Combustibles (cont.). Datos.

Combustible (g): gas, (l): líquido (s) sólido. $\rho$ [kg/m <sup>3</sup> ] a 15 °C.	PM [g/mol]	$L_i$ [MJ/kg]
Hidrógeno H <sub>2</sub> (g)	2,0159	121
Carbono C (s)	12,0115	32,8
<b>Parafínicos</b>		
Metano CH <sub>4</sub> (g)	16,043	50,02
Etano C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> (g)	30,069	47,49
Propano C <sub>3</sub> H <sub>8</sub> (g)	44,096	46,36
n-butano C <sub>4</sub> H <sub>10</sub> (g)	58,123	45,74
n-heptano C <sub>7</sub> H <sub>16</sub> (g) $\rho = 0,688$ (l)	100,20	44,93
n-octano C <sub>8</sub> H <sub>18</sub> (g) $\rho = 0,707$ (l)	114,23	44,79
n- decano C <sub>10</sub> H <sub>22</sub> (g) $\rho = 0,734$ (l)	142,28	44,60
n dodecano C <sub>12</sub> H <sub>26</sub> (g) $\rho = 0,753$ (l)	170,34	44,47
<b>Olefínicos</b>		
Etileno C <sub>2</sub> H <sub>4</sub> (g)	28,054	47,16
1-Penteno C <sub>5</sub> H <sub>10</sub> (g)	70,134	45,00
<b>Nafténicos</b>		
Ciclohexano C <sub>6</sub> H <sub>12</sub> (l)	84,165	43,5
<b>Aromáticos</b>		
Benceno C <sub>6</sub> H <sub>6</sub> (g) $\rho = 0,884$ (l)	78,117	40,6
<b>Alcoholes</b>		
Metílico CH <sub>3</sub> OH (g) $\rho = 0,796$ (l)	32,043	20,0
Etílico C <sub>2</sub> H <sub>5</sub> OH (l) $\rho = 0,794$ (l)	46,070	26,9
<b>Oxigenados</b>		
Monóxido de carbono CO (g)	28,011	10,11
MTBE (CH <sub>3</sub> ) <sub>3</sub> COCH <sub>3</sub> $\rho = 0,744$ (l)	88,15	35,3
<b>Nitrogenados</b>		
Amoníaco NH <sub>3</sub>	17,031	18,646

Combustible (g): gas, (l): líquido (s) sólido.	PM [g/mol]	$L_i$ aprox. [MJ/kg]
<b>Gasóleo</b> (automoción) típica C <sub>10,8</sub> H <sub>18,7</sub> . 87,4% (C) 12,6% (H) $\rho \approx 0,84$ (l)	148,3	42,8 a 43,1
<b>Gasóleo pesado</b> p. e. C <sub>14</sub> H <sub>30</sub> . $\rho \approx 0,96$ (l)	198	41
<b>Gasolina</b> (automoción) típica C <sub>8,26</sub> H <sub>15,5</sub> . 86,3% (C) 13,7% (H) $\rho \approx 0,76$ (l)	114,8	43 a 44
<b>Queroseno</b> $\rho = 0,77 \dots 0,83$ (l)	100-140	43
<b>JP-4 . JET A-1</b> $\rho = 0,8$ (l) media	~ 130	43,3
<b>Alquitrán</b> flash pirolítico de madera. Media en seco C <sub>18</sub> H <sub>23</sub> O <sub>9</sub> . +24% H <sub>2</sub> O en peso base húmeda inseparable, dando $\rho \approx 1,2$ (l).	65	15
<b>Biodiésel</b> B100. $\rho \approx 0,88$ (l).	Depende de la materia prima	37
<b>Compuestos (gaseosos) Composición % en volumen.</b>		
Gas de <b>pirólisis</b> seco (media) 45%(CO)+34%(CH <sub>4</sub> )+6%(H <sub>2</sub> )+15%(CO <sub>2</sub> ) sin alquitranes (g).	24,8	28,8
<b>Gas pobre</b> de madera seco (media) 19%(CO)+19%(CH <sub>4</sub> )+2%(H <sub>2</sub> )+9%(CO <sub>2</sub> )+50%(N <sub>2</sub> )+1%(O <sub>2</sub> ) (g) sin alquitranes (g).	26,8	14
<b>Biogás</b> seco (media) 60%(CH <sub>4</sub> )+39%CO <sub>2</sub> +0,9%N <sub>2</sub> +0,1%O <sub>2</sub> (g)	29,6	30
<b>Gas de vertedero</b> seco (media) 50%(CH <sub>4</sub> )+45%CO <sub>2</sub> +5% otros (g)	29,2	25
Gas natural seco ( <b>media</b> ) 95%CH <sub>4</sub> +2%C <sub>2</sub> H <sub>6</sub> +3%N <sub>2</sub> (g)	16,2	47,2

**Tabla 3.T.11.1**

Este trabajo está bajo una licencia de [Creative Commons Licencia Reconocimiento-No-Comercial-Compartirigual 3.0 España](#). Autor: Antonio Lecuona Neumann.

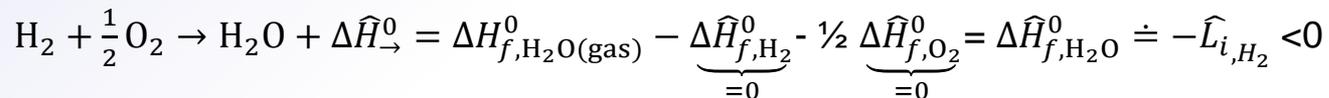
## 3.19.- Temas avanzados (cont.) [Volver](#)

**12. Energía de formación y poder calorífico.** Para tener en cuenta la energía involucrada en los enlaces químicos y se define como el calor a añadir a un mol de producto para hacerles volver a la presión y temperatura de los reactantes (generalmente en un estado de referencia estándar  $^0$ , de 1 atm y 25 °C), partiendo de unas especies de referencia estándar (C, grafito; H<sub>2</sub>; O<sub>2</sub>; N<sub>2</sub>; ...). Por no involucrarse trabajo, es una función de estado:  $\Delta U_f = Q_{ext/Mac}$ . Por realizarse normalmente en flujo continuo a presión constante se suele dar como [entalpía de formación](#), bastando corregir con el trabajo de flujo:  $\Delta H_f^0 = \Delta U_f^0 - p(V_p - V_r) = Q_{ext/Voc}$ , véase [Tema Avanzado 13](#).

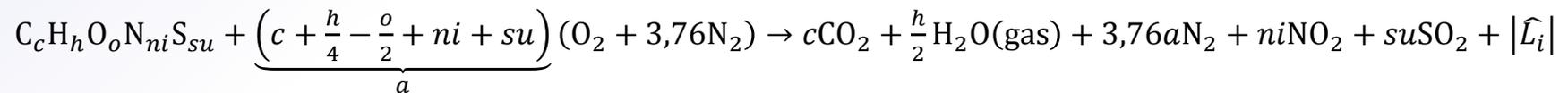
- Ejemplo:  $\Delta H_{f,H_2}^0 = \Delta H_{f,O_2}^0 = \Delta H_{f,N_2}^0 = \Delta H_{f,C(\text{grafito})}^0 = 0$  por ser de referencia.

$$\Delta \hat{H}_{f,CO_2(\text{gas})}^0 = -393,5 \frac{\text{kJ}}{\text{mol}}; \Delta \hat{H}_{f,H_2O(\text{gas})}^0 = -285,8 \frac{\text{kJ}}{\text{mol}}; \Delta \hat{H}_{f,n\text{-octano}(\text{gas})}^0 = -208,5 \frac{\text{kJ}}{\text{mol}}; \Delta \hat{H}_{f,n\text{-dodecano}(\text{gas})}^0 = -291 \frac{\text{kJ}}{\text{mol}}.$$

- La aditividad de la energía permite hablar de calor cuando ocurren reacciones entre sustancias arbitrarias. Para calcular el [calor de reacción](#) (entendiéndose comúnmente por tal a presión constante y hacia la derecha) basta pues restar a la entalpía de formación de los productos ( $_p$ ) la de los reactantes ( $_r$ ):  $\Delta H_{\rightarrow}^0 = \Delta H_{f,p}^0 - \Delta H_{f,r}^0$ . Así:



- La entalpía de reacción más usada y relativa a la presente materia es la del [poder calorífico](#) inferior  $-\hat{L}_i$  por mol de combustible, el cual se acostumbra consignar en valor absoluto y por unidad de masa de comb.:  $L_i = |\hat{L}_i|/PM_{comb}$ :



(3.T.12.3)

Se ha incluido el nitrógeno del combustible y del aire, aunque éste último no interviene en la reacción.

Si el poder calorífico se obtiene a volumen constante, da lugar a una cifra modificada  $L_{i,v}$ . Este otro poder calorífico aparece de forma natural en los balances energéticos en el cilindro, por ser un volumen cerrado, cifra que es poco usual en las tablas de propiedades.



## 3.19.- Temas avanzados (cont.) [Volver](#)

**13.Poder calorífico a volumen constante.** En las tablas de propiedades suele venir el poder calorífico a presión constante  $L$  a una temperatura  $T_0$  próxima a la atmosférica, por lo que conviene desarrollar su transformación en el mismo a volumen constante  $L_v$ . La diferencia proviene del trabajo de flujo. Si asumimos que tanto los reactantes ( $_r$ ) como los productos, de masa  $m$ , son un gas ideal caloríficamente perfecto:

$$\left. \begin{aligned} h &= u + pv \\ pv &= R_g T \end{aligned} \right\} \rightarrow h = u + R_g T$$

$$\left. \begin{aligned} L &= \frac{m}{m_{comb}} \Big|_e (h_{f,r} - h_{f,p}) \\ L_v &= \frac{m}{m_{comb}} \Big|_e (u_{f,r} - u_{f,p}) \end{aligned} \right\} \rightarrow L = L_v + (R_{g,r} - R_{g,p}) \frac{T_0 (1 + F_e)}{F_e} = L_v + \frac{RT_0 (1 + F_e)}{F_e} \left( \frac{1}{PM_{r,e}} - \frac{1}{PM_{p,e}} \right) \quad (3.T.13.1)$$

$$\frac{m}{m_{comb}} \Big|_e = \frac{m_a + m_{comb}}{m_{comb}} \Big|_e = \frac{1 + F_e}{F_e}$$

- Si el peso molecular de reactantes y productos coincide, coinciden ambos poderes caloríficos.
- Si se trata del poder calorífico superior, sería necesario detraer el agua de los productos, pues está condensada y por ello prácticamente no ocupa volumen.
- Si se trata de un combustible líquido, puede ignorarse en los reactantes, pues apenas ocupa volumen.

## 3.19.- Temas avanzados (cont.) [Volver](#)

14. **Dosado estequiométrico.** Partiendo del primer miembro de la Ec. [\(3.T.12.2\)](#) es:

$$F_e = \left( \frac{m_{comb}}{m_a} \right)_e = \frac{\sum_{comb} N_i PM_i}{\sum_{aire} N_i PM_i} = \frac{\overbrace{cPM_C + hPM_H + oPM_O + niPM_N + suPM_S}^{PM_{comb}}}{\left( c + \frac{h}{4} - \frac{o}{2} + ni + su \right) (2PM_O + 2 \times 3,76PM_N)} \quad (3.T.14.1)$$

## 3.20.- Hermanamiento con el turbo [Volver](#)

Resulta evidente que en el punto 5 del ciclo hay energía aprovechable por una máquina expansora. Aprovecharla solo resulta factible con una turbina, ya que un expansor volumétrico resultaría excesivamente grande.

Esta turbina suele mover un turbocompresor para sobrealimentar el motor por medio de un eje libre. Ello hace subir  $p_{ad}$  típicamente hasta 2 a 4 veces  $p_{atm}$ , pero se puede llegar hasta [10 veces](#) con varios turbos en serie. La potencia requerida para turboalimentar puede resultar insuficiente, recurriéndose a [añadirla eléctricamente](#). Pero puede resultar en exceso; entonces se puede aprovechar eléctricamente, o desperdiciarla, p. e. con la [válvula de cortocircuito](#), [véase](#). En definitiva, en lugar de aprovechar la potencia de la turbina para aumentar la potencia al eje del motor y con ello el rendimiento, en la turboalimentación se emplea para aumentar la masa de aire por ciclo. Ello permite aumentar la potencia del motor. Indirectamente se obtiene un aumento de la eficiencia por tres consideraciones:

- I. Al darse más  $p_{mi}$  manteniéndose sensiblemente constante  [\$p\_{mr}\$](#) , el rendimiento mecánico aumenta.
- II. Es posible operar con mezclas más pobres al haber más aire para una cantidad determinada de combustible a quemar. Con ello aumenta  $\eta_i$  por reducirse la temperatura de productos y aumentar  $\gamma_p$ .
- III. Si se logra que  $p'_{ad} > p'_{es}$  se recupera parte de la energía en el escape por positivación del bucle de bombeo. Subsidiariamente disminuye  $f$  por barrido de los gases residuales en el cilindro durante el cruce de válvulas.

Una ventaja adicional de los motores turboalimentados es la capacidad de mantener la potencia cuando la densidad atmosférica disminuye, siendo esto especialmente patente cuando se actúa en altura geográfica.

El aumento de temperatura de los gases comprimidos se reduce haciendo uso de un [posenfriador](#), lo que produce un aumento mayor de densidad sin apenas consumo de potencia, salvo el ventilador.

Una alternativa consiste en mover el compresor de sobrealimentación consumiendo potencia. El resultado es un aumento de potencia neto. Téngase en cuenta la consideración anterior III.a).



## 3.20.- Hermanamiento con el turbo (cont.) [Volver](#)

Basado en lo que se detalla en <http://ocw.uc3m.es/ingenieria-termica-y-de-fluidos/turboalimentacion-motores-termicos-2013>.

Un grupo turbo está compuesto por dos turbomáquinas unidas por un eje libre y acopladas al motor fluido-dinámicamente, [Fig. 1](#). Se asume un único grupo turbo de 1 etapa de compresión. Por tanto:

- La potencia extraída por la turbina  $W_e$  se emplea en el compresor, salvo que se agregue o extraiga potencia eléctricamente, posibilidad no considerada aquí. El eje da lugar a un rendimiento mecánico  $\eta_{m,TC}$
- Las cuatro presiones a sus respectivas entradas y salidas han de coincidir con las del motor, [Fig. 3.1](#).
- El caudal másico de aire comprimido (y EGR, caso de ocurrir en baja presión, caso que no consideramos) al atravesar el motor crece en el caudal de combustible y decrece en una fracción  $\Phi$  por el cortocircuito de la válvula, si se dispone de ella, para dar el caudal a través de la turbina.
- La determinación de ambos puntos de funcionamiento, de compresor y turbina, se obvia aquí. Se asume que operan satisfactoriamente con un rendimiento de compresor  $\eta_{tt,c}$  y de turbina  $\eta_{tt,e,ap}$  especificados con valores apropiados. Este último es aparente, por el efecto no estacionario de los pulsos de los cilindros.

$$W_c = \underbrace{\eta_{m,TC}}_{\text{Rend. mec. eje del turbo}} W_e \quad \left. \vphantom{W_c} \right\} \Rightarrow \quad (3.90)$$

**Tema recordatorio 1**

$$\Rightarrow \underbrace{\frac{\dot{m}_a c_{p,c} T_{2t} \left( \pi_{tt,c}^{(\gamma_c-1)/\gamma_c} - 1 \right)}{\eta_{tt,c}}}_{\text{Flujo entálpico de compresión: Ec.(3.R.6)}} = \eta_{m,TC} \underbrace{\dot{m}_a \Phi (1+F) \eta_{tt,e,ap} c_{p,r} T_{es} \left( 1 - \pi_{tt,e}^{-(\gamma_r-1)/\gamma_r} \right)}_{\text{Flujo entálpico de expansión: Ec.(5.R. 7)}} \quad (3.91)$$

Salvo Fracción EGR del caudal en a través de baja la turbina

## 3.20.- Hermanamiento con el turbo (cont.) [Volver](#)

De la anterior ecuación deducimos una única ecuación adimensional de hermanamiento:

$$\underbrace{\Phi \underbrace{\eta_{m,TC} \eta_{tt,e,ap} \eta_{tt,c}}_{\doteq \eta_{TC}} (1+F) \frac{\gamma_r}{\gamma_r-1} \frac{\gamma_c-1}{\gamma_c} \frac{PM_a}{PM_p} \frac{T_{es}}{T_{2t}}}_{\substack{\text{Eficiencia global} \\ \text{del turbo}}} = \underbrace{\frac{\pi_{tt,c}^{(\gamma_c-1)/\gamma_c} - 1}{1 - \pi_{tt,e}^{-(\gamma_r-1)/\gamma_r}}}_{\text{"Lo necesario"}}$$

$\doteq \theta$  "Lo que da el sistema"  
motor+turbo

(3.92)

Definido y resuelto el ciclo,  $\theta$  es un dato y  $\pi_{tt,e}$  se puede expresar como función de  $\pi_{tt,c}$  teniendo en cuenta las degradaciones, según las [Ecs. \(3.1\)](#) y [\(3.6\)](#). Ello permite despejar  $\Phi$  que ha de ser  $\leq 1$ .  $\pi_{tt,c}$  determina el grado de turboalimentación requerido pues determina  $\rho_{ad}$ .

$$\Phi = \frac{1}{\theta} \frac{\pi_{tt,c}^{(\gamma_c-1)/\gamma_c} - 1}{1 - \left( \pi_{tt,c} \frac{\phi}{r'_{ad} \pi_{pe}} \right)^{-(\gamma_r-1)/\gamma_r}}$$
(3.93)

Es necesaria una iteración con el ciclo pues  $\theta$  depende de  $\pi_{tt,c}$  y de  $\phi/(r'_{ad}\pi_{pe})$ , a través de las propiedades y  $T_{es}$ . Una estrategia es imponer  $r'_{ad} > 1$  para lograr ambos: un barrido de residuales y un trabajo de bombeo positivo; y tras ello, ver si hay hermanamiento posible.

## 3.21.- Bibliografía

Ordenada de menor a mayor accesibilidad en este tema. Al final, para turboalimentación.

1. Payri F. Desantes J. M. Motores De Combustión Interna Alternativos, Reverte, 2011. ISBN 978842914802.
2. Taylor C. F. The Internal Combustion Engine in Theory and Practice: Vol. 1 y 2- 2ª Edición, MIT Press, 1985.
3. Stone, R. Introduction to Internal Combustion Engines 2ª ed., Society of Automotive Engineers, 1999, también McMillan.
4. Ferguson C.R. and Kirkpatrick A. T. Internal Combustion Engines Applied Thermosciences, 2ª ed., John Wiley & Sons, Inc., 2001.
5. Heywood J. B. Internal Combustion Engine Fundamentals, McGraw-Hill, 1988.
6. Blair G. P. Design and Simulation of Four Stroke Engines, Society of Automotive Engineers, 1999.
7. Benson R. S. The thermodynamics and Gas Dynamics of Internal-Combustion Engines, Vols. I y II., Clarendon Press, 1982.
8. Winterbone D. E, Pearson R.. Theory of Engine Manifold Design: Wave Action Methods for IC Engines, Professional Engineering Publishing, 2000.
9. [Lecuona A. et al. Curso de Turboalimentación en Motores Térmicos. 2013 Open Course Ware de la Universidad Carlos III de Madrid.](#)

