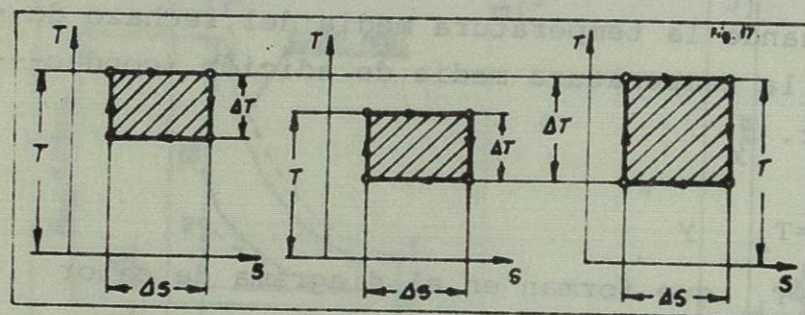


El ciclo Carnot es un ciclo teórico y no existe un motor real que cumpla sus condiciones teóricas. Sus rendimientos térmicos dependen solo de las temperaturas y se les muestra en la fig. 17.



$$\eta_t = 1 - \frac{T_1}{T_4} = \frac{T_4 - T_1}{T_4} = \frac{\Delta T}{T}$$

T_0 - temperatura de inducción de calor,
 T - temperatura de rechazo de calor y

$$\eta_t = \frac{T - T_0}{T} = \frac{\Delta T}{T} \text{ en general.}$$

Fig. 17. La eficiencia del ciclo Carnot depende de los valores ΔT y T .
 Tabla de eficiencias térmicas del ciclo Carnot a temperatura inicial $T_0 = 298^\circ K$ ($25^\circ C$; $77^\circ F$; $537^\circ R$).

ΔT	75°	175°	375°	575°	775°	975°	1175°
$T/^\circ K$	373°	473°	673°	873°	1073°	1273°	1473°
η_t	0.20	0.37	0.56	0.66	0.72	0.77	0.80

En un motor de émbolo recíprocante el máximo rendimiento térmico teórico en condiciones atmosféricas (presión $p=1$ bar hasta 100 bares, - pues $1 \text{ kg/cm}^2 \div 100 \text{ kg/cm}^2$) alcanza prácticamente el valor $\eta_t = 0.708$. De la tabla se ve claramente que aumentando la temperatura (T) de inducción de calor al sistema y disminuyendo la temperatura (T_0) del rechazo de calor, el rendimiento térmico (η_t) crece rápidamente. En la discusión se debe mencionar que también hay otros ciclos de motores, como el ciclo de Joule (Brayton) nombrado también el ciclo del motor de aire, ciclo de Ericsson o ciclo de Stirling-Philips, - que sin embargo no tienen gran significado en motores de combustión interna aplicados comunmente en ingeniería. Por eso se recomienda al lector interesado las materias de Transferencia de Calor y Termodinámica, donde son descritos todos los ciclos en forma más exacta y correcta.

5. ANALISIS DE PROCESOS QUE SUCEDEN EN LOS MOTORES.

Los procesos que suceden durante la admisión, compresión, expansión y escape, en los motores de 4 tiempos o admisión con compresión y expansión con escape en los motores de dos tiempos, son naturalmente diferentes. También en los motores Otto y Diesel las diferencias son juntadas con las formas de constitución de los motores o con métodos de formación de mezcla combustible. Pues es necesario analizar esos procesos en el modo separado.

5.1. ANALISIS DE PROCESOS EN EL MOTOR DE 4 TIEMPOS.

Realmente los procesos de admisión, compresión, expansión y escape no concuerdan exactamente con las carreras de émbolo. Esos procesos se inician un poco antes y terminan un poco después que las correspondientes carreras de émbolo. Esto está causado por el arreglo del sistema de distribución de válvulas, que se abren y cierran según se muestra en la fig. 18.

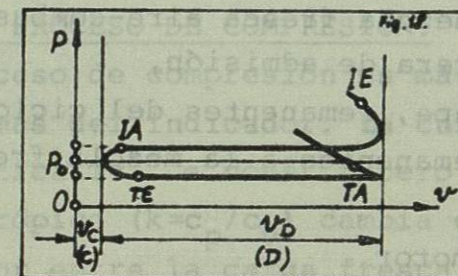


Fig. 18.

Diagrama de los cambios de presiones en un cilindro de un motor de 4 tiempos, en las carreras de admisión y de escape.

IA - inicio de admisión, TA - término de admisión.

IE - inicio de escape, TE - término de escape.

En los puntos indicados se abren o se cierran las válvulas de admisión y de escape. Estos puntos se determinan en grados de giro del cigüeñal (o del árbol de sistema de distribución); para 2 giros del cigüeñal hay 1 giro del árbol de levas.

5.1.1. PROCESO DE ADMISION.

El proceso de admisión dura a partir del momento en que se abre la válvula de admisión (pto. IA en la fig.18) hasta el punto en que se cierra esa válvula (pto. TA). Prácticamente este proceso se inicia antes de que termine la carrera de escape, y termina en el principio de la carrera de compresión. Según las fig. 12 y 13, la presión p_6 en el principio de admisión es un poco mayor que la atmosférica (existencia gases de escape) y logra el valor:

$p_6 = 100$ a 104 kPa (1.02 - 1.06 kg/cm²)*- para los motores de velocidad pequeña, del tipo ECH (Otto) y EC (Diesel).

$p_6 = 103$ a 110 kPa (1.05 - 1.12 kg/cm²) - para los motores rápidos, sobre todo del tipo ECH (Otto) pero también de EC (Diesel).

Las temperaturas adecuadas son:

$T_6 = 900^\circ$ a 1200° K para motores ECH (otto) y

$T_6 = 700^\circ$ a 1000° K para motores EC (Diesel)

En este caso es muy importante el rendimiento volumétrico (η_v) del proceso de admisión, que es $\eta_v = \frac{m_a}{m_t}$ (vease cap. 3.). Ese rendimiento depende de varias magnitudes como son:

1. temperatura T_1 de la carga de mezcla fresca aire-combustible,
2. presión p_1 al final de la carrera de admisión,
3. presión p_6 de los gases de escape, remanentes del ciclo anterior,
4. relación de gases de escape, remanentes a la mezcla fresca (en masas),
5. relación de compresión r_v del motor.

El rendimiento volumétrico depende también de las revoluciones (rpm) del cigüeñal, pero normalmente es:

$\eta_v = 0.65$ a 0.85 para motores Otto (ECH) y

$\eta_v = 0.80$ a 0.90 para motores Diesel (EC).

* De acuerdo con el Sistema Internacional SI, la unidad básica de presión es 1Pa (1 pascal) = 1N/m^2 , $1\text{kPa}=10^3$ Pa, $1\text{MPa}=10^6$ Pa= 1N/mm^2 , también $1\text{MPa}= 145\text{lb/pul}^2$ y $1\text{kPa}= 0.145\text{lb/pul}^2=0.0102\text{kg/cm}^2$.

La temperatura T_1 de la mezcla fresca depende sobre todo del calentamiento de ella en múltiple de admisión, que muy frecuentemente se calienta especialmente con gases de escape para igualar las composiciones de la mezcla que entra a todos los cilindros del motor (eso aumenta la potencia del motor y su eficiencia). Por otro lado, la mezcla caliente tiene un peso específico menor, disminuyendo el rendimiento volumétrico. Se debe encontrar un punto óptimo para ambos procesos. En motores EC en lugar de mezcla combustible entra el aire al cilindro y ese aire no se calienta previamente. Normalmente al final de la admisión, en el punto 1 (fig. 12 y 13) aparecen las temperaturas y presiones siguientes:

Motores ECH: $T_1=350^\circ$ a 400° K, $p_1=74$ a 88 kPa(0.75 a 0.90 kg/cm²).

Motores EC : $T_1=320^\circ$ a 360° K, $p_1=78$ a 93 kPa (0.80 a 0.95 kg/cm²).

Prácticamente se puede decir que cuando la presión p_1 es mayor, el rendimiento volumétrico es mejor. Esa presión depende de resistencia al flujo en el múltiple de admisión (longitudes de tubo y sus formas, tersura de las paredes) y también de la resistencia al flujo en los filtros de aire, carburadores (en motores ECH) y en las válvulas.

5.1.2. PROCESO DE COMPRESION.

El proceso de compresión es más complicado de lo que se muestra en diagramas del indicador. La curva isoentrópica tiene por ecuación matemática $Tv^{k-1} = \text{const.}$, pero durante la compresión el exponente isoentrópico ($k=c_p/c_v$) cambia continuamente, porque el intercambio de calor entre la carga fresca y las paredes del cilindro y de la cara del émbolo sucede con intensidad variable.

Por eso se habla de un exponente isoentrópico medio de compresión que generalmente es:

$k = 1.30$ a 1.38 para motores Otto (ECH) y

$k = 1.27$ a 1.38 para motores Diesel (EC).

Muy frecuentemente se toma para cálculos el valor aproximado $k=c_p/c_v=1.4$. Una magnitud que influye mucho sobre el proceso de compresión es la relación de compresión (r_v). Para obtener potencias grandes y consumo de combustible pequeño sería necesario aplicar relaciones de compresión grandes. Pero hay limitaciones causadas por la calidad del combustible (el número octano o cetano, cap. 9.), la calidad de los

materiales de cabezas de émbolos en cilindros, y también de la constitución de las cámaras de combustión. Normalmente esas relaciones toman valores de $r_v = 7.5$ a 9.0 (a veces 10) para autos; y para camiones, dependiendo del tipo de motores $r_v = 6.0$ a 7.5 (motores ECH) y $r_v = 13$ a 22 (motores EC).

Una relación de compresión (r_v), demasiado grande causa desafortunadamente el aumento de pérdidas mecánicas (por crecimiento de presiones máximas) y empeora el proceso de combustión, por la posibilidad de golpeteo en la combustión.

Los parámetros finales de compresión alcanzan los valores siguientes:

Motores ECH : $T_2 = 400^\circ$ a 750°K , $p_2 = 1000$ a 2000 kPa (10.2 a 20.4 kg/cm²)

Motores EC : $T_2 = 750^\circ$ a 950°K , $p_2 = 2940$ a 4400 kPa (30.0 a 44.9 kg/cm²).

5.1.3. PROCESO DE COMBUSTION.

En ciclos ideales, el calor fué añadido (conducido) al sistema a volumen constante $v = \text{const}$ ó a presión constante $p = \text{const}$. Prácticamente la combustión de la mezcla combustible dura un tiempo cierto porque la velocidad de combustión es limitada y no se logra condiciones mencionadas ideales. Por eso las líneas 2-3 y 3-4 (fig. 12 y 13) son curvas y no rectas en los diagramas reales del indicador. Tampoco la combustión es completa, y dependiendo del tipo de combustible tiene lugar la combustión incompleta (pues se presentan los monóxidos de carbono-CO en los gases de escape) o no total (presencia de moléculas residuales de combustible en los gases de escape).

Esas formas de combustión pueden ser debidas a los factores siguientes:

1. falta de oxígeno en la mezcla combustible,
2. mezclado incorrecto del combustible con el aire,
3. falta local de oxígeno en un lugar de la mezcla combustible,
4. tiempo demasiado corto para quemar toda la mezcla cuando se usa combustible de mala calidad o de mala composición.

Además en el caso de combustión completa o total de la mezcla-aire-combustible, aparecen pérdidas del calor que son causadas por:

1. evacuación parcial del calor por medio refrigerador,
2. evacuación parcial del calor por los gases de escape.

Realmente la combustión completa o total en el cilindro del motor no

aparece (además se emplea parcialmente el proceso de combustión retardada), y por eso hay pérdidas de calor causadas por esta razón. Y en este caso se habla de un coeficiente de utilización de calor (ξ) que es:

para motores ECH (Otto) : $\xi = 0.85$ a 0.95

para motores EC (Diesel) : $\xi = 0.70$ a 0.90

Este coeficiente es menor para los motores Diesel porque no hay mucho tiempo para una buena mezcla después de la inyección de combustible en el cilindro en donde hay aire (en motores ECH la mezcla se produce antes de entrar al cilindro, en el carburador y múltiple de admisión). Realmente el proceso de combustión en los motores ECH y EC es un fenómeno muy complicado y todavía no muy bien conocido.

Las temperaturas y presiones finales de combustión son aproximadamente:

Para motores ECH: $T_3 = 2500^\circ$ a 2900°K , $p_3 = 3000$ a 5000 kPa (30.6 a 51.0 kg/cm²).

Para motores EC : $T_4 = 1900^\circ$ a 2300°K , $p_4 = 4900$ a 11800 kPa (49.9 a 120.3 kg/cm²).

Los valores de p_4 se encuentran en un gran intervalo porque dependen de las constituciones del émbolo mismo que presenta una gran variedad en los motores EC (Diesel).

5.1.4. PROCESO DE EXPANSION.

El proceso de expansión es todavía más complicado que el proceso de compresión. Aparece el intercambio de calor con las paredes del cilindro y de la cara de émbolo, como anteriormente, pero también suceden los fenómenos de barrido de gases (falta de hermeticidad perfecta) por anillos de émbolo y válvulas y la postcombustión del combustible. Las curvas 3-5 y 4-5 (fig. 12 y 13) no son exactamente isoentrópicas y el exponente isoentrópico $k = c_p/c_v$ cambia durante el proceso; por eso se usa el exponente isoentrópico medio de expansión que toma los valores siguientes:

Para motores ECH (Otto); $k = 1.26$ a 1.34 .

Para motores EC (Diesel); $k = 1.18$ a 1.32 .

Los valores finales del proceso de expansión en el pto. 5 de los diagramas del indicador (Fig. 12 y 13) son:

Para motores ECH: $T_5=1400^\circ$ a 1800°K , $p_5=300$ a 500kPa (3.1 a 5.1kg/cm^2)
 Para motores EC: $T_5=900^\circ$ a 1200°K , $p_5=250$ a 600kPa (2.5 a 6.1kg/cm^2)
 Para la expansión se usa en los cálculos la relación de descompresión (o expansión) que es $r_{ve}=v_5/v_4$, cuando la relación de compresión es $r_v=v_5/v_3=v_1/v_2$, que da la diferencia para motores de 4 tiempos del tipo Diesel relativamente grande.

5.1.5. PROCESO DE ESCAPE.

El proceso de escape empieza en el punto IE (fig.18) y termina en el pto. TE, es más largo que la carrera de escape. Generalmente ese proceso tiene 3 períodos:

1. escape libre de gases después de la combustión.
2. expulsión de gases por émbolo durante su desplazamiento.
3. escape inerte de gases que ocurre al final de la carrera de escape.

Las temperaturas y presiones de escape en el pto.6 (fig.12 y 13) son aproximadamente:

Para motores ECH (Otto); $T_6=900^\circ$ a 1200°K , $p_6=100$ a 110kPa (1.02 a 1.12kg/cm^2).

Para motores EC (Diesel); $T_6=700^\circ$ a 1000°K , $p_6=100$ a 110kPa (1.02 a 1.12kg/cm^2).
 Estos valores son iguales que al principio de la carrera de admisión (véase cap.5.1.1) y bajan durante esa carrera logrando valores de presión menores que la presión atmosférica normal $p_{atm}=98.1\text{kPa}=1\text{kg/cm}^2$.

La presión p_6 es mayor que la atmosférica p_{atm} al final de la carrera de escape, esto es causado sobre todo por la resistencia al flujo en los tubos de escape y del silenciador.

5.2. ANALISIS DE PROCESOS EN MOTOR DE 2 TIEMPOS.

En motor de 2 tiempos no hay 2 carreras separadas de admisión y de escape, por eso los diagramas del indicador se diferencian en mucho de los correspondientes a motores de 4 tiempos. Además en el caso de los motores de 2 tiempos, el llenado con carga fresca al cilindro es peor que en motores anteriores y eso causa muchas pérdidas térmicas y mecánicas y también las diferencias grandes entre ciclos ideales y reales. En lugar de válvulas aparecen lumbreras de admisión y de escape (fig.5). Y esos procesos suceden prácticamente en el período inicial de la carrera de expansión, es decir en un intervalo cerca del PMI (punto muerto inferior) del émbolo. El cambio de la carga fresca dura por eso menos tiempo que en motores de 4 tiempos e influye sobre las pérdidas mencionadas.

Los procesos de compresión, de combustión y de expansión se desarrollan igual que en motores de 4 tiempos como fué escrito en cap.5.1.2 (3 y 4). La diferencia principal ocurre en el cambio de carga fresca en los procesos de admisión y de escape.

Generalmente dependiendo del lugar de precompresión de la carga fresca de la mezcla combustible se pueden distinguir:

1. motores con precompresión en la caja del cigüeñal (cárter)
2. motores con precompresión en un compresor separado o en un soplador cargador (véase fig. 19).

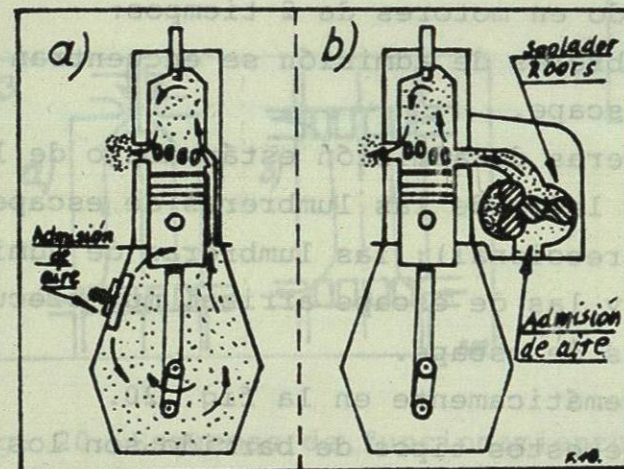


Fig. 19.

Formas de precompresión de carga fresca en motores de 2 tiempos:

- a) precompresión en la caja del cigüeñal (cárter).
- b) precompresión por soplador tipo Roots.

5.2.1. PROCESO DEL CAMBIO DE CARGA.

En el período final de la carrera de expansión, el émbolo del cilindro descubre primero las lumbreras de escape; debido a la gran presión salen los gases de escape a la velocidad máxima $v_e=500$ a 600 m/s (1800 a 2160km/h) a una temperatura $T_e=1000^\circ\text{K}$ que baja muy rápidamente (fig.5). Luego se descubren las lumbreras de admisión y empieza el barrido de la cámara de combustión. En la primer fase salen solo gases de escape, después mezclados con combustible que tiene una presión mayor que la de los gases quemados. La presión de barrido medida en la salida de las lumbreras de admisión alcanza los va-

lores siguientes:

$P_{bar}=110$ a 140kPa (1.12 a 1.43kg/cm^2) para motores con velocidad pequeña y media.

$P_{bar}=12.5$ a 1600kPa (1.27 a 1.63kg/cm^2) para motores rápidos.

La carga fresca entrando, se mezcla parcialmente con gases quemados anteriormente. Entonces en la cámara de combustión hay la mezcla de la carga fresca con una pequeña cantidad de gases de escape. Para conducir un buen barrido, es necesario inducir al cilindro la mayor cantidad del medio barredor (mezcla aire-combustible). El método y la calidad del barrido de cilindro influye mucho sobre el rendimiento del motor y su potencia. El sistema deseado de filetes fluídos (corrientes), para obtener un barrido correcto, se realiza por la colocación adecuada de ambos tipos de lumbreras, de admisión y de escape. Hay 3 sistemas de barrido en motores de 2 tiempos:

1. sistema transversal; las lumbreras de admisión se encuentran en contra a las lumbreras de escape.
2. sistema recíproco; las lumbreras de admisión están abajo de las lumbreras de escape ó a los lados de las lumbreras de escape.
3. sistema longitudinal (monodireccional); las lumbreras de admisión están alrededor del émbolo y las de escape arriba, muy frecuentemente en forma de válvulas de escape.

Estos sistemas se muestran esquemáticamente en la fig. 20.

Se necesita también explicar que estos tipos de barrido son los básicos y en las soluciones de construcción se encuentran sistemas mixtos que por ej. tienen las cualidades del sistema transversal y longitudinal etc.

Estos sistemas dependiendo de las magnitudes de los motores, sus potencias y aplicaciones aumentan sus rendimientos adecuadamente disminuyendo las pérdidas que aparecen durante el cambio de carga combustible en los cilindros.

6. BALANCE TERMICO DEL MOTOR.

En cualquier motor no es posible aprovechar todo el calor producido durante la combustión de la mezcla combustible, solamente una parte de este calor se transforma en trabajo mecánico. Con el fin de conocer la distribución del calor producido se hacen los balances térmicos de los motores. Generalmente hay dos tipos de balances:

1. balance térmico exterior del motor.

2. balance térmico interior del motor.

Prácticamente solo del 25 al 40% del calor producido se transforma en trabajo efectivo y del 60 al 75% se pierde por varias razones.

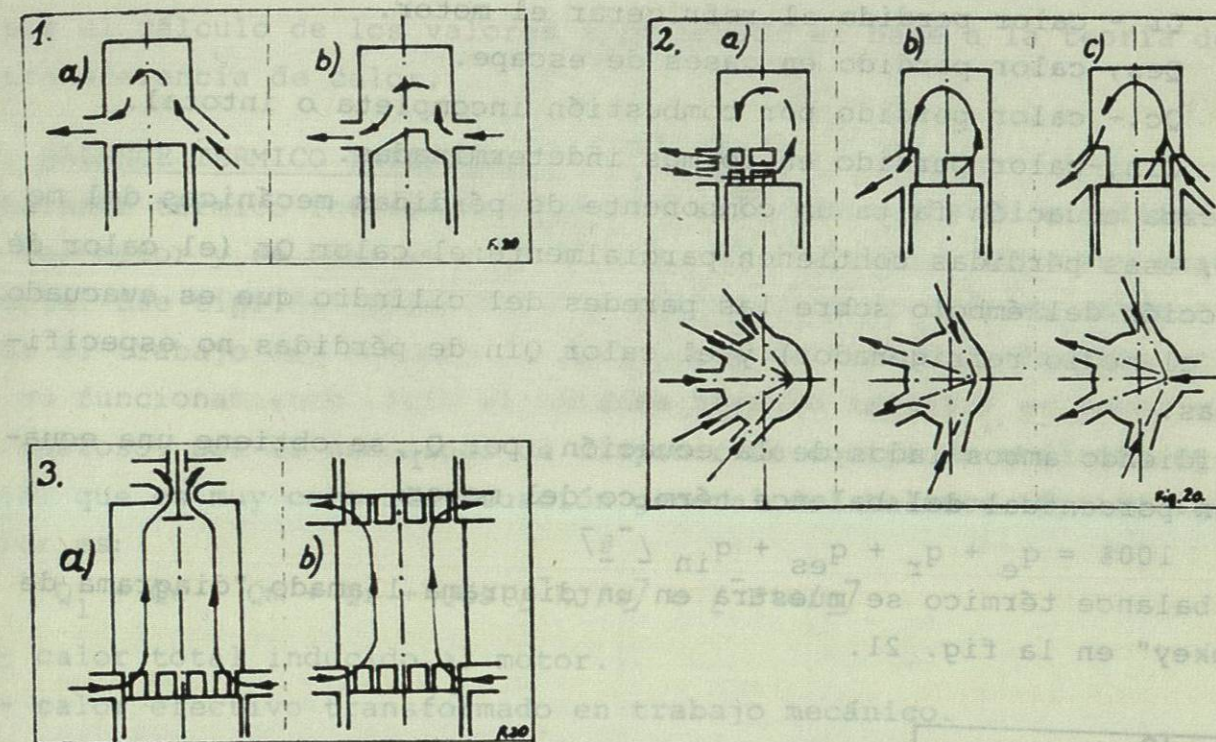


Fig. 20. Esquemas de funcionamiento de varios tipos de sistemas de barrido en motores de 2 tiempos:

1. sistema transversal:
 - a) con tubo de admisión inclinado.
 - b) con forma especial de la cara del émbolo.
2. sistema recíproco:
 - a) del tipo MAN (firma alemana).
 - b) y c) de los tipos Schnürte.
3. sistema longitudinal (monodireccional):
 - a) con válvula de escape.
 - b) en motor con émbolos opuestos.

6.1. BALANCE TERMICO EXTERIOR.

Este balance se basa en las mediciones de energía mecánica y térmica restituída por el motor al exterior. Por la facilidad de obtención de este balance se usa muy frecuentemente para determinar un-