CÁLCULO DE CICLOS TEÓRICOS AIRE-COMBUSTIBLE PARA MOTORES ENDOTÉRMICOS, MEDIANTE EL

PROGRAMA PROGASES

CÁLCULO DE CICLO RANKINE PARA CENTRALES TÉRMICAS, MEDIANTE EL

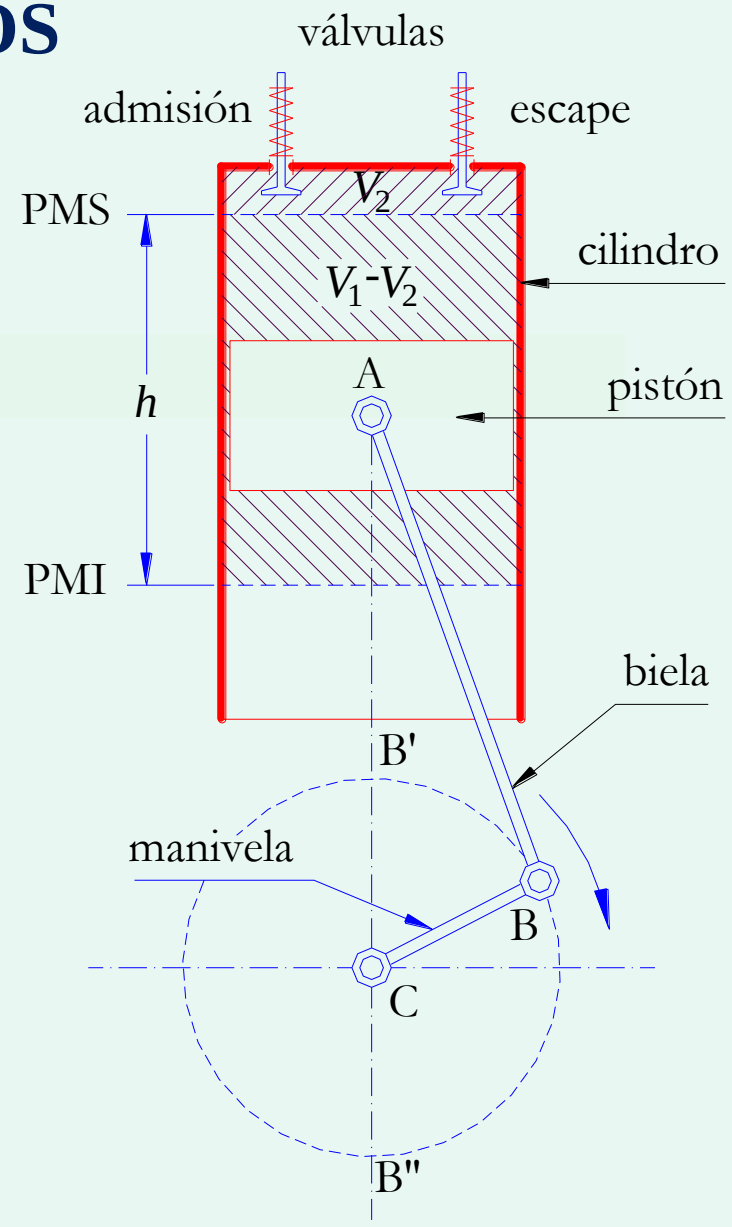
PROGRAMA PROPAGUA

MOTORES ALTERNATIVOS

GENERALIDADES

Punto muerto inferior	PMI
Punto muerto superior	PMS
Carrera	*h*
Volumen del cilindro	V_1
Volumen cámara comb.	V_2
Cilindrada	$V = V_1 - V_2$

Relación de compresión : $r = V_1/V_2$



PROCESOS FUNDAMENRALES

admisión
compresión
combustión-expansión
escape-barrido

motor de 4 tiempos

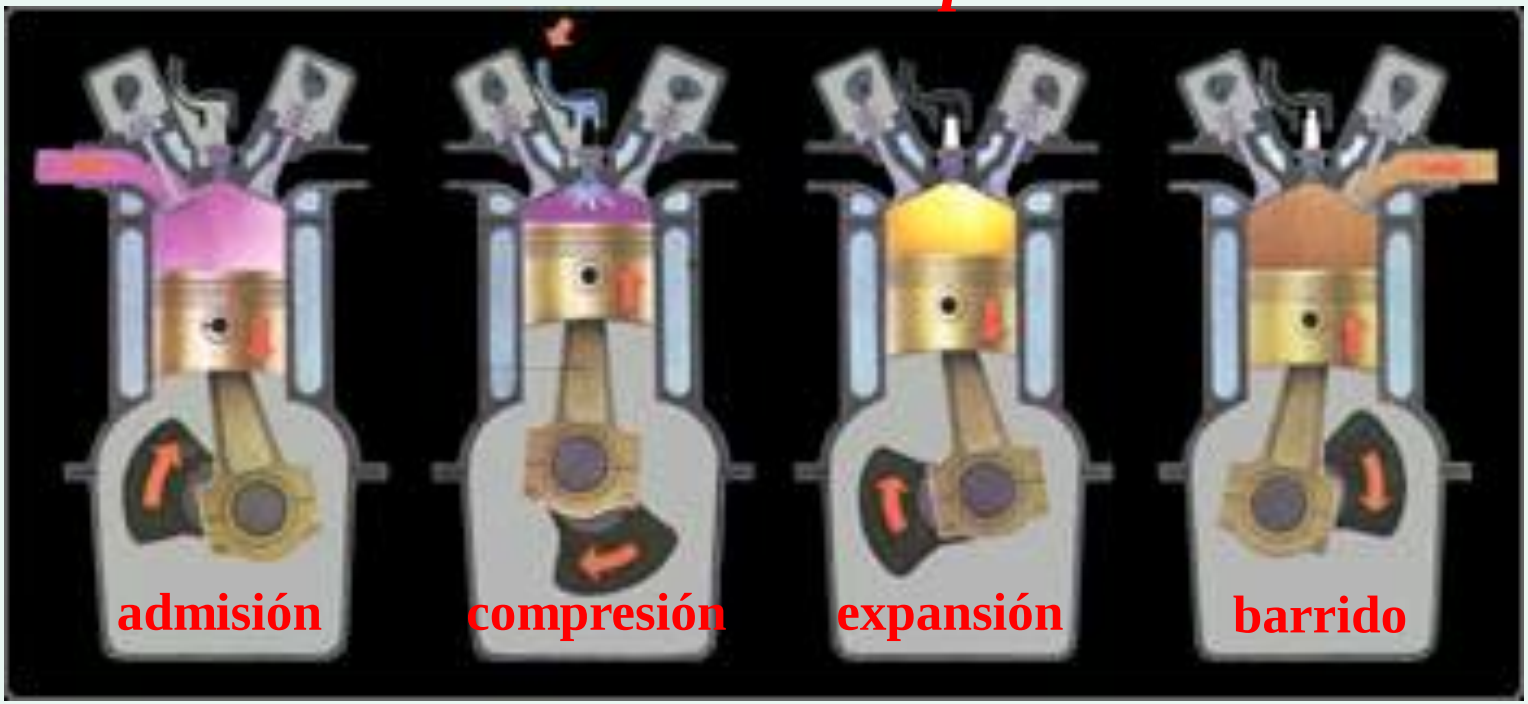
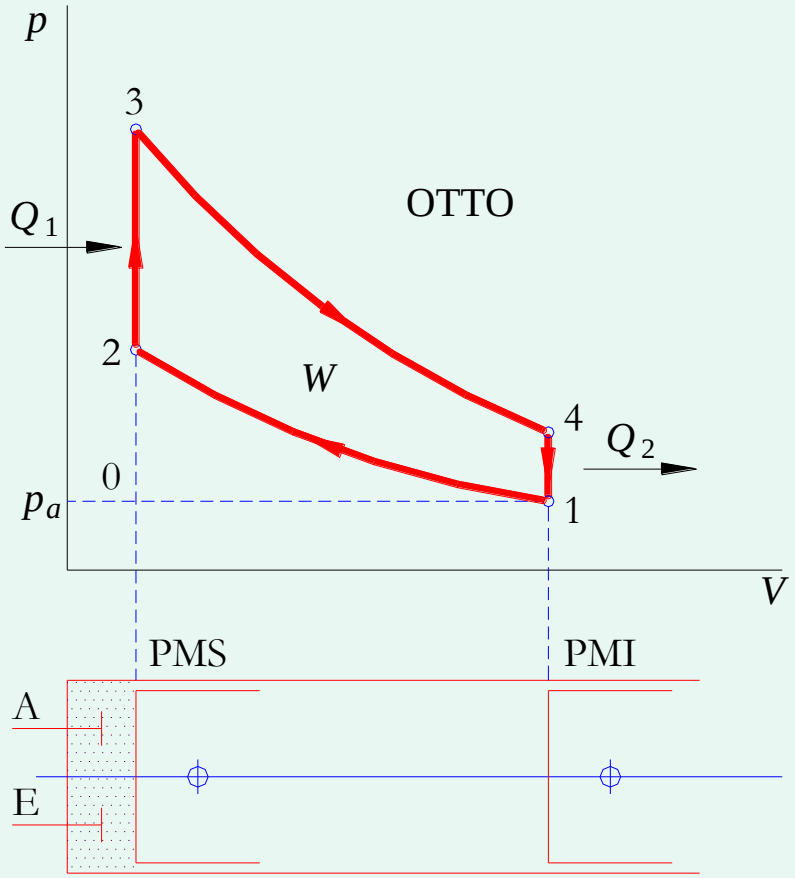
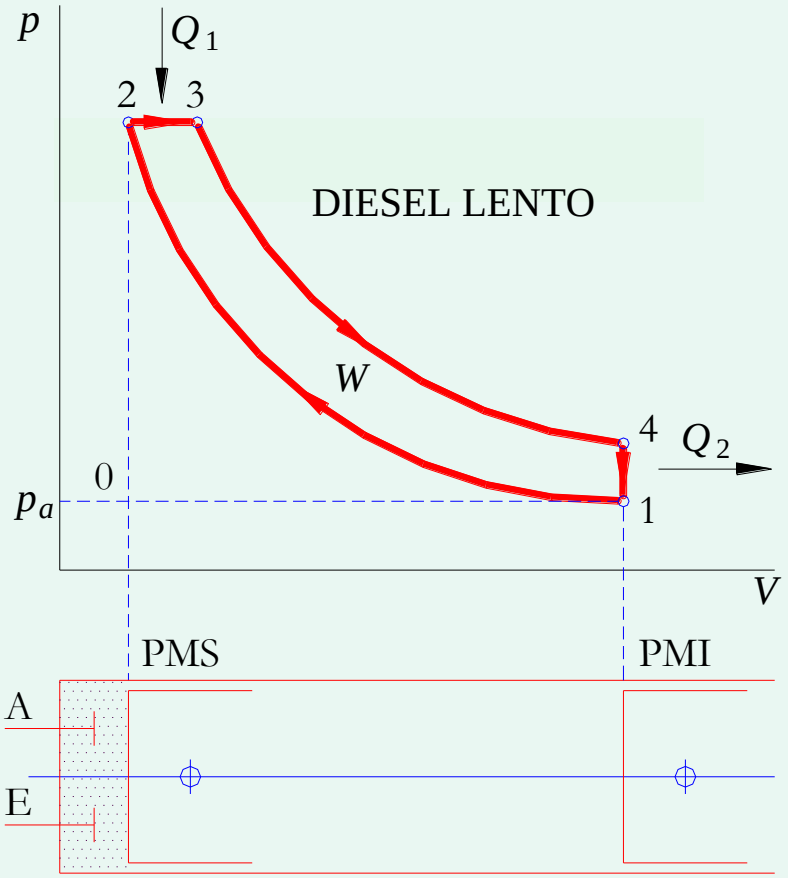


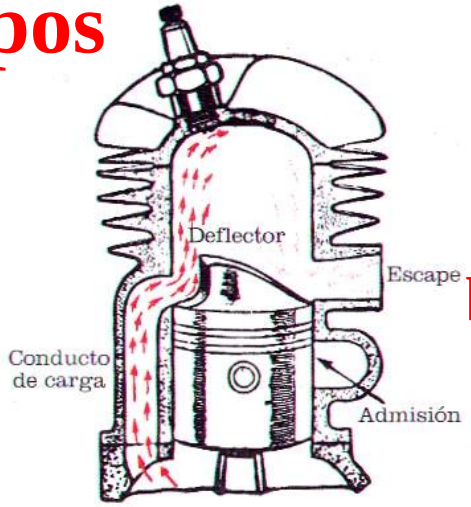
DIAGRAMA TEÓRICO



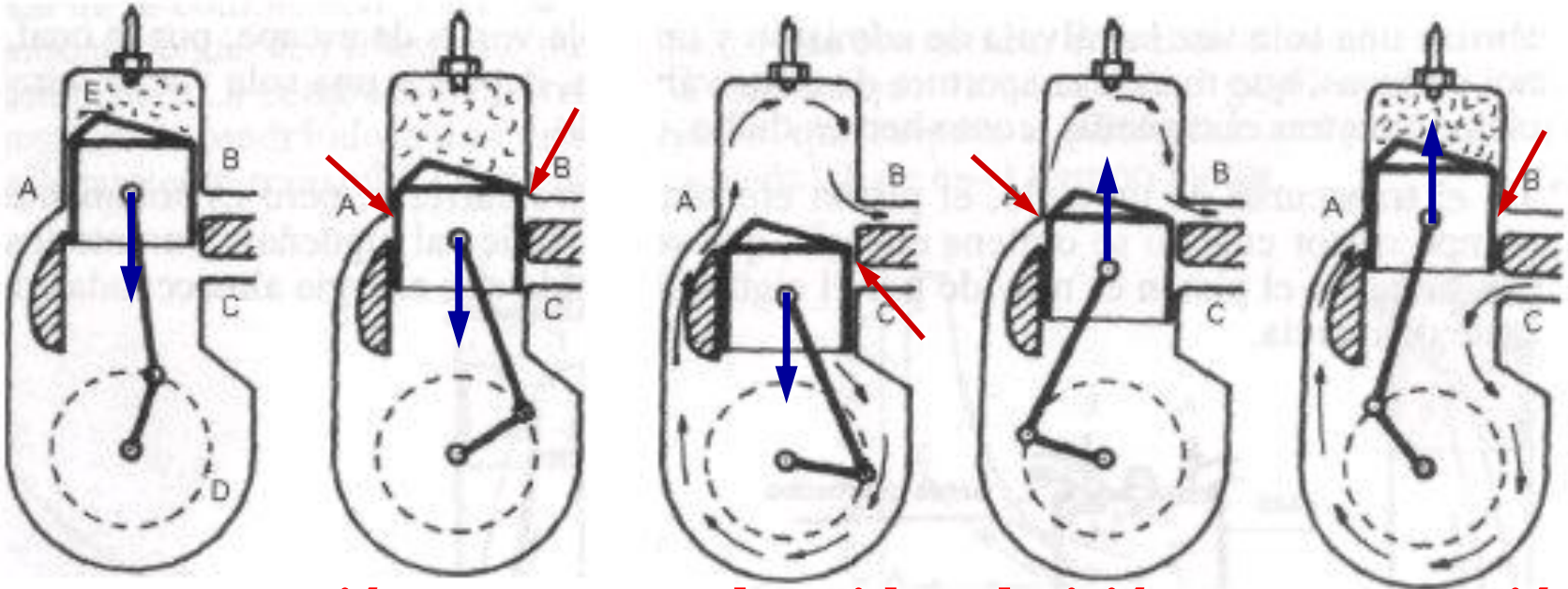


Mercedes-Benz

Motor de 2 tiempos



barrido-admisión

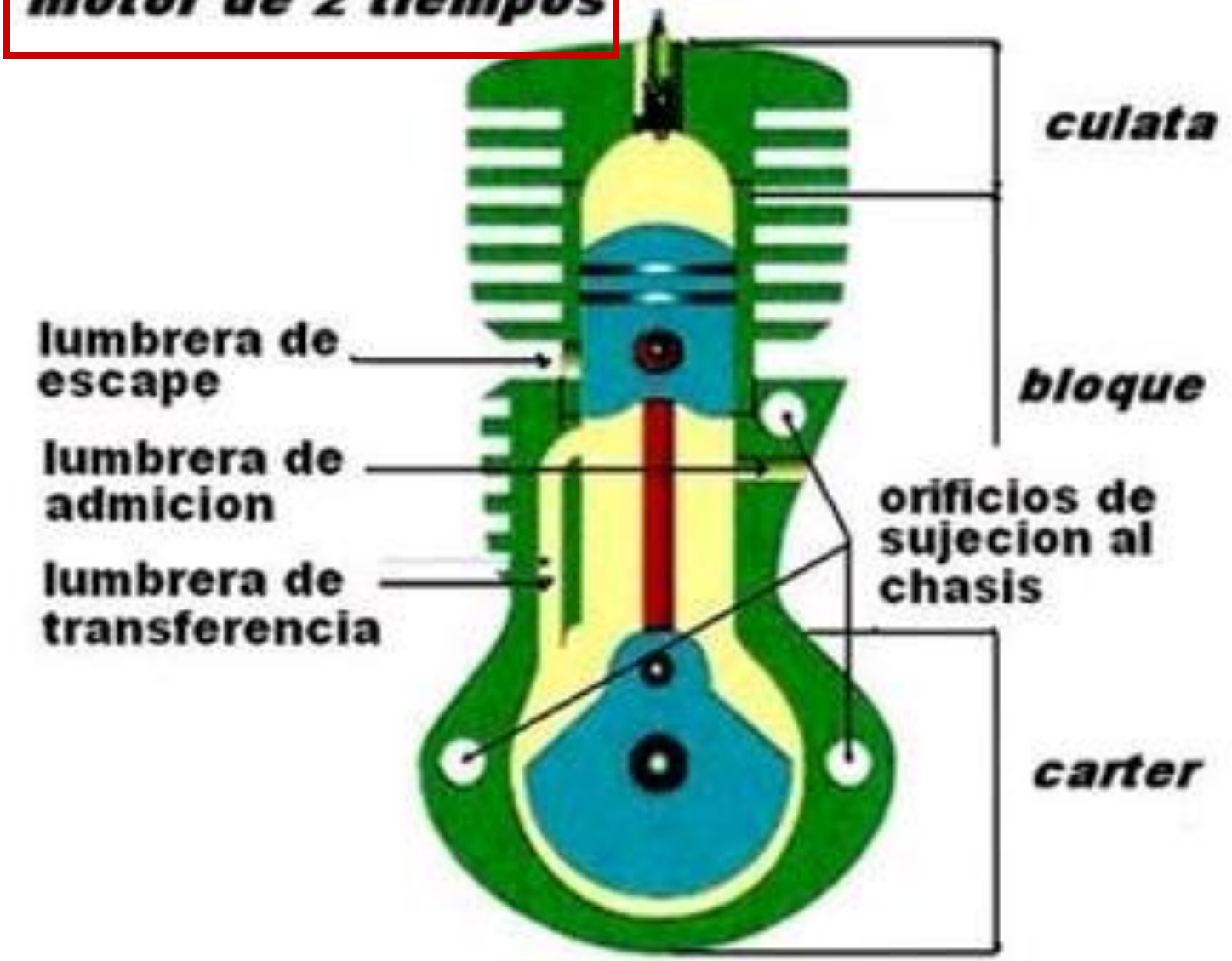


expansión **barrido-admisión** **compresión**

El motor de 2 tiempos realiza un ciclo termodinámico cada dos carreras (una revolución), en lugar de cuatro del de 4 tiempos. Tiene por tanto mayor potencia; o lo que es lo mismo menores dimensiones.

Tiene el inconveniente de que, parte de la nueva carga que entra en el cilindro, se pierde a través de las lumbreras de escape. Esto es un inconveniente para los de gasolina, por lo que sólo resultan adecuados para pequeñas potencias; no así para los diesel que la admisión es sólo con aire, por lo que se utilizan para grandes potencias.

motor de 2 tiempos



En gasolina se utiliza para pequeñas potencias

En gasolina se utiliza para pequeñas potencias

Los diesel de 2 tiempos para grandes potencias

cigüeñal

Se trata de un Wartsila-Sulzer RTA96-C. Su versión más grande es un 14 cilindros en línea, turbodiesel de dos tiempos, con una cilindrada de 25480 litros y una potencia de 108920 caballos y un par motor de 7,6 millones de N/m a 102 rpm. Pesa 2086 toneladas y consume 6000 litros de gasoil por hora.

A Statement on Quality
It takes a world class shiprepairer to reconstruct the world's largest tanker.
JAHRE VIKING

ANÁLISIS TERMODINÁMICO

Poder calorífico de un combustible

Se llama poder calorífico inferior H_u de un combustible a su poder calorífico (superior), menos el calor de vaporización del agua que se forma en la combustión, que se pierde fuera.

Procesos de combustión y escape

La ***compresión*** se realiza con aire (biatómico).

La ***expansión*** se realiza con gases de combustión (mezcla de biatómicos y triatómicos).

Ambas son transformaciones termodinámicas

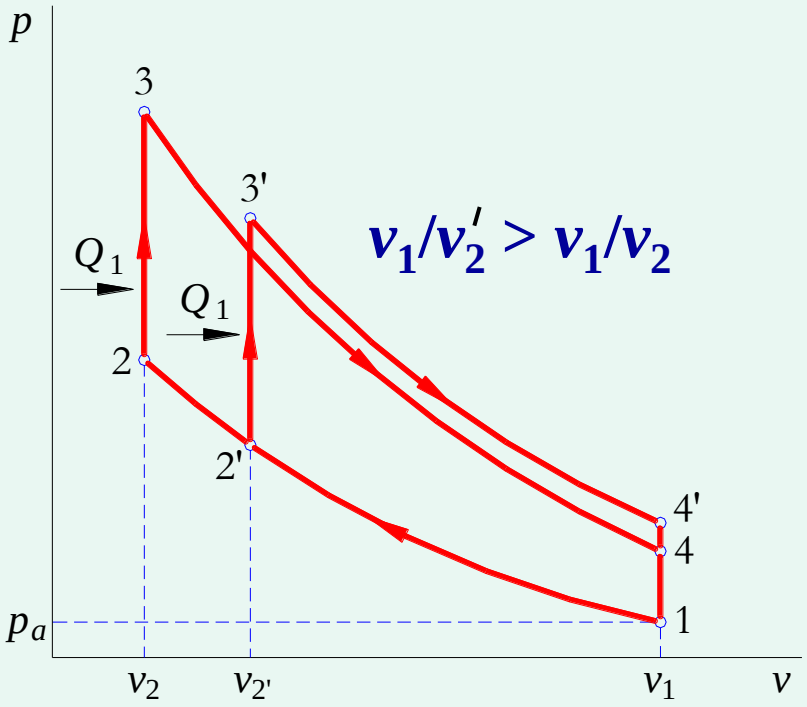
Los procesos de combustión y escape **no** son ***transformaciones termodinámicas,*** pero a efectos de cálculo pueden considerarse como tales, realizadas por los ***gases de combustión***. Su demostración puede verse en el capítulo VII del libro de Termodinámica del autor.

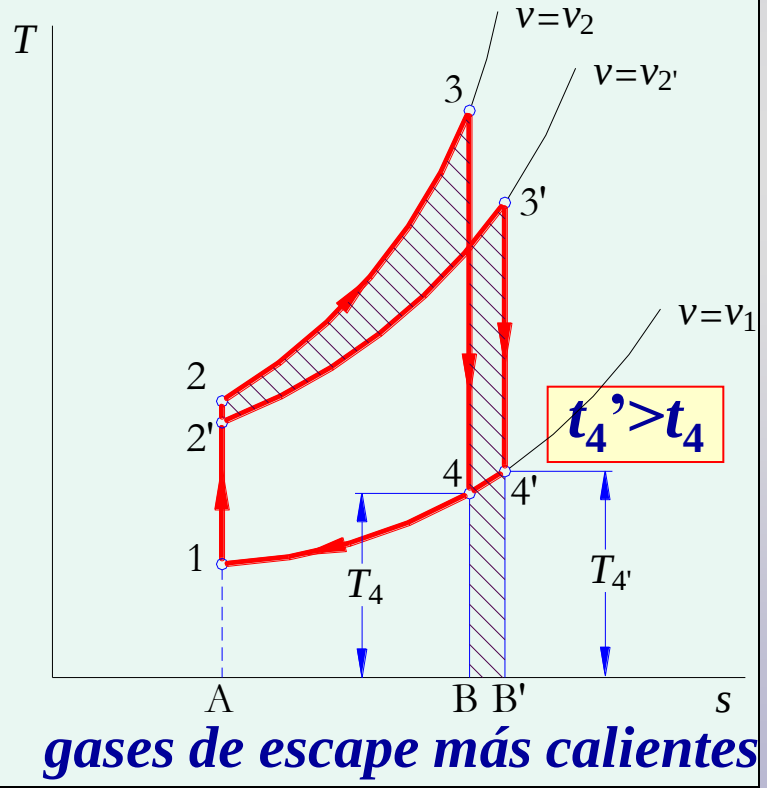
Así pues, a partir de ahora, utilizaremos el diagrama de estado ***p-v***, en lugar del diagrama (no de estado) ***p-V***.

Influencia de la relación de compresión

En igualdad de condiciones, el rendimiento térmico aumenta cuando aumenta la ***relación de compresión,*** $r = V_1/V_2$.

área A23B = área A2'3'B'





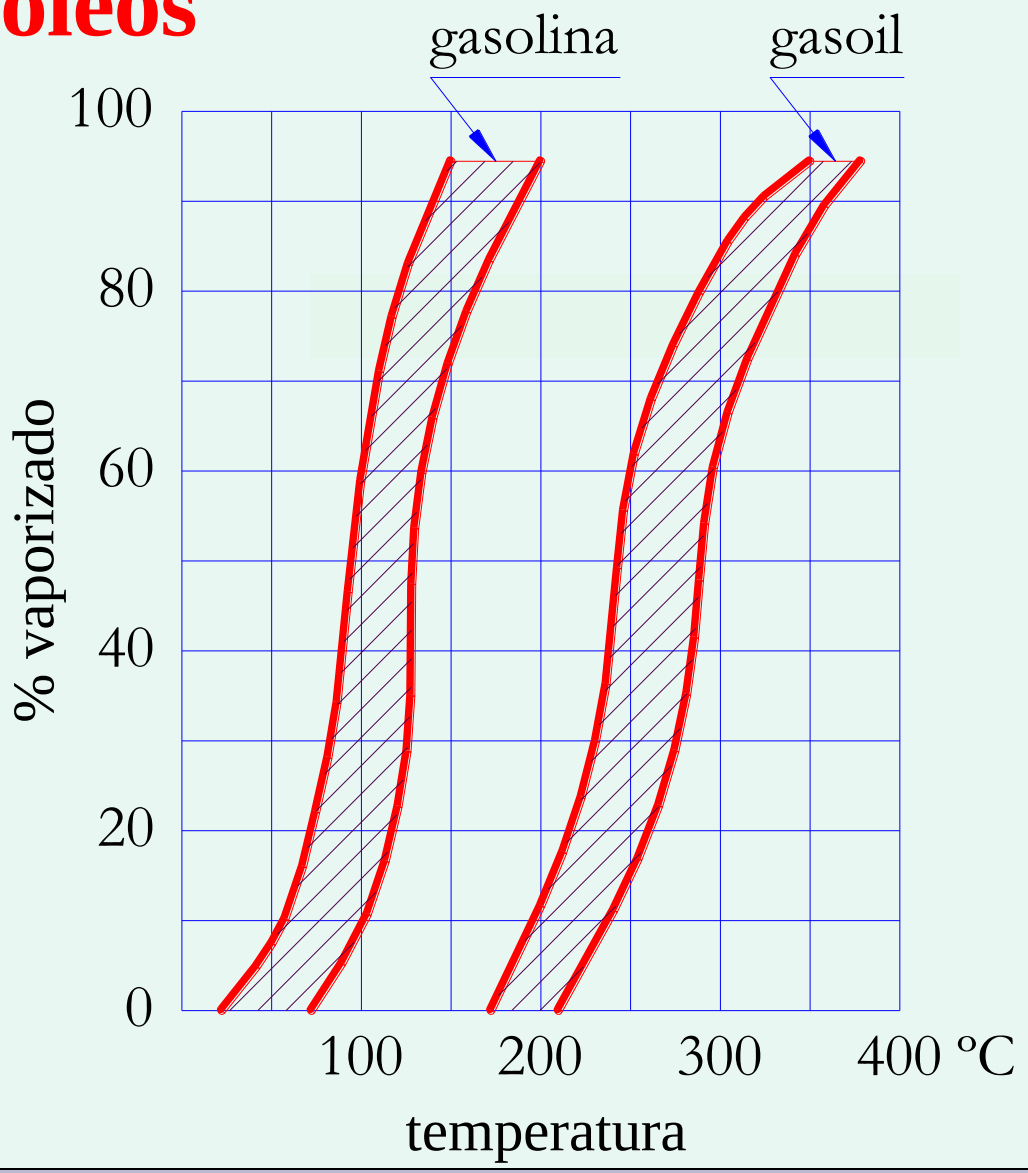
gases de escape más calientes

Gasolinas y gasóleos

Volatilidad

La gasolina es muy volátil; se gasifica a bajas temperaturas.

El gasóleo es poco volátil; se gasifica a temperaturas altas.



Propiedades

Gasolinas

carbono, c	85,6%
hidrógeno, h	14,4%
poder calorífico inferior, H_u	10400 kcal/kg combustible
aire mínimo para la combustión	14,756 kg/kg combustible

Gasóleos

carbono, c	86%
hidrógeno, h	12%
azufre, oxígeno y nitrógeno	2%
poder calorífico inferior, H_u	10000 kcal/kg combustible
aire mínimo para la combustión	13,981 kg/kg combustible

Dosado y coeficiente de aire

Dosado

$$A = \frac{m_a}{m_c} = \frac{\text{kg aire}}{\text{kg combustible}}$$

Dosado estequiométrico

$$A_e = \frac{(m_a)_{mín}}{m_c}$$

Dosado relativo, o coeficiente de aire

$$\lambda = \frac{A}{A_e} = \frac{m_a}{(m_a)_{mín}}$$

Si,

$\lambda > 1$: mezcla pobre (exceso de aire),

$\lambda = 1$: mezcla estequiométrica,

$\lambda < 1$: mezcla rica (defecto de aire).

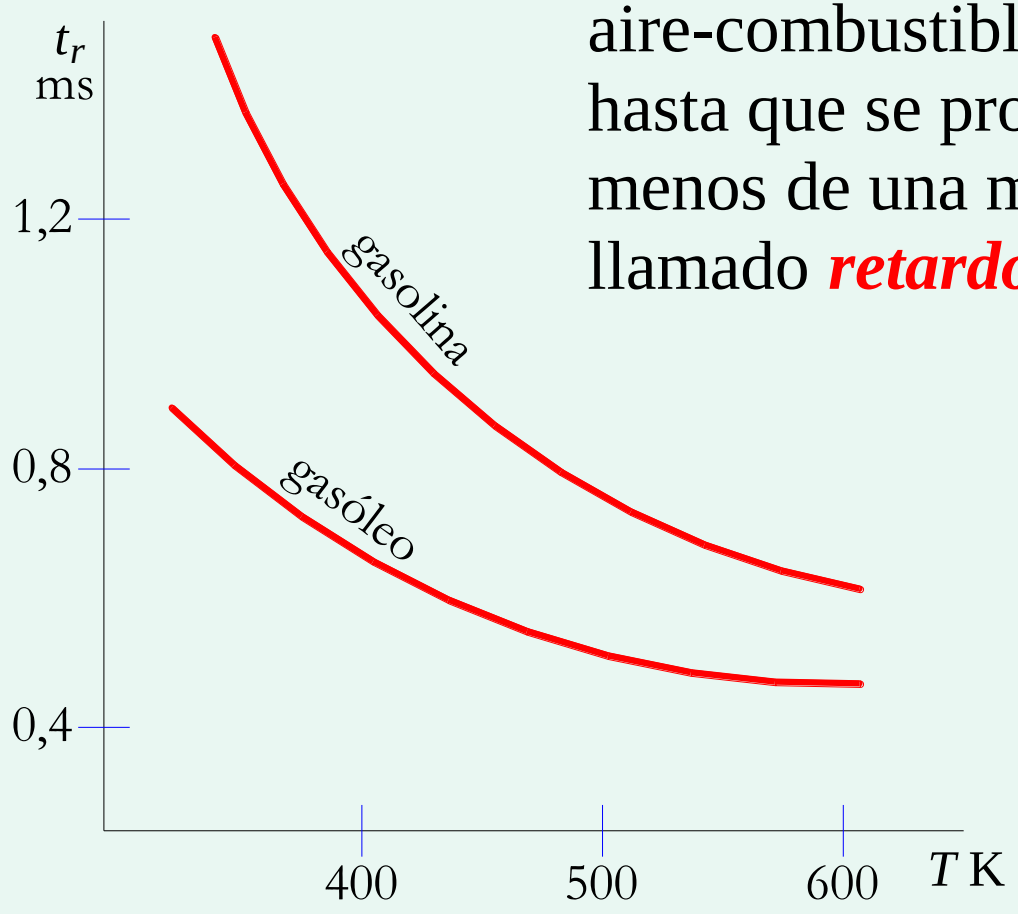
mezcla estequiométrica: CO_2, H_2O, N_2
mezcla rica ($\lambda < 1$): CO_2, H_2O, N_2, CO, H_2
mezcla pobre ($\lambda > 1$): CO_2, H_2O, N_2, O_2.

Para consumo óptimo,

en los MEP (gasolina) λ entre 1,05 y 1,15

en los MEC (gasoil): λ entre 1,2 y 1,8

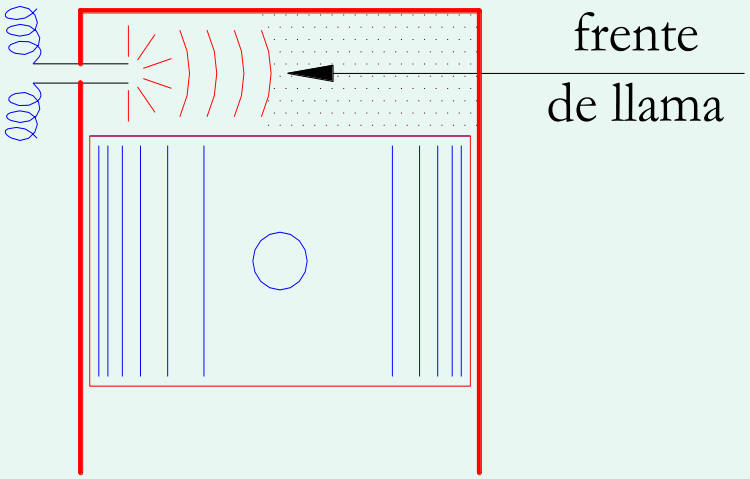
Retardo al encendido



Cuando se alcanzan las temperaturas para el autoencendido de una mezcla aire-combustible, transcurre un tiempo hasta que se produce (generalmente menos de una milésima de segundo), llamado ***retardo al encendido***.

Encendido y combustión en los MEP

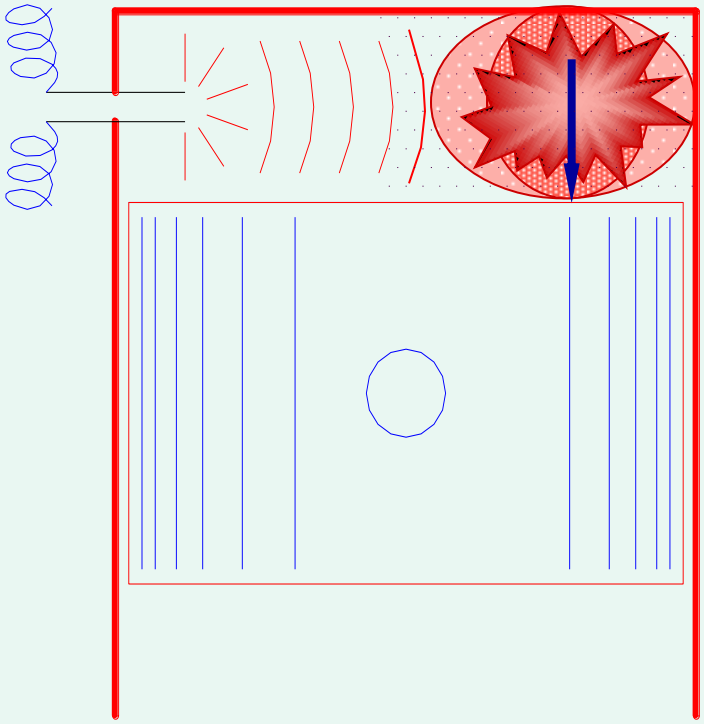
La combustión se inicia con una ***chispa*** que inflama la capa de combustible ***gasificado*** que la envuelve. Esta primera capa inflama a una segunda, ésta a la siguiente, y así sucesivamente hasta el final. Es como un ***frente de llama*** que nace en la chispa, recorriendo toda la cámara de combustión.



Para que la combustión progrese ha de haber una mínima concentración de combustible gasificado o una mínima cantidad de aire: λ entre 0,4 y 1,4; en la práctica entre 0,6 y 1,25.

Autoencendido y detonación

En los MEP (motores de encendido provocado) la compresión la realiza la mezcla aire-combustible. Si comprimimos demasiado puede autoencenderse, apareciendo el fenómeno de ***detonación***. Por ello, la ***relación de compresión*** está limitada.

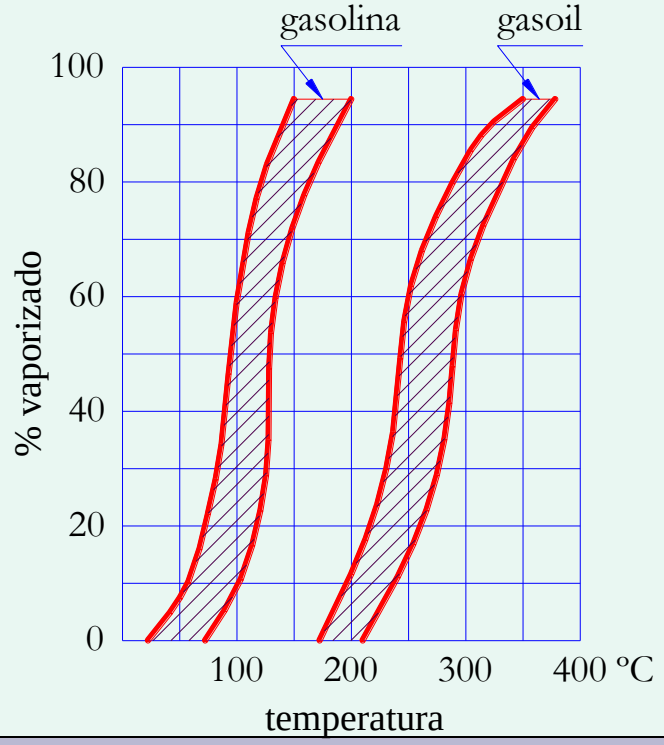


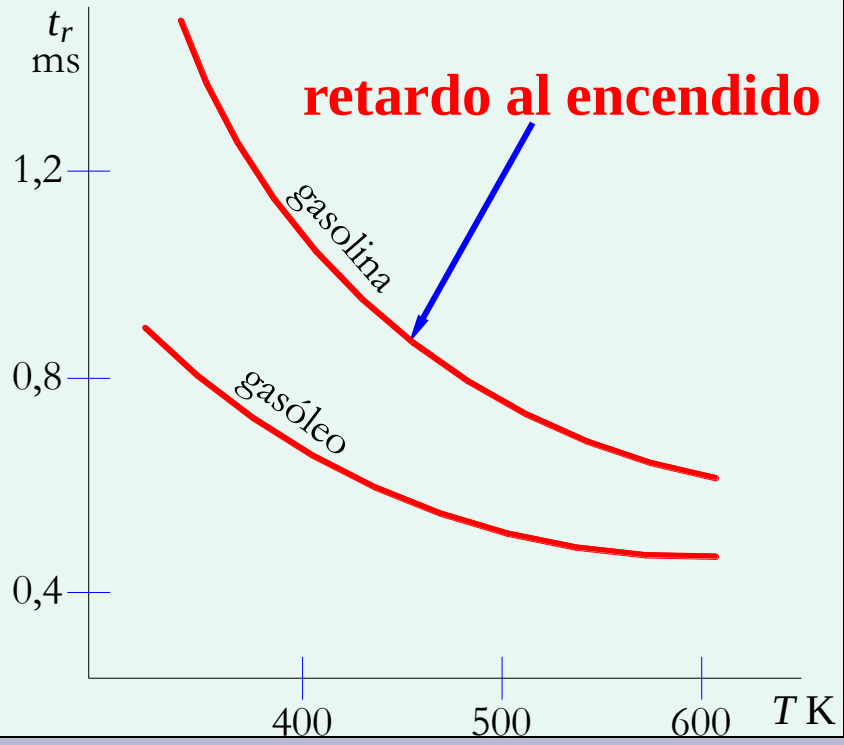
Si el frente de llama no ha barrido toda la cámara de combustión antes de haber consumido su tiempo de retardo, la mezcla aún por arder explosiona bruscamente ***(detonación)***, provocando una fuerza sobre ese extremo del pistón, que luego pasa al otro extremo. El motor trabajaría con mayor dureza y además vibrando. Inadmisible.

Características de los combustibles

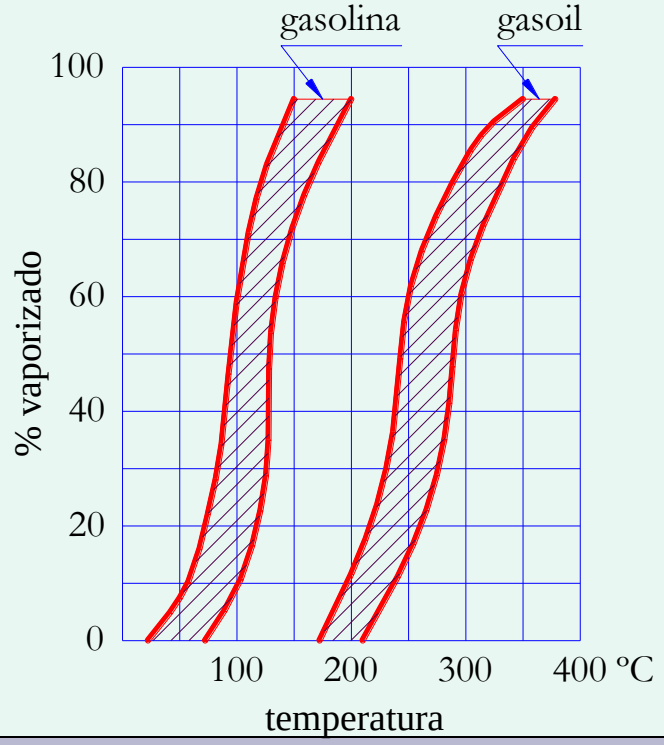
Para los **MEP** interesan combustibles ***muy volátiles*** para que estén totalmente vaporizados cuando salta la chispa.

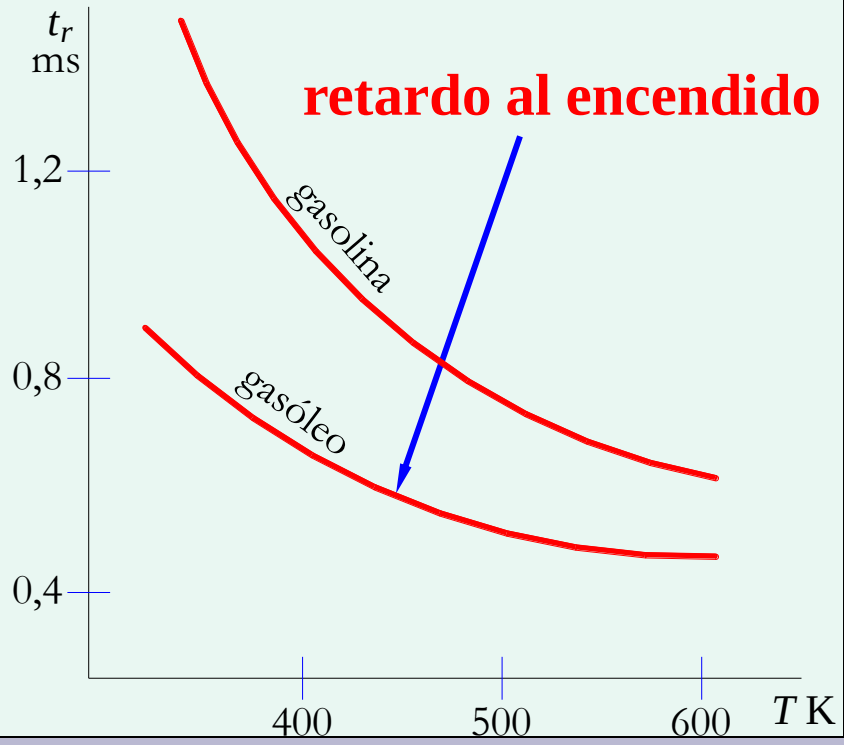
Deben tener **largo *retardo al encendido***; cuanto mayor sea, más posibilidad hay de que el ***frente de llama*** recorra toda la cámara de combustión antes de que se consuma dicho tiempo.





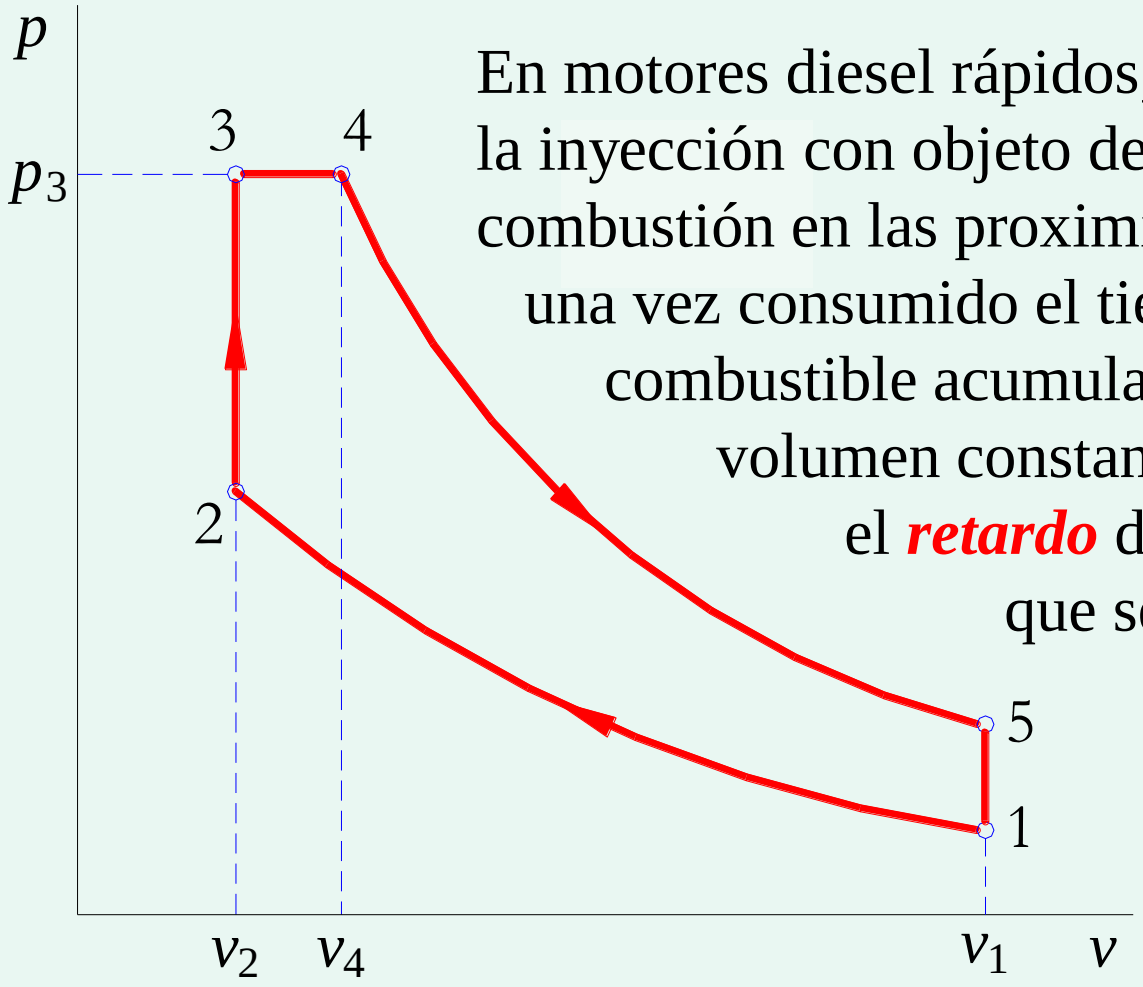
Los **MEC** no necesitan combustibles tan ***volátiles,*** pues cuando se inyecta en la cámara de combustión, las temperaturas son suficientemente elevadas. Deben tener **corto *retardo de encendido***; cuanto menor sea, menos hay que adelantar la inyección, se acumula menos combustible y la combustión a volumen constante es menor. La brusca presión que aparece es menor: el ***motor trabaja con menos dureza***.





Ciclo mixto

En motores diesel lentos (100 rpm), el tiempo de ***retardo al encendido*** es despreciable y no hay que adelantar la inyección.



En motores diesel rápidos, hay que adelantar la inyección con objeto de que comience la combustión en las proximidades del PMS, una vez consumido el tiempo de ***retardo***. El combustible acumulado se inflama casi a volumen constante (2-3), por lo que el ***retardo*** debe ser corto para que se acumule menos combustible y así el motor trabaje con **menos dureza.**

Cálculo del ciclo aire-combustible

La mejor forma de calcular los ciclos teóricos es considerando gases de combustión y capacidades caloríficas variables. Mediante el programa ***PROGASES*** se resuelve fácil.

***Compresión* 1-2 (aire)**

Tenemos dos opciones:

a) considerarla **isoentrópica**, aunque operando con el valor medio que en cada caso corresponda;

b) considerarla **politrópica** de exponente ***n* = 1,35**; lo que se ajusta bien a la realidad, tanto en Otto como en Diesel.

Con la segunda opción, operaremos desde el principio con **gases de combustión**, pues quien manda es el **exponente politrópico**; no importa el gas que lo realice.

***Expansión* 4-5 (gases de combustión)**

Tenemos dos opciones:

a) considerarla **isoentrópica**, aunque operando con el valor medio que en cada caso corresponda;

b) considerarla **politrópica** de exponente ***n* = 1,30** en el Otto y ***n* = 1,25** en los Diesel, lo que se ajusta bien a la realidad..

Con la segunda opción, operaremos desde el principio con **gases de combustión**, pues quien manda es el **exponente politrópico**; no importa el gas que lo realice.

Con primera opción, hay que sacar dos listados, uno con **aire** para la 1-2 y otro con **gases de combustión** para el resto de transformaciones. El estado 1 del segundo listado se definirá con la presión y la temperatura del estado 2 del listado anterior.

Ciclo mixto

Ejercicio

Datos:

$p_1 = 1$ bar

$t_1 = 20$ ºC

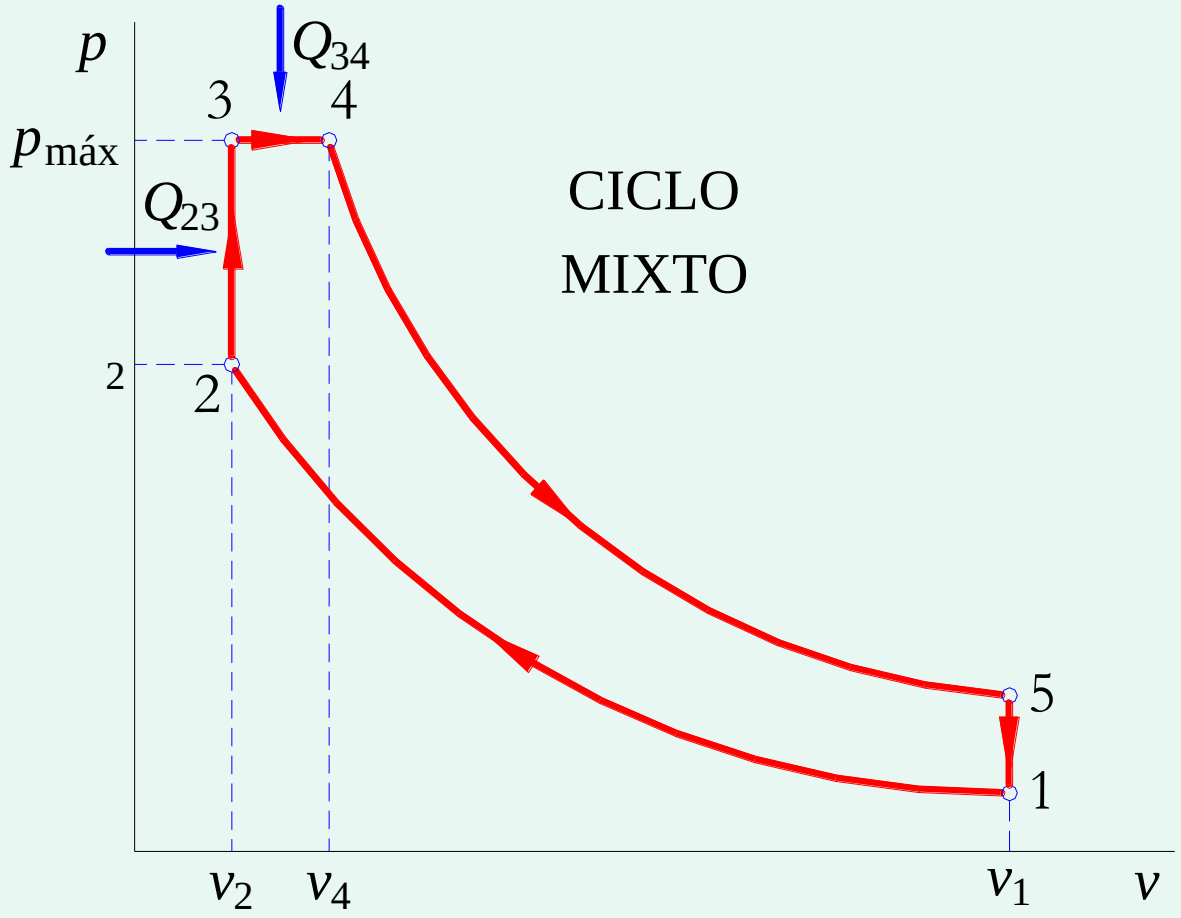
$r = 13{,}52$

$\lambda = 1{,}3202$

$Q_{23} = 29{,}1\%$

$n_{1\text{-}2} = 1{,}35$

$n_{4\text{-}5} = 1{,}25$



PROPIEDADES DE ESTADOS INTRODUCIDOS
GAS: Gasóleo, (c= 86,0%; h= 12,0%; H_u= 41868,0 kJ/kg combustible)
aire=1,3202; aire(mín) = 13,981 kg/kg combustible; M=29,057 kg/kmol
m_c = 1,4949 kg combustible/kmol humos; **$m_c \cdot H_u$ = 62587,8 kJ/kmol humos**
Exergías referidas a t_a = 20 °C y p_a = 1 bar

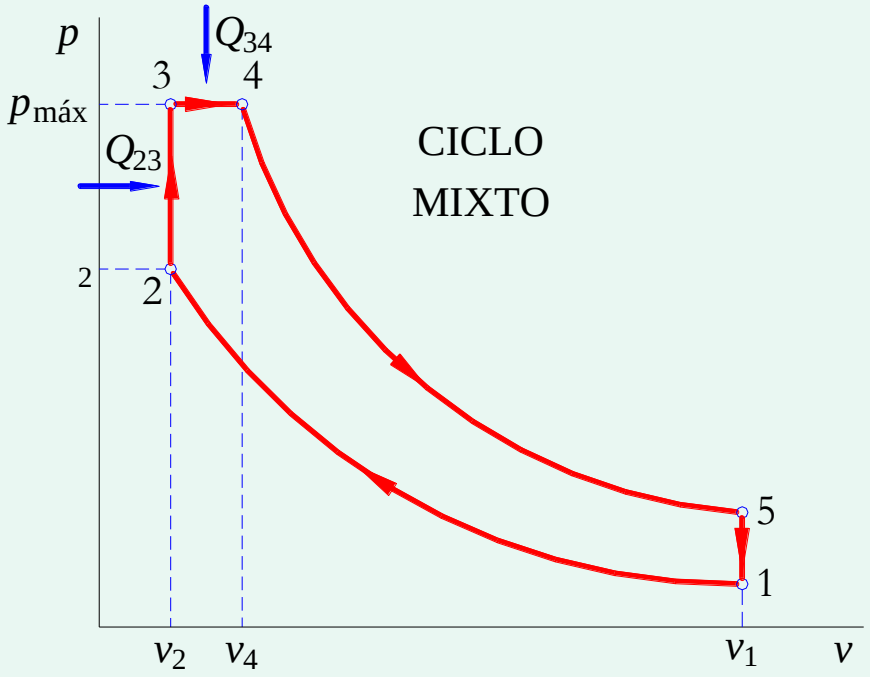
est. n°	presión absoluta p bar	temp. absoluta T K	energía interna u kJ/kmol	entalpía específica h kJ/kmol	entropía especif. s kJ/kmolK	exergía entálpica e kJ/kmol	volumen específico v m³/kmol
1	**1,00**	**293,00**	6260,6	8696,7	194,796	0,0	24,3609
2	33,63	728,95	16569,3	22630,0	194,448	14035,3	**1,8020**
3	63,82	1383,24	34782,4	46283,0	212,109	32510,9	**1,8020**
4	**63,82**	2500,43	69868,5	90657,8	235,528	70020,5	3,2574
5	5,16	1512,03	38641,6	51213,1	236,391	30322,6	**24,3609**

1. p_1= 1 bar
t_1 = 20 ºC

2. $v_2 = v_1/r$ = 24,3609/13,2 = 1,802
n = 1,35

3 y **4.** $v_3 = v_2$
Q_{23} = 0,291

5. $v_5 = v_1$
n = 1,25



PROPIEDADES DE ESTADOS INTRODUCIDOS

GAS: Gasóleo, (c= 86,0%; h= 12,0%; H_u= 41868,0 kJ/kg combustible)

aire=1,3202; aire(mín) = 13,981 kg/kg combustible; M=29,057 kg/kmol

m_c = 1,4949 kg combustible/kmol humos; **$m_c \cdot H_u$ = 62587,8 kJ/kmol humos**

Exergías referidas a t_a = 20 °C y p_a = 1 bar

est. n°	presión absoluta p bar	temp. absoluta T K	energía interna u kJ/kmol	entalpía específica h kJ/kmol	entropía específ. s kJ/kmolK	exergía entálpica e kJ/kmol	volumen específico v m³/kmol
1	**1,00**	**293,00**	6260,6	8696,7	194,796	0,0	24,3609
2	33,63	728,95	16569,3	22630,0	194,448	14035,3	**1,8020**
3	63,82	1383,24	34782,4	46283,0	212,109	32510,9	**1,8020**
4	**63,82**	2500,43	69868,5	90657,8	235,528	70020,5	3,2574
5	5,16	1512,03	38641,6	51213,1	236,391	30322,6	**24,3609**

TRANSFORMACIONES TERMODINÁMICAS. GAS: Gasóleo

trans-formación	tipo transformación	trabajo expansión $W=\int p \cdot dv$ kJ/kmol	$-\int v \cdot dp$ kJ/kmol	variación energía interna Δu kJ/kmol	variación entalpía Δh kJ/kmol	variación exergía entálpica Δe kJ/kmol
1-2	n=1,3500	-10356,0	-13980,6	10308,7	13933,3	14035,3
2-3	isócora	0,0	-5439,9	18213,0	23653,0	18475,7
3-4	isobara	9288,7	0,0	35086,1	44374,7	37509,5
4-5	n=1,2500	32871,5	41089,4	-31226,9	-39444,7	-39697,9

$$\eta_t = \frac{\sum W}{Q} = \frac{-10356 + 9388{,}7 + 32871{,}5}{62587{,}8} = 0{,}510$$

Ciclo Otto

Ejercicio

Datos:

$p_1 = 1$ bar

$t_1 = 20$ ºC

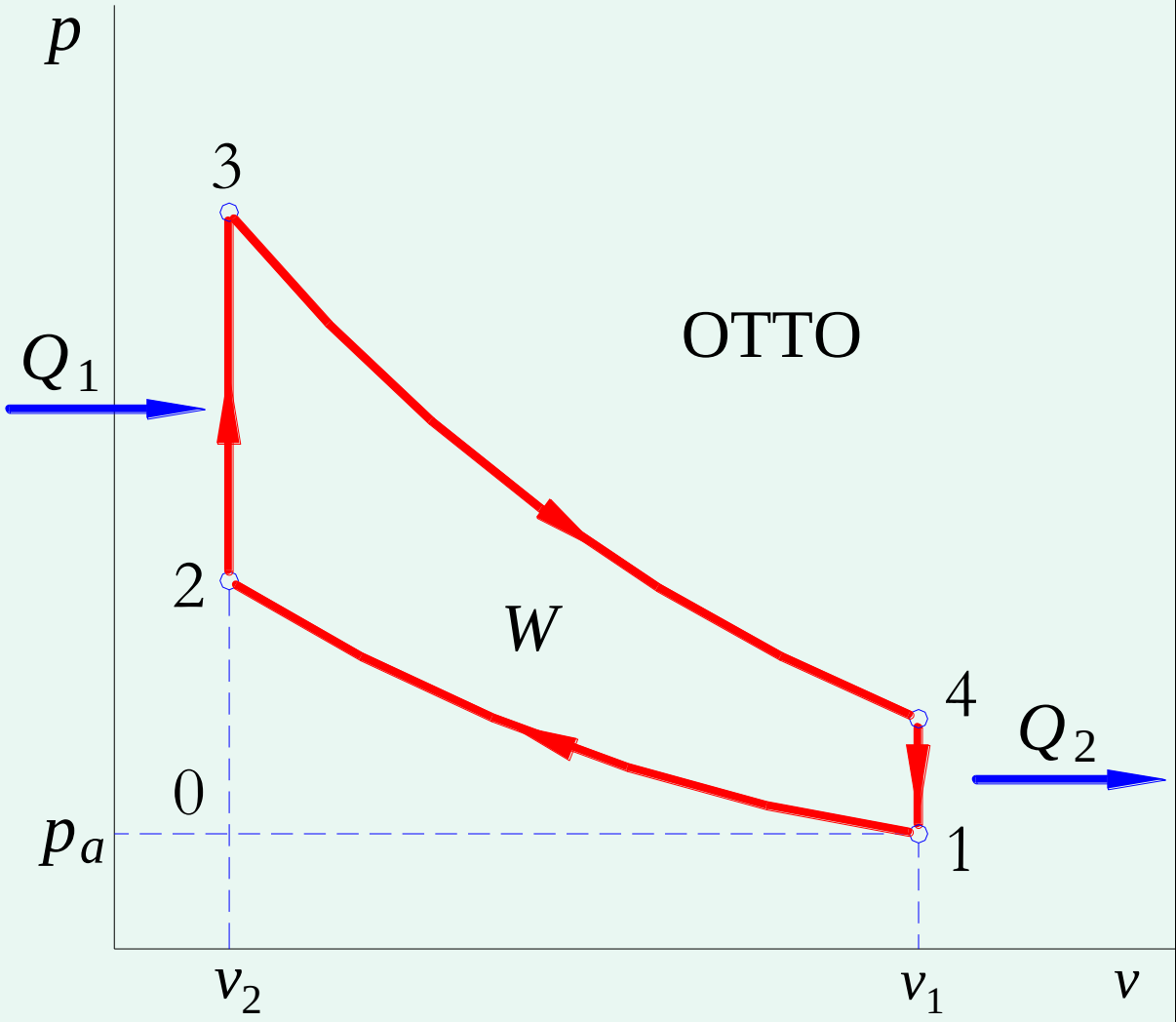
$r = 7{,}8$

$\lambda = 1{,}0655$

$Q_{23} = 100\%$

$n_{1\text{-}2} = 1{,}35$

$n_{4\text{-}5} = 1{,}30$



PROPIEDADES DE ESTADOS INTRODUCIDOS
GAS: Gasolina, (c= 85,6%; h= 14,4%; H_u= 43543,0 kJ/kg combustible)
aire=1,0665; aire(mín) = 14,756 kg/kg combustible; M=28,804 kg/kmol
m_c = 1,7209 kg combustible/kmol humos; **$m_c \cdot H_u$ = 74933,8 kJ/kmol humos**
Exergías referidas a t_a = 20 °C y p_a = 1 bar

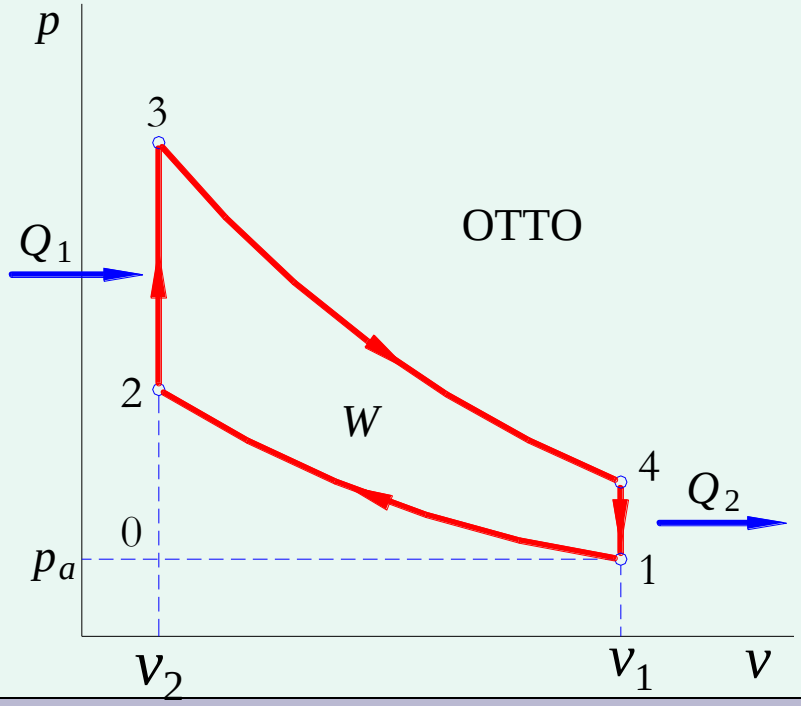
est. nº	presión absoluta p bar	temp. absoluta T K	energía interna u kJ/kmol	entalpía específica h kJ/kmol	entropía específ. s kJ/kmolK	exergía entálpica e kJ/kmol	volumen específico v m³/kmol
1	**1,00**	**293,00**	6311,7	8747,8	193,978	0,0	24,3609
2	16,01	601,33	13549,9	18549,5	193,668	9892,7	**3,1230**
3	80,07	3007,41	88483,7	113488,3	241,790	90724,4	**3,1230**
4	5,54	1623,89	42801,6	56303,1	238,560	34486,0	**24,3609**

1. p_1= 1 bar
t_1 = 20 ºC

2. $v_2 = v_1/r$ = 24,3609/7,8 =3,1230
n = 1,35

3. $v_3 = v_2$
Q_{23} = 1

4. $v_4 = v_1$
n = 1,30



PROPIEDADES DE ESTADOS INTRODUCIDOS

GAS: Gasolina, (c= 85,6%; h= 14,4%; H_u= 43543,0 kJ/kg combustible)

aire=1,0665; aire(mín) = 14,756 kg/kg combustible; M=28,804 kg/kmol

m_c = 1,7209 kg combustible/kmol humos; **$m_c \cdot H_u$ = 74933,8 kJ/kmol humos**

Exergías referidas a t_a = 20 °C y p_a = 1 bar

est. n°	presión absoluta p bar	temp. absoluta T K	energía interna u kJ/kmol	entalpía específica h kJ/kmol	entropía especif. s kJ/kmolK	exergía entálpica e kJ/kmol	volumen específico v m³/kmol
1	1,00	293,00	6311,7	8747,8	193,978	0,0	24,3609
2	16,01	601,33	13549,9	18549,5	193,668	9892,7	3,1230
3	80,07	3007,41	88483,7	113488,3	241,790	90724,4	3,1230
4	5,54	1623,89	42801,6	56303,1	238,560	34486,0	24,3609

TRANSFORMACIONES TERMODINÁMICAS. GAS: Gasolina

trans-formación	tipo transformación	trabajo expansión $W=\int p \cdot dv$ kJ/kmol	$-\int v \cdot dp$ kJ/kmol	variación energía interna Δu kJ/kmol	variación entalpía Δh kJ/kmol	variación exergía entálpica Δe kJ/kmol
1-2	n=1,3500	-7324,3	-9887,8	7238,2	9801,8	9892,7
2-3	isócora	0,0	-20004,9	74933,8	94938,7	80831,7
3-4	n=1,3000	38343,4	49846,4	-45682,2	-57185,2	-56238,4

$$\eta_t = \frac{\sum W}{Q} = \frac{-7324{,}3 + 38343{,}4}{74933{,}8} = 0{,}414$$

CÁLCULO DEL CICLO RANKINE PARA CENTRALES TÉRMICAS, MEDIANTE EL PROGRAMA PROPAGUA

Ciclo Rankine

Calcular el rendimiento neto del ciclo.

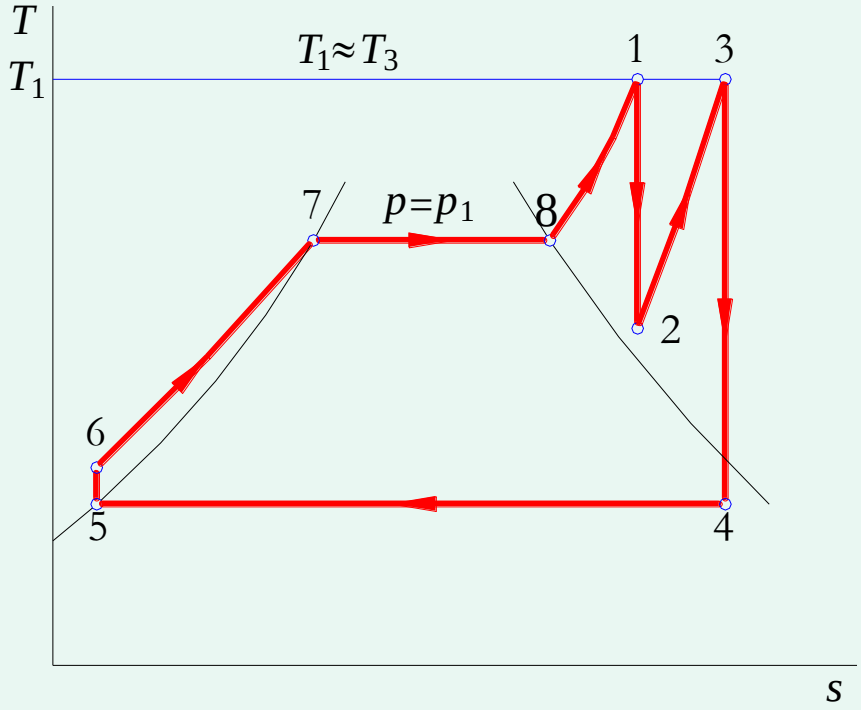
Datos:

$p_1 = 165{,}33$ bar; $t_1 = 500$ ºC

$p_2 = 39$ bar

$t_3 = t_1$

$p_4 = 0{,}053$ bar



Agua (líquido y/o vapor): Propiedades de estados introducidos

est. n°	título x	presión absoluta p bar	tempe-ratura t °C	entalpía específica h kJ/kg	entropía específica s kJ/kg K	volumen específico v dm³/kg	exergía entálpica e kJ/kg
1	V	**165,330**	**500,00**	**3289,85**	6,28292	18,5663	1450,87
2	V	**39,000**	281,35	**2910,47**	**6,28292**	57,3614	1071,49
3	V	**39,000**	**500,00**	3446,10	7,10370	88,6290	1366,51
4	0,83874	**0,053**	33,94	**2173,03**	**7,10370**	22382,7812	93,44
5	**0,00000**	**0,053**	33,94	**142,11**	0,49044	1,0056	1,20
6	L	**165,330**	34,36	**158,66**	**0,49044**	0,9985	17,75
7	**0,00000**	**165,330**	349,98	1671,66	3,77983	1,7406	566,47
8	**1,00000**	**165,330**	349,98	2567,82	5,21786	8,8024	1041,07

$$W_t = W_{t1\text{-}2} + W_{t3\text{-}4} = h_1 - h_2 + h_3 - h_4 =$$

$$= 3289{,}85 - 2910{,}47 + 3446{,}1 - 2173{,}03 =$$

$$= \mathbf{1652{,}45\ kJ/kg}$$

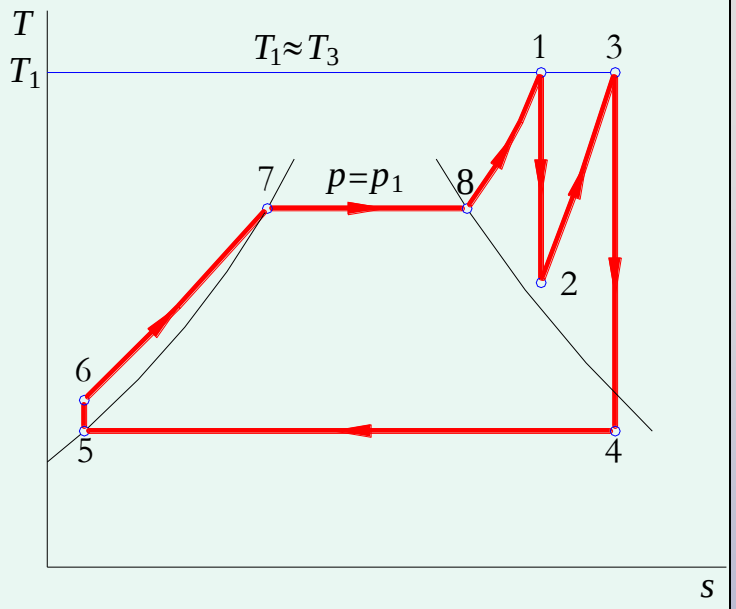
$$Wt_{5\text{-}6} = h_5 - h_6 = 142{,}11 - 158{,}66 = \mathbf{-16{,}55\ kJ/kg}$$

$$Q = Q_{6\text{-}1} + Q_{2\text{-}3} = h_1 - h_6 + h_3 - h_2 =$$

$$= 3289{,}85 - 158{,}66 + 3446{,}1 - 2910{,}47 =$$

$$= \mathbf{3666{,}82\ kJ/kg}$$

$$\eta = (1652{,}45 - 16{,}55)/\ 3666{,}82 = \mathbf{0{,}446}$$



CÁLCULO DE CICLOS TEÓRICOS AIRE-COMBUSTIBLE PARA MOTORES ENDOTÉRMICOS, MEDIANTE EL

PROGRAMA PROGASES

CÁLCULO DE CICLO RANKINE PARA CENTRALES TÉRMICAS, MEDIANTE EL

PROGRAMA PROPAGUA