

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 805 082**

51 Int. Cl.:

F02B 33/44 (2006.01)

F02B 75/02 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **26.02.2015** **PCT/US2015/017770**

87 Fecha y número de publicación internacional: **11.09.2015** **WO15134274**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **26.02.2015** **E 15759015 (9)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **13.05.2020** **EP 3114336**

54 Título: **Motor de combustión interna de cuatro tiempos con compresión enfriada pre-etapa**

30 Prioridad:

07.03.2014 US 201414200202

16.05.2014 US 201414279580

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:

10.02.2021

73 Titular/es:

KRISTANI, FILIP (100.0%)
525 Spring Valley Road Unit C
Maywood, NJ 07607, US

72 Inventor/es:

KRISTANI, FILIP

74 Agente/Representante:

LÓPEZ CAMBA, María Emilia

Observaciones:

Véase nota informativa (Remarks, Remarques o Bemerkungen) en el folleto original publicado por la Oficina Europea de Patentes

ES 2 805 082 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín Europeo de Patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre Concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Motor de combustión interna de cuatro tiempos con compresión enfriada pre-etapa

5 **Campo de la invención**

La presente invención se refiere al campo de los motores de combustión interna, y más particularmente al campo de Motores de Combustión Interna – de Encendido por Chispa (SI-ICE por sus siglas en inglés) de cuatro tiempos.

10 **Antecedentes de la invención**

La eficiencia de un motor estándar de combustión interna de cuatro tiempos de combustible está limitada con respecto a la relación de compresión y las temperaturas de alta presión de compresión pre-ignición. Esto se debe a la necesidad de evitar temperaturas de pre-ignición cercanas al umbral de temperatura de auto-ignición del combustible, más allá del cual el efecto de detonación afectará la eficiencia y reducirá la vida útil del motor. Dado que la temperatura del aire de admisión en un motor estándar de cuatro tiempos depende de la temperatura ambiente que generalmente puede variar de -20°C a $+42^{\circ}\text{C}$, a una compresión total dentro del cilindro del motor, este rango de temperatura ambiente se traduce en una variación de aproximadamente 120°C en temperatura de pre-ignición. Como consecuencia de esta variación de temperatura previa al encendido, los motores estándar de cuatro tiempos se limitan típicamente a una baja relación de compresión RC (CR por sus siglas en inglés) un parámetro que es la relación del volumen total del cilindro del motor dividido por el volumen de la cámara de combustión. Para los motores que usan combustible de gasolina estándar, la CR normalmente no es mayor que 8, lo que limita la presión de compresión previa al encendido de los motores de no más de 15 bares.

Estas restricciones de temperatura y presión del diseño estándar del motor de cuatro tiempos no solo reducen la eficiencia del motor, sino que también dan como resultado motores más grandes y pesados e imponen restricciones sobre el tipo de combustible que estos motores pueden quemar sin golpear.

La presente invención propone un diseño de motor de combustión interna de cuatro tiempos con una compresión pre-enfriada de una o varias etapas, para lo cual utilizaremos el motor "CWPSC" a corto plazo (Combustión con compresión pre-etapa o Combustion With Pre-Stage Compression "CWPSC" por sus siglas inglés o). Como se explicará aquí, este diseño permite que la temperatura y la presión del aire de admisión a los cilindros de combustión se controlen estrechamente, de modo que se pueda lograr una relación de compresión mucho mayor y una presión de compresión pre-ignición sin acercarse al umbral de auto-ignición. Además, debido a que este diseño novedoso puede regular y establecer efectivamente la temperatura máxima de pre-ignición de la mezcla de combustible y aire, puede quemar prácticamente cualquier tipo de combustible de hidrocarburos líquidos sin peligro de golpeteo.

El motor de cuatro tiempos de la presente invención, debido a su relación de compresión mucho más alta, genera una potencia equivalente o mayor que un motor de cuatro tiempos estándar en un motor más pequeño y ligero y en un entorno donde todos los parámetros principales del motor están bajo control para máximo rendimiento y eficiencia.

Otros motores de combustión interna de encendido por chispa que comprenden uno o más cilindros de combustión conocidos son US 2009/031999 A1, US 2 196 228 A, US 967 828 A, US 5 431 130 A, US 7 779 821 B2, US 2004/123849 A1, US 5 325 824 A, US 4 783 966 A o WO99 / 06682 _A2.

45 **Resumen de la invención**

El motor de gasolina de combustión interna de cuatro tiempos estándar tiene un ciclo de admisión, un ciclo de compresión, un ciclo de expansión y un ciclo de escape. Durante el ciclo de admisión, el pistón se mueve hacia abajo y la mezcla de aire y combustible se introduce en el cilindro. Esto es seguido por el ciclo de compresión, en el cual el pistón se mueve hacia arriba y comprime la mezcla de aire y combustible a su presión de compresión pre-ignición. El ciclo de compresión culmina con el encendido por chispa de la mezcla de aire / combustible, que conduce el pistón hacia abajo en el ciclo de expansión. En el ciclo de escape, el pistón se mueve hacia arriba nuevamente para expulsar los gases de escape del cilindro en preparación para el próximo ciclo de admisión.

La energía se genera en el proceso de combustión de cuatro tiempos durante el ciclo de expansión a medida que la mezcla aire-combustible encendida se expande dentro del cilindro, haciendo que su presión disminuya. De acuerdo con la Ley general de los gases, la cantidad PV / T permanece constante durante esta expansión (donde P es la presión de gas en bares, V es el volumen de gas en litros y T es la temperatura del gas en Kelvins). En consecuencia, para una relación de compresión dada, la caída de presión debe ir acompañada de una disminución no proporcional de la temperatura absoluta. Dado que la disminución de la temperatura absoluta determina la energía mecánica disponible para la transmisión al cigüeñal por el pistón durante el ciclo de expansión, la eficiencia del motor se optimiza al maximizar la caída de presión durante el ciclo de expansión. Esto, a su vez, requiere que la presión de compresión pre-encendido se maximice eliminando los efectos negativos de las altas temperaturas.

En un motor de combustión interna estándar de cuatro tiempos, el aire de admisión ingresa al cilindro de combustión a temperatura ambiente y presión atmosférica (aproximadamente 1 bar). Los fabricantes de motores suelen fabricar estos motores con una relación de compresión CR (RC) de aproximadamente 8 para usar con combustible regular. Consideraremos este valor de CR (RC) como un valor promedio y basaremos nuestros cálculos comparativos
 5 ejemplares en este valor. Aplicando la fórmula de proceso adiabático del gas, $P(V)^{\gamma} = \text{Constante}$ (con un coeficiente de compresión de aire γ de 1,3), donde la presión atmosférica $P_a = 1$ Bar, consideraremos un cilindro de motor ejemplo con un volumen $V_e = 1$ litro. Como la CR = 8, el volumen de ignición es 1/8 de V_e , de modo que el volumen de ignición es $V_i = 0,125$. Por lo tanto:

$$\begin{aligned} P_a(V_e)^{\gamma} &= P_i(V_i)^{\gamma} \\ P_a(V_e)^{1.3} &= P_i(V_i)^{1.3} \\ (1)(1)^{1.3} &= P_i(0,125)^1 \end{aligned}$$

$P_i = 14,92$ Bares

15 En consecuencia, en el motor estándar, la presión de pre-encendido máxima permitida es $P_i = 14,92$ bares. La temperatura máxima del gas pre-encendido es, por lo tanto, una función de la temperatura ambiente. Si consideramos que la temperatura ambiente, por ejemplo, es de aproximadamente 27°C (300°K), y aplicando la Ley general de los gases, se puede calcular la temperatura T_i del aire comprimido en el punto muerto superior del cilindro o Top Dead Center (TDC por sus siglas en inglés y PMS en español) como a continuación:

$$\begin{aligned} P_a V_e / T_e &= P_i V_i / T_i \\ (1)(1)/300 &= (14,92)(0,125)/T_i \end{aligned}$$

$T_i = 560^{\circ}\text{K}$ or 287°C

25 Por lo tanto, la temperatura de pre-encendido de la mezcla de aire comprimido / combustible debe mantenerse por debajo de una temperatura de auto-encendido de 287°C en este caso. Sin embargo, en los motores estándar de productos de petróleo SI-ICE de hoy en día, los fabricantes tienen que tener en cuenta las temperaturas ambientales potenciales más altas, que es de aproximadamente 42°C (315°K). En este caso, la temperatura máxima de pre-encendido es:

$$\begin{aligned} P_a V_e / T_a &= P_i V_i / T_i \\ (1)(1)/315 &= (14,92)(0,125)/T_i \end{aligned}$$

$T_i = 587^{\circ}\text{K}$ or 314°C

35 En consecuencia, todos los combustibles derivados del petróleo en uso hoy en día tienen una temperatura de autoencendido de no menos de 314°C, un valor que se considerará como un límite superior de temperatura en nuestros cálculos con el fin de realizar comparaciones de diseño.

40 En la presente invención, se usa un compresor pre-etapa para comprimir el aire de admisión, y se usa un intercambiador de calor para enfriar el aire de admisión comprimido antes de que ingrese al cilindro de combustión. Esto se hace con el propósito de aumentar significativamente la eficiencia del motor al aumentar la relación de compresión del motor de la mezcla de aire/combustible antes del encendido. Para lograr esta eficiencia mejorada del motor, se requiere un proceso de intercambio de calor significativo con el ambiente. Esta invención reduce la temperatura de la entrada de aire para disminuir la temperatura de pre-encendido de la mezcla de aire/combustible en
 45 motores de gasolina y mantenerla constante a pesar de los cambios de temperatura ambiente. Esto logra una compresión mucho mayor de la mezcla de aire/combustible antes del encendido por chispa, comparable a la escala de compresión de solo aire en motores Diesel. Al reducir la temperatura del aire de admisión a aproximadamente 100°C, por ejemplo, la temperatura de pre-encendido de la mezcla de aire/combustible se reduce en aproximadamente 200°C.

50 Como lo mostrarán los cálculos a continuación, para que el proceso descrito anteriormente funcione correctamente, el compresor debe comprimir el aire de admisión por encima de un umbral de presión mínimo de aproximadamente 1,8 bares, y la caída de temperatura mínima del aire comprimido enfriado en el intercambiador de calor por aire debe ser más de 50 °C. Si bien los resultados serán observables a presiones superiores a 2,1 bares, los mejores resultados
 55 se obtienen a presiones de admisión comprimidas de 3 bares o más. Si, por ejemplo, el compresor comprime el aire de admisión en o por debajo del umbral de 1,8 bares, como lo hace en los sobrealimentadores, el efecto de intercambio de calor requerido no se materializará para lograr un aumento sustancial en la relación de compresión del motor, ya que la variación en la temperatura ambiente sería mayor que la caída de temperatura en el intercambiador de calor y, por lo tanto, el aumento de la relación de compresión requerido no se materializará. Es por eso que los
 60 sobrealimentadores no producen aumentos significativos en la relación de compresión, sino que solo producen una mayor potencia del motor debido al mayor aire de admisión, sin aumentar la eficiencia del motor.

Por otro lado, un propósito de la presente invención es controlar la temperatura de pre-encendido de la mezcla de aire/combustible para aumentar la relación de compresión CR (RC) y la presión de pre-encendido final, logrando así
 65 una mayor eficiencia del motor. Si, por ejemplo, un motor tiene un volumen de cilindro V_e y un compresor con volumen V_a , el volumen de aire comprimido V_c es igual al volumen de admisión del cilindro del motor V_t , que es menor que V_e ,

y el compresor comprime el aire ambiente en T_a 27°C a menos de un tercio de su volumen ambiente V_a , es decir, a un volumen $V_c = V_t = 0.3V_a$, entonces la presión de aire de pre-admisión P_c se puede calcular de la siguiente manera (usando la fórmula del proceso adiabático del gas, con un coeficiente de compresión de aire de 1,3):

$$P_a(V_a)^{1.3} = P_c(V_c)^{1.3}$$

$$(1)(1)^{1.3} = P_c(0.3)^{1.3}$$

$P_c = 4,78$ bares

Aplicando la Ley general de los gases, la temperatura de pre-admisión T_c de este aire comprimido se puede calcular de la siguiente manera:

$$P_a V_a / T_a = P_c V_c / T_c$$

$$(1)(1)/300 = (4,78)(0,3)/T_c$$

$T_c = 430^\circ\text{K} = 157^\circ\text{C}$

El intercambiador de calor de la presente invención enfriará entonces el aire comprimido pre-admisión, a un volumen de admisión constante $V_t = V_c = 0,3 V_a$, a una temperatura de admisión del cilindro objetivo T_t determinada por la temperatura máxima del aire ambiente, la relación de compresión del motor CR (RC) y la temperatura de autoencendido del combustible. La temperatura caliente del aire comprimido debe enfriarse, por lo tanto, a un valor objetivo constante de $T_t = 318^\circ\text{K}$ or 45°C , como un ejemplo de esta invención, o 3°C más caliente que 42°C , que es la máxima temperatura asumida del aire del ambiente. La presión P_t del aire de admisión enfriado es entonces:

$$P_c V_t / T_c = P_t V_c / T_t$$

$$(4,78)(0,3)/430 = P_t (0,3)/318$$

$P_t = 3,53$ Bares.

Por lo tanto, nuestro motor siempre funcionará a una temperatura de admisión de aire comprimido constante de 45°C , independientemente de las fluctuaciones en la temperatura del aire del ambiente, y a una presión de aire de admisión de 3,53 bares, en este caso, pero la presión del aire de admisión variará según cómo cambie la temperatura del ambiente. Como se mostrará en el cálculo a continuación, al reducir la temperatura del aire de admisión en aproximadamente 100°C , el aire comprimido en la cámara de combustión TDC (PMS) tendrá una temperatura de aproximadamente 200°C más baja de lo que hubiera sido de otra manera, permitiendo así relaciones de compresión mucho más altas en estos motores. Este proceso es equivalente a dividir el ciclo de compresión del motor en dos fases, con una fase de enfriamiento en el medio, es decir, comprimir-enfriar-comprimir nuevamente, para lograr una mayor compresión pre-encendido.

La presión de admisión en estos motores ejemplo variará de 3,36 bares en el clima más cálido de 42°C a alrededor de 4,18 bares en el clima más frío de -20°C , produciendo así más potencia o mejor eficiencia, si la potencia de salida se mantiene constante, con ganancias de eficiencia ligeramente mejores en climas más fríos que en climas más cálidos. La temperatura de la mezcla de aire/combustible en la cámara de combustión justo antes del encendido no cambiará, y será un valor constante a pesar de los cambios de temperatura ambiente, porque es una función de la temperatura de admisión que se mantiene continuamente a un valor constante.

Lo anterior resume las características generales de diseño de la presente invención. En las siguientes secciones, se describirán modalidades específicas de la presente invención con cierto detalle. Estas modalidades específicas están destinadas a demostrar la viabilidad de implementar la presente invención de acuerdo con las características generales de diseño discutidas anteriormente. Por lo tanto, las descripciones detalladas de estas modalidades se ofrecen solo con fines ilustrativos y ejemplares, y no están destinadas a limitar el alcance de la descripción resumida anterior o de las reivindicaciones a continuación.

Breve descripción de las figuras

Fig. 1 es un diagrama esquemático que ilustra el proceso de combustión de cuatro tiempos de la presente invención en los motores de cuatro tiempos "Versión I" con compresión pre-enfriada de una etapa.

Fig. 2 es un diagrama esquemático que ilustra el proceso de combustión de cuatro tiempos de la presente invención en el motor de cuatro tiempos "Versión I" y muestra en detalle para este ejemplo la porción angular de la rotación del cigüeñal para cada tiempo en el motor.

Fig. 3 es un diagrama esquemático que ilustra el proceso de combustión de cuatro tiempos de la presente invención en los motores de cuatro tiempos "Versión II" con compresión pre-enfriada de una etapa y el proceso de captura de energía en una turbina potente de alta velocidad, que se puede utilizar para conducir el compresor axial pre-etapa y/o cargar las baterías con la ayuda de un generador en vehículos que pueden tener Power drive dual, que comprenden un motor de combustión muy pequeño y potente y un motor eléctrico, en el que el system drive puede cambiar entre estos dos motores.

Fig. 4 es un diagrama esquemático que ilustra el proceso de combustión de cuatro tiempos de la presente invención en los motores de cuatro tiempos "Versión III" con compresión pre-enfriada de una etapa.

Fig. 5 es un diagrama esquemático que ilustra el proceso de combustión de cuatro tiempos de la presente invención en el motor de cuatro tiempos "Versión III" y muestra en detalle para este ejemplo la porción angular de la rotación del cigüeñal para cada tiempo en el motor.

Figs. 6 y 6A son diagramas P-V ejemplo para un proceso de combustión estándar de cuatro tiempos de un solo cilindro con una relación de compresión (RC) $CR=8$ y un volumen del cilindro del motor $V_e = 1$ litro.

Figs. 7 y 7A son diagramas P-V ejemplo para un proceso hipotético estándar de combustión de cuatro tiempos de un solo cilindro con una relación de compresión (RC) $CR=24$.

Figs. 8, 8A, 9 y 9A son diagramas P-V ejemplo para procesos de combustión del motor de cuatro tiempos "CWSPC" de un solo cilindro para las versiones: "Versión I", "Versión II" y "Versión III", con las respectivas relaciones de compresión (RC) $CR=24$.

Descripciones detalladas de las modalidades preferidas

En referencia a la descripción anterior del motor con compresión pre-etapa, estos motores se pueden desarrollar en cuatro modalidades ilustrativas "Versión I", "Versión II" y "Versión III".

Debe entenderse que el diseño del cilindro único de combustión de las siguientes realizaciones ejemplares se puede expandir a múltiples cilindros de combustión, cada uno con múltiples compresores pre-etapa y múltiples intercambiadores de calor.

Diseño de Motor "Versión I" con compresión pre-etapa

En esta versión, mostrada en las **Figs. 1 y 2**, el tamaño efectivo total del volumen del compresor del motor será igual al volumen del cilindro del motor. Como ejemplo, el tamaño del volumen del cilindro del compresor V_a se selecciona para que sea 1/2 litro. Dado que el compresor realiza 2 tiempos completos por 1 tiempo de motor en esta versión, $V_a \cdot 2 = 1$ litro, de modo que el tamaño del volumen del cilindro del motor V_e también será igual a 1 litro. Consideremos que se requiere construir un motor de gasolina de 1 litro con una relación de compresión (RC) $CR=24$ y una temperatura de compresión máxima antes del encendido de 310°C . Como mostrarán los siguientes cálculos, para estos parámetros de límite requeridos, el volumen de admisión de este motor debe ser de aproximadamente $V_t = 0,3$ litros. El compresor comprimirá entonces el aire en el volumen V_t , que es menor que el volumen $V_a \cdot 2$, porque el cilindro del motor V_e estará disponible en la admisión durante un breve período durante el ciclo, que es solo $V_t = V_c = 0,3$ (constante) del tamaño del volumen del cilindro del motor en este ejemplo a medida que avanza este proceso. El proceso de admisión comenzará a aproximadamente 0° de la posición del cigüeñal y finalizará a aproximadamente a 71° de la posición del cigüeñal en el ciclo, momento en el cual las válvulas de admisión se cerrarán y no podrá entrar más mezcla de aire/combustible en el cilindro del motor. Dado que en este punto el volumen de admisión V_t es solo de aproximadamente 0,3 tamaño del volumen del cilindro del motor V_e , el aire será comprimido por el compresor, porque en el motor hay disponible una capacidad de admisión mucho menor que el volumen de 1 litro. Al aplicar la fórmula del proceso adiabático del gas, donde el coeficiente de compresión del aire es 1,3, el compresor comprimirá el aire a presión P_c :

$$P_a(V_a \cdot 2)^{1.3} = P_c(V_c)^{1.3}$$

$$(1)(1)^{1.3} = P_c(0,3)^{1.3}$$

$P_c = 4,78$ bares

Aplicando la Ley general de los gases, la temperatura T_c de este aire comprimido se puede calcular de la siguiente manera:

$$P_a V_a / T_a = P_c V_c / T_c$$

$$(1)(1)/300 = (4,78)(0,3)/T_c$$

$T_c = 430^\circ\text{K} = 157^\circ\text{C}$

Al aplicar la Ley general de los gases y enfriar el aire comprimido a 318°K , la presión de admisión P_t se calcula de la siguiente manera:

$$P_c V_c / T_c = P_t V_t / T_t$$

$$(4,78)(0,3)/430 = P_t (0,3)/318^\circ$$

$P_t = 3,53$ Bares.

Este aire presurizado ingresará al motor durante un ciclo de admisión corto de 0,3 del tamaño del volumen del cilindro del motor V_e , a mayor velocidad que el aire a presión atmosférica estándar, y atomizará el combustible en la admisión

mejor que los motores estándar. Consideraremos que este proceso es isobárico, ya que el volumen de admisión del cilindro del motor igual a 0,3 litros es mucho más pequeño que todos los depósitos más los volúmenes del radiador de enfriamiento de aire, y dado que el compresor sigue comprimiendo aire. La temperatura del aire de admisión T_i será una constante de 318°K (45°C), independientemente de la temperatura ambiente en ese momento. Al final del tiempo de admisión, que se encuentra a una posición de aproximadamente 71° del cigüeñal, la mezcla de aire/combustible dentro del cilindro del motor tendrá una presión de 3,53 bares en este ejemplo y una temperatura de aproximadamente 318°K, un valor constante siempre.

A medida que el cilindro se mueve hacia abajo hacia el punto muerto inferior BDC (PMI), hacia la posición del cigüeñal de 180°, el volumen de la mezcla de aire / combustible se expandirá, lo que ayudará al pistón a moverse hacia abajo, pero también disminuirá la temperatura y la presión de la mezcla de aire / combustible. Un proceso adiabático. Al aplicar la fórmula del proceso de gas adiabático, con un coeficiente de compresión de aire de 1.3:

$$P_i(V_i)^{1.3} = P_e(V_e)^{1.3}$$

$$(3,53)(0,3)^{1.3} = P_e(1)^{1.3}$$

$P_e = 0,738$ Bares

Donde, $P_e = 0,738$ bares es la presión de la mezcla de aire/combustible en el BDC (PMI) del cilindro del motor. La temperatura T_e de la mezcla de aire/combustible luego, aplicando la Ley general de los gases, se calcula de la siguiente manera en BDC (PMI):

$$P_i V_i / T_i = P_e V_e / T_e$$

$$(3,53)(0,3) / 318 = (0,738)(1) / T_e$$

$T_e = 222^\circ\text{K} = -51^\circ\text{C}$

Esta temperatura muy baja de $T_e = 222^\circ\text{K}$ para la mezcla de aire/combustible en el PMI nos permite tener una relación de compresión mucho más alta en la cámara de combustión sin exceder las temperaturas de autoencendido de la mezcla de aire/combustible. Como hemos seleccionado un motor que tiene un CR=24 (un valor mucho mayor que 8), entonces la presión P_i en la cámara de combustión justo antes del encendido en el TDC (PMS), para un volumen de cámara comprimido de $V_i = 1$ litro / 24 CR = 0,042 litros, se calcula mediante la fórmula del proceso adiabático del gas de la siguiente manera:

$$P_e(V_e)^{1.3} = P_i(V_i)^{1.3}$$

$$(0,738)(1)^{1.3} = P_i(0,042)^{1.3}$$

$P_i = 45,48$ Bares

La temperatura T_i de la mezcla de aire comprimido/combustible pre-combustión, aplicando la Ley general de los gases, se calcula de la siguiente manera en el TDC (PMS):

$$P_e V_e / T_e = P_i V_i / T_i$$

$$(0,738) (1) / 222 = (45,48) (0,042) / T_i$$

$T_i = 575^\circ\text{K} = 302^\circ\text{C}$

Este motor funcionaría entonces con una CR = 24 y una presión de mezcla de aire/combustible pre-encendido de aproximadamente 46 bares a una temperatura ambiente de 27°C. La temperatura de pre-encendido de la mezcla de aire comprimido es, por lo tanto, de 302°C, un valor constante siempre, que es más bajo que el de un motor estándar, como muestran los cálculos anteriores. Este concepto se puede aplicar a cualquier temperatura de pre-encendido deseada, lo que nos permite construir de esta manera un motor que puede quemar cualquier combustible deseado, construyendo así un motor de combustible múltiple sin pérdida alguna en la eficiencia del motor.

El proceso de admisión en los motores de la "Versión I" tampoco puede finalizar a 71°, ya que el pistón se mueve hacia abajo en su tiempo de admisión, sino a medida que el pistón se mueve hacia arriba durante el tiempo de compresión, o aproximadamente a 289° de la posición angular de rotación del cigüeñal con el mismo resultado final, ya que en este punto el volumen de admisión V_i restante también es aproximadamente 0,3 el tamaño del volumen del cilindro del motor V_e cuando las válvulas de admisión están cerradas y el aire también será comprimido por el compresor.

Comparemos ahora las eficiencias entre un motor estándar y el motor "Versión I" con compresión pre-etapa. Si suponemos que la energía liberada al quemar la mezcla de combustible dentro de la cámara de combustión es en una cantidad tal que aumentará la temperatura y, por lo tanto, la presión del gas en aproximadamente 2,5 veces, y suponiendo que el volumen comprimido no cambia durante el encendido, algunas comparaciones se pueden hacer para evaluar cada uno de estos motores en relación uno con el otro.

1- Rendimiento de motor estándar, CR = 8:

Al aplicar la fórmula de la Ley general de los gases después del proceso de combustión:

$$P_f V_f / T_f = P_i V_i / T_i$$

$$(14,92)(0,125)/560 = (37,3)(0,125)/T_f$$

$$T_f = 1.400^\circ\text{K}$$

5 Donde, P_f - es la presión de gas después del proceso de combustión, V_f - es el volumen del motor después del proceso de combustión, y T_f - es la temperatura del gas después de la combustión. Dado que consideramos que el proceso de combustión ocurre tan rápido que el volumen del motor no cambia durante este proceso, entonces $V_f = V_i = 0.125$ litros.

10 Consideremos ahora el proceso de expansión, que de hecho es el proceso de trabajo en este motor. Al aplicar la fórmula del proceso adiabático del gas, con un coeficiente de compresión de aire de 1.3 podemos calcular la presión del gas de escape P_x :

$$P_f (V_f)^{1.3} = P_x (V_e)^{1.3}$$

$$(37,3)(0,125)^{1.3} = P_x (1)^{1.3}$$

$$P_x = 2,5 \text{ Bares}$$

Al aplicar la fórmula de la Ley general de los gases justo antes del proceso de escape, podemos calcular la temperatura del gas de escape T_x :

$$P_f V_f / T_f = P_x V_e / T_x$$

$$(37,3)(0,125)/1.400 = (2,5)(1)/T_x$$

$$T_x = 751^\circ\text{K}$$

25 Por lo tanto, el motor estándar tendrá una presión de gas de escape $P_x = 2,5$ bares y una temperatura de gas de escape $T_x = 751^\circ\text{K}$.

1- Rendimiento de motor con compresión pre-etapa "Version I" CR = 24:

2-

Al aplicar la fórmula de la Ley general de los gases al proceso posterior a la combustión:

$$P_f V_f / T_f = P_i V_i / T_i$$

$$(45,48)(0,042)/575 = (113,7)(0,042)/T_f$$

$$T_f = 1.437^\circ\text{K}$$

35 Donde, P_f - es la presión de gas después del proceso de combustión, V_f - es el volumen del motor después del proceso de combustión, y T_f - es la temperatura del gas después de la combustión. Si consideramos también que el proceso de combustión ocurre tan rápido que el volumen del motor no cambia durante este proceso, entonces $V_f = V_i = 0,042$ litros.

40 Consideremos el proceso de expansión, que de hecho es el proceso de trabajo en este motor. Al aplicar la fórmula del proceso adiabático del gas, con un coeficiente de compresión de aire de 1.3 podemos calcular la presión del gas de escape P_x :

$$P_f (V_f)^{1.3} = P_x (V_e)^{1.3}$$

$$(113,7)(0,042)^{1.3} = P_x (1)^{1.3}$$

$$P_x = 1,84 \text{ Bares}$$

Al aplicar la fórmula de la Ley general de los gases justo antes del proceso de escape, podemos calcular la temperatura del gas de escape T_x :

$$P_f V_f / T_f = P_x V_e / T_x$$

$$(113,7)(0,042)/1.437 = (1,84)(1)/T_x$$

$$T_x = 554^\circ\text{K}$$

55 Por lo tanto, el motor con compresión pre-etapa CWPSC "Versión I" tendrá una presión de gas de escape $P_x = 1,84$ bares, que es menor que la de un motor estándar de 2,5 bares, y una temperatura de gas de escape $T_x = 554^\circ\text{K}$, que es aproximadamente 200° menos que la de un motor estándar. De ello se deduce que el motor con compresión pre-etapa tiene más energía convertida al funcionamiento que su contraparte estándar y, en consecuencia, una mayor eficiencia en términos de conversión del calor de combustión en energía mecánica.

60 Con respecto a la **Fig. 1**, representa esquemáticamente una primera modalidad de un motor ejemplo de combustión interna de cuatro tiempos y un solo cilindro con compresión pre-enfriada **20**, denominada "Versión I". El bloque de motor **1** comprende un compresor pre- etapa **2**, un cilindro de combustión **8** y un intercambiador de calor enfriado por aire **4**. En esta modalidad, el cilindro de combustión **8** y el compresor **2** están conectados al mismo cigüeñal **9** y al volante **17**. Debido al proceso de combustión de cuatro tiempos **19**, el compresor **2** completará dos tiempos de

compresión para cada tiempo de combustión completo. Por lo tanto, durante cada tiempo de combustión, el compresor **2** aspirará y comprimirá un volumen de aire igual al doble de su volumen de cilindro.

La **Fig. 2** es un diagrama del proceso de combustión de cuatro tiempos de cilindro único ejemplar **19**, que comprende los tiempos: proceso de admisión corta **11** (0° - 71°), expansión de aire frío **13** (71° - 180°), compresión **14** (180° - 360°), expansión de gas caliente **12** (360° - 540°) y escape **15** (540° - 0°), con una relación de compresión CR (RC) **10** de 24:1.

Los volúmenes relativos del cilindro compresor **2** y el cilindro de combustión **8** se seleccionan para lograr un diseño de presión de aire comprimido P_c . En la configuración ejemplar de la **Fig. 1**, el cilindro de combustión **8** es de 1 litro y el cilindro del compresor **2** es de 0,5 litros. Por lo tanto, para cada ciclo de combustión del motor, el compresor **2** aspirará y comprimirá 1 litro de aire ambiente. Si el aire ambiente está a una presión P_a y temperatura T_a , entonces las leyes generales de los gases pueden aplicarse para calcular una presión de aire comprimido P_c de aproximadamente 4,78 bares y una temperatura T_c de aproximadamente 157°C . Al aumentar el volumen del cilindro compresor **2** en relación con el cilindro de combustión **8**, los valores de P_c y T_c se pueden aumentar para lograr valores de diseño más altos, según sea necesario.

El aire comprimido a presión P_c y temperatura T_c se almacena en un depósito de aire previo a la etapa 3, que tiene una válvula reguladora de presión **5** para mantener la presión en la P_c de diseño. El aire comprimido del depósito **3** se libera, sin expansión de volumen, en el intercambiador de calor enfriado por aire **4**. La velocidad del ventilador en el intercambiador de calor **18** se controla mediante la velocidad del ventilador.

Estos controles de intercambio de calor pueden ser regulados por una unidad central de procesamiento (CPU, no se muestra), basada en las lecturas de los sensores de presión **5** o el acelerador **21** en frente del intercambiador de calor, para lograr una temperatura de admisión objetivo del cilindro de combustión T_i . La temperatura de admisión objetivo T_i se selecciona para evitar golpes del motor en el diseño de relación de compresión CR (RC) del motor, en función de la temperatura de autoencendido del combustible. Alternativamente, la CPU se puede programar para controlar la velocidad de intercambio de calor con el fin de lograr una variedad de temperaturas de admisión del cilindro de combustión T_i para evitar golpes en varias relaciones de compresión ajustables y/o temperaturas de autoencendido de combustible.

Las **Figs. 6 y 6A** representan los diagramas P-V **42** de un motor estándar de 1 litro con CR= 8, donde:

- a- trabajo ganado por el motor en la compresión = 2,010PV / tiempo,
- b- trabajo ganado por el motor en la expansión = 5,035PV/tiempo,
- c- trabajo que no puede ser capturado en el escape y se pierde = 1,880PV/tiempo,
- d- calor aplicado al motor al quemar combustible lo que aumenta la presión 2,5 veces,
- e- equilibrio de trabajo obtenido por el motor = 3,025PV/tiempo.

La eficiencia simplificada de este motor es: $E = 3,025/4,905 = 61\%$

Mientras que las **Figs. 7 y 7A** representan los diagramas P-V **43** de un motor estándar "hipotético" de 1 litro en el que se supone una relación de compresión muy alta CR (RC) = 24, sin tener en cuenta la temperatura de pre-encendido, a efectos de comparación con el motor "CWPSC", donde:

- a- trabajo ganado por el motor en la compresión= 4,33PV/tiempo,
- b- trabajo obtenido por el motor en la expansión = 10,72PV/tiempo,
- c- trabajo que no puede ser capturado en el escape y se pierde = 2,15PV/tiempo,
- d- calor aplicado al motor al quemar combustible que aumenta la presión 2,5 veces,
- e- equilibrio de trabajo ganado por el motor = 6,39PV/tiempo,

La eficiencia simplificada de este motor es: $E = 6,39/8,54 = 75\%$.

Las **Figs. 8 y 8A** representan el diagrama P-V **44** de una "Versión I" y "Versión II" CWPSC de un motor de 1 litro con una relación de compresión CR (RC)= 24, con el fin de comparar con un motor estándar o un motor "Hipotético" estándar, donde:

- a- trabajo ganado por el motor en la compresión = 1,99PV/tiempo,
- b- trabajo obtenido por el motor en la expansión = 8,18PV/ tiempo,
- c- trabajo que no puede ser capturado en el escape y se pierde = 1,075PV/ tiempo,
- d- calor aplicado al motor al quemar combustible que aumenta la presión 2,5 veces,
- e- equilibrio de trabajo ganado por el motor = 4,465PV/ tiempo,
- f- trabajo gastado en el compresor = 1,09PV/ tiempo,
- g- trabajo perdido en el enfriamiento de aire pre-admisión = 0,635PV/ tiempo.

La eficiencia simplificada de este motor es: $E = 4,465/5,54 = 81\%$.

Diseño de Motor "Versión II" con compresión pre-etapa

La **Fig. 3** ilustra el segundo ejemplo de modalidad **32** "Versión II" de un motor de combustión interna de cuatro tiempos que tiene un solo cilindro de combustión con compresión pre-enfriada de una etapa. Este motor funciona igual que la modalidad anterior **20**, excepto que el cilindro compresor **2** puede reemplazarse por un potente compresor axial **29** y la expansión extendida se captura en una potente turbina **30** que puede usar la energía capturada directamente para el movimiento del vehículo o almacenar la energía en una batería **31** para consumo posterior. La turbina **30** es impulsada por la energía de los gases calientes restantes del cilindro del motor **8**, y puede o no estar conectada al cigüeñal del motor **9** a través de una caja de cambios.

Diseño de Motor "Versión III" con compresión pre-etapa

En esta versión, el tamaño del volumen total del compresor del motor será igual al volumen del cilindro del motor, así como en la primera versión. La diferencia entre "Versión III" y "Versión I" es que en la primera versión el volumen de admisión del motor se controla para que sea menor que el volumen del cilindro del motor, $V_t = 0,3V_e$, mientras que en la "Versión III" el volumen de admisión es igual que el volumen del cilindro del motor, $V_t = V_e$, pero el aire comprimido se expande en volumen en un depósito justo antes del proceso de admisión, a través de una caída de presión que se puede lograr mediante un paso estrecho o una válvula de descarga de presión en el vacío mientras que el proceso de admisión continúa. Esto hará que la presión de aire en la admisión baje a aproximadamente entre 0,7 bares a 0,89 bares, dependiendo de la temperatura ambiente, y que la temperatura del aire de admisión caiga a $T_e = 222^\circ\text{K}$ o -51°C , constante siempre, suponiendo que el aire comprimido presurizado se ha enfriado a 318°K después del intercambiador de calor. En este ejemplo, la presión del aire caerá a $P_e = 0,74$ bares en la boquilla y, por lo tanto, su temperatura caerá a $T_e = 222^\circ\text{K}$ en la admisión. Lo llamaremos un "motor de aire frío CWPSC". Esta baja temperatura permite un alto CR = 24 como ejemplo para este motor. El proceso de admisión continuará normalmente como lo haría en un motor estándar de 0° a 180° de la posición del cigüeñal. Este motor tiene una eficiencia más baja que las otras 2 versiones anteriores discutidas aquí, debido a pérdidas ligeramente mayores en el enfriamiento por aire, sin embargo, este motor todavía tiene una mejor eficiencia que un motor estándar. Los cálculos de los parámetros del motor en esta versión se aplican igual que en la primera versión. Utilizando las mismas fórmulas que en el motor "Versión I", la presión de escape $P_x = 1,84$ bares y la temperatura de escape $T_x = 554^\circ\text{K}$.

La **Fig. 4** ilustra esquemáticamente la cuarta modalidad **20** "Versión III" de un ejemplo de un motor de combustión interna de cuatro tiempos y un solo cilindro con compresión pre-enfriada por aire **20**. Esta versión es similar a la modalidad de la "Versión I" **20**. El motor **1** comprende de un compresor pre-etapa **2**, un cilindro de combustión **8** y un intercambiador de calor enfriador de aire **4**. En esta modalidad, el cilindro de combustión **8** y el compresor **2** están conectados al mismo cigüeñal **9** y al volante **17**. Debido al proceso de combustión de cuatro tiempos **19**, el compresor **2** completará dos tiempos de compresión para cada tiempo completo de combustión. Por lo tanto, durante cada tiempo de combustión, el compresor **2** aspirará y comprimirá un volumen de aire igual al doble de su volumen de cilindro. Luego, el aire se enfría en el radiador intercambiador de calor de enfriamiento de aire **4** y luego se deja expandir en el depósito de volumen de expansión **6**, en cuyo lugar se permite que la temperatura y la presión del aire comprimido caigan precipitadamente a través de un paso hueco de expansión (no mostrado) antes de la admisión del motor.

La **Fig. 5**, es un ejemplo de diagrama de proceso de combustión de cuatro tiempos de cilindro único **19** para la cuarta forma de modalidad "Versión III". Comprende en sus tiempos un proceso normal de admisión **11** (180°), compresión **14**, expansión **12** y escape **15**, con una relación de compresión RC **10** de 24: 1.

Las **Figs. 9 y 9A** representan el diagrama P-V de un motor CWPSC "Versión III" de 1 litro con relación de compresión CR (RC) = 24, con el fin de compararlo con un motor estándar o un motor "hipotético" estándar, donde:

- a- trabajo ganado por el motor en la compresión = $3,275\text{PV/tiempo}$,
- b- trabajo obtenido por el motor en la expansión = $8,81\text{PV/tiempo}$,
- c- trabajo que no puede ser capturado en el escape y se pierde = $1,245\text{PV/tiempo}$,
- d- calor aplicado al motor al quemar combustible que aumenta la presión 2,5 veces,
- e- equilibrio de trabajo ganado por el motor = $3,81\text{PV/tiempo}$,
- f- trabajo perdido en compresión de aire pre-admisión = $1,730\text{PV/tiempo}$.

La eficiencia simplificada de este motor es: $E = 3,81/5,055 = 75\%$.

Comparaciones de eficiencia entre motores "estándar" y "CWPSC"

Las **Figs. 6 y 6A** son diagramas P-V ejemplares para un proceso estándar de combustión de cuatro tiempos de un cilindro único **42** con una relación de compresión CR (RC) = 8 y un volumen de cilindro de motor $V_e = 1$ litro. El volumen hipotético del motor de expansión de 2,02 litros representa un volumen de expansión inexistente en el cual el cilindro del motor tendría que expandirse para que la presión de escape de gas sea igual a 1 bar, y no se pueda extraer más trabajo, a pesar del valor que tenga la temperatura de escape T_{ex} en ese punto. Este diagrama P-V representa el trabajo obtenido por 1 ciclo completo del motor o 2 rotaciones completas del cigüeñal para un tamaño de volumen total

del motor igual a 1 litro. Cálculo de un volumen de motor V_{ex} inexistente para que la presión del gas de escape alcance 1 Bar, o presión atmosférica:

$$P_i(V_i)^{1.3} = P_a(V_{ex})^{1.3}$$

$$(37,3)(0,125)^{1.3} = 1(V_{ex})^{1.3}$$

$V_{ex} = 2,02$ Litros

Y aplicando la fórmula la Ley general de los gases justo antes del proceso de escape, podemos calcular la temperatura hipotética del gas de escape T_{ex} para un volumen de motor inexistente de 2,02 litros:

$$P_i V_i / T_i = P_a V_{ex} / T_{ex}$$

$$(37,3)(0,125) / 1.400 = (1)(2,02) / T_{ex}$$

$T_{ex} = 607^\circ K$

Donde, V_{ex} – es un volumen hipotético que el cilindro del motor tuvo que expandir para capturar todo el trabajo posible donde P_a es la presión atmosférica.

La eficiencia simplificada de este motor, que es la relación del trabajo ganado sobre la suma del trabajo total ganado y el trabajo perdido en el hipotético volumen del motor de expansión de 2,02 litros, según este diagrama P-V es solo del 61%. Esta fórmula simplificada de eficiencia calculada no tiene en cuenta las pérdidas que se producen por la fricción, el calor perdido en el motor y la temperatura de calor del gas de escape después de haber alcanzado la presión atmosférica de 1 bar, una temperatura como se demostró anteriormente desde el hipotético volumen del motor hasta ser $607^\circ K$ o $334^\circ C$, porque ese gas no puede realizar más trabajo a pesar del calor que contiene.

Las **Figs. 7 y 7A** son diagramas PV ejemplares para un hipotético proceso estándar de combustión de cuatro tiempos de cilindro único **43** con una relación de compresión CR (RC) = 24, que no tiene en cuenta la temperatura de autoencendido del combustible, suponiendo que pueda existir, y con un volumen de cilindro del motor tamaño $V_e = 1$ litro. La razón de analizar este motor es comparar las eficiencias de este supuesto motor con el rendimiento de un motor estándar de cuatro tiempos y el rendimiento de un motor "CWPSC" de cuatro tiempos. De hecho, este motor debe tener todas las características de un motor Diésel que comprime solo el aire y la temperatura de autoencendido del combustible no es una preocupación. La eficiencia simplificada de este motor es de aproximadamente el 75%.

Las **Figs. 8, 8A, 9 y 9A** son diagramas PV ejemplares de un proceso de combustión de cuatro tiempos de un motor de cilindro único "CWPSC" **43 a 46**, para las versiones: "Versión I", "Versión II" y "Versión III", con una relación de compresión respectiva CR = 24. Como se puede ver en los diagramas PV, todas las eficiencias simplificadas de estos motores son mucho más altas que la eficiencia de un motor estándar de cuatro tiempos con una eficiencia del 61% e igual ("Versión III" solamente) o superior que el de un hipotético motor de cuatro tiempos (que en realidad es un diagrama de aire comprimido en un motor Diésel) y que tiene una eficiencia simplificada de aproximadamente el 75%.

Como se ilustra en los diagramas P-V anteriores, la eficiencia del motor "CWPSC" de cuatro tiempos no solo excede la del motor SI-ICE estándar, sino que también iguala o excede la eficiencia de los motores Diésel. Este es un logro notable, que distingue claramente los motores "CWPSC" de todos los otros motores SI-ICE, que en realidad tienen mucha menos eficiencia que los motores Diésel.

La característica clave de la presente invención es el enfriamiento del aire comprimido antes de su inyección en los cilindros de combustión. Esto permite que el motor se ajuste en términos de temperatura de compresión de pre-encendido T_i y presión P_i para que sea adaptable a diversas relaciones de compresión y combustibles. Con la velocidad de enfriamiento regulada por una CPU, el motor se puede ajustar a un rango de relaciones de compresión y puede acomodar una variedad de combustibles. Esta aplicación se puede extender a todos los demás motores, incluidos los motores Diésel, debido a la mayor eficiencia en el motor "CWPSC".

Aunque las modalidades preferidas de la presente invención se han descrito con fines ilustrativos, los expertos en la materia apreciarán que son posibles muchas adiciones, modificaciones y sustituciones, sin apartarse de la presente invención tal como se define en las declaraciones adjuntas.

Como se usa aquí anteriormente y en las siguientes reivindicaciones, el término Punto muerto superior TDC (PMS) significa la posición más cercana del pistón a la culata, y el término Punto muerto inferior BDC (PMI) significa la posición más lejana del pistón desde la culata. Volumen total del cilindro significa el volumen del cilindro de TDC (PMS) a BDC (PMI).

REIVINDICACIONES

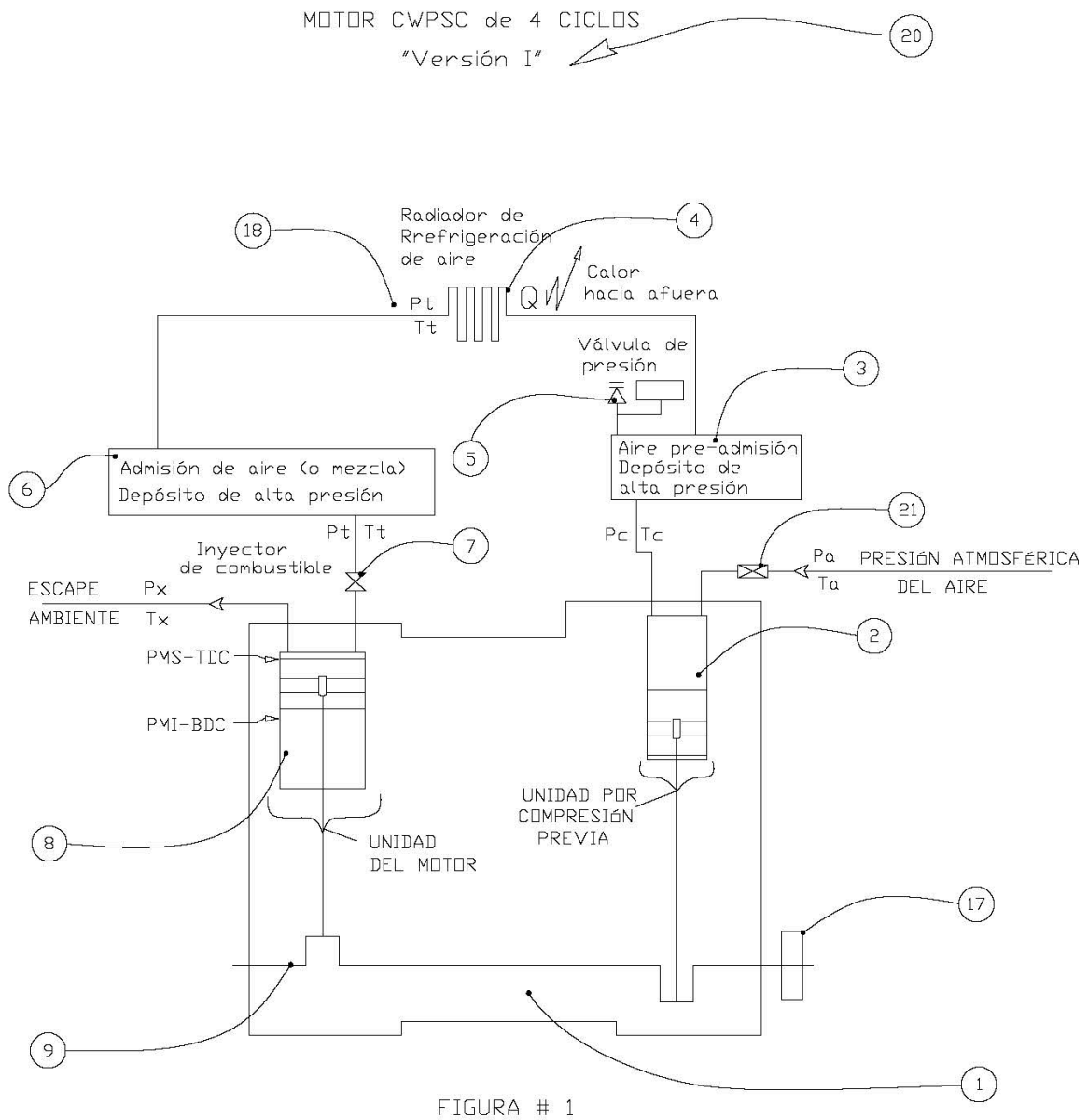
1. Un motor de combustión interna de cuatro tiempos de encendido por chispa, que comprende:

- 5 uno o más cilindros de combustión, cada cilindro tiene un volumen total del cilindro, un volumen de la cámara de combustión, un volumen de admisión, un punto muerto superior TDC (PMS) y un punto muerto inferior BDC (PMI), y cada cilindro contiene un pistón axialmente alternativo conectado mecánicamente a un cigüeñal y un volante, en el que cada cilindro ejecuta un proceso de combustión de cuatro tiempos, que comprende un tiempo de admisión, durante el cual el pistón se mueve axialmente hacia el BDC (PMI) del cilindro y extrae el volumen de admisión de una mezcla de aire y combustible en el cilindro, seguido por un tiempo de compresión, durante el cual el pistón se mueve axialmente hacia el TDC (PMS) del cilindro y comprime la mezcla de aire y combustible a un volumen de compresión pre-encendido, una presión de compresión pre-encendido y una temperatura de compresión pre-encendido, seguido de un encendido por chispa de la mezcla de aire y combustible, que impulsa el pistón hacia el BDC (PMI) del cilindro en un tiempo de expansión, seguido de un tiempo de escape, durante el cual el pistón se mueve hacia el TDC (PMS) del cilindro y expulsa un gas de escape del cilindro antes del siguiente ciclo de admisión, y donde el volumen del cilindro es el volumen dentro del cilindro cuando el pistón está en el BDC (PMI, punto muerto inferior) y el volumen de la cámara de combustión es el volumen del cilindro dentro del cilindro cuando el pistón está en TDC (PMS) (punto muerto superior), y en donde una relación del volumen del cilindro al volumen de la cámara de combustión define la relación de compresión;
- 10
- 15
- 20 uno o más compresores de aire pre-etapa, cada compresor tiene un volumen de aire de compresor, en el que cada compresor comprime el volumen de aire del compresor de aire del ambiente a una presión atmosférica y a una temperatura ambiente del aire, para generar un volumen de aire de pre-admisión presurizado que tiene una temperatura de aire de pre-admisión y una presión de aire de pre-admisión de más de 2.1 bares;
- 25
- 30 uno o más intercambiadores de calor, en los que el volumen de aire de pre-admisión presurizado se enfría, sin expansión de volumen, a una presión de aire de admisión de más de 1,8 bares y a una temperatura del aire de admisión, que es al menos 50°C por debajo de la temperatura del aire pre-admisión, para producir un volumen de aire de admisión, que se mezcla con un combustible que tiene una temperatura de autoencendido, para constituir el volumen de admisión de uno de los cilindros;
- 35
- 40 donde los intercambiadores de calor están regulados para que la temperatura del aire de admisión permanezca constante, independientemente de la temperatura del aire en el ambiente, y
- 45 donde el volumen de aire de admisión se expande dentro del cilindro de combustión durante un intervalo del tiempo de admisión en el que el pistón se acerca al BDC (PMI) del cilindro, de modo que el volumen de admisión de cada uno de los cilindros de combustión se enfría a una temperatura de admisión fría de al menos 50°C por debajo de la temperatura del aire de admisión, y en el que la expansión del volumen de aire de admisión en el cilindro de combustión está regulada de modo que la temperatura de admisión fría sea lo suficientemente baja como para que la temperatura de compresión pre-encendido en la relación de compresión designada sea inferior a la temperatura de autoencendido del combustible.

2. El motor de la reivindicación 1, en el que los intercambiadores de calor están regulados para que la temperatura del aire de admisión pueda ajustarse para alcanzar cualquiera de las múltiples temperaturas alternativas de compresión pre-encendido, y en el que cada temperatura alternativa de compresión pre-encendido corresponde a una de las múltiples relaciones de compresión alternativas designadas, o una de las múltiples temperaturas alternativas de autoencendido del combustible, o una combinación de una de las múltiples relaciones de compresión alternativas designadas y una de las múltiples temperaturas alternativas de autoencendido del combustible.

- 50 3. El motor de cualquiera de las reivindicaciones 1 o 2, en el que cada uno de los compresores de aire pre-etapa comprende un cilindro compresor y un pistón compresor, y en el que el cilindro compresor tiene un volumen total de cilindro, un TDC (PMS) y un BDC (PMI), y el pistón compresor es conectado mecánicamente al cigüeñal y al volante, y en el que cada uno de los cilindros del compresor ejecuta, simultáneamente con el proceso de combustión de cuatro tiempos, un proceso de compresión de cuatro etapas, que comprende una primera etapa de admisión del compresor, durante la cual el pistón del compresor se mueve axialmente hacia el BDC (PMI) del cilindro del compresor y extrae un primer volumen parcial de aire ambiente, igual al volumen de aire del compresor e igual al volumen total del cilindro del compresor, hacia el cilindro del compresor, seguido de una primera etapa de compresión del compresor, durante la cual el pistón del compresor se mueve axialmente hacia el TDC (PMS) del cilindro del compresor y comprime el primer volumen parcial de aire ambiente en un depósito de aire de pre-admisión, seguido por una segunda etapa de admisión del compresor, durante la cual el pistón del compresor se mueve axialmente hacia el BDC (PMI) del cilindro del compresor y extrae un segundo volumen parcial de aire ambiente, igual al volumen de aire del compresor e igual al volumen total del cilindro del compresor, hacia dentro del cilindro del compresor, seguido de una segunda etapa de compresión del compresor, durante la cual el pistón del compresor se mueve axialmente hacia el TDC (PMS) del cilindro del compresor y comprime el segundo volumen parcial de aire ambiente en el depósito de aire de pre-admisión, y en el que el primer volumen parcial comprimido y el segundo volumen parcial comprimido de aire ambiente se combinan en el depósito de aire de pre-admisión para comprender el volumen de aire presurizado pre-admisión.
- 55
- 60
- 65

4. El motor de la reivindicación 3, en donde el volumen total del cilindro de cada uno de los cilindros del compresor es la mitad del volumen total del cilindro de cada uno de los cilindros de combustión.
- 5 5. El motor de la reivindicación 4, en donde el volumen de admisión de cada cilindro de combustión es menos de la mitad del volumen total del cilindro de cada uno de los cilindros de combustión, y en donde el ciclo de admisión de cada cilindro de combustión termina antes de que el pistón del cilindro de combustión alcance el BDC (PMI) del cilindro de combustión.
- 10 6. El motor de la reivindicación 1, en donde el volumen de aire de admisión se expande en un depósito de aire de admisión, de modo que el volumen de admisión de cada uno de los cilindros de combustión se enfría a una temperatura de admisión fría de al menos 50°C por debajo de la temperatura del aire de admisión, y en donde la expansión del volumen de aire de admisión en el depósito de aire de admisión está regulada de modo que la temperatura de admisión fría sea lo suficientemente baja como para que la temperatura de compresión pre-encendido en la relación de compresión designada esté por debajo de la temperatura de autoencendido del combustible.
- 15 7. El motor de la reivindicación 1, en el que algunos o todos los compresores de aire pre-etapa son compresores de aire axiales, y en el que el gas de escape de cada uno de los cilindros de combustión se conduce, durante el tiempo de escape del cilindro de combustión, a una turbina de escape, tal que la expansión de los gases de escape impulsa la turbina de escape, y tal que las turbinas de escape recuperan energía del gas de escape.
- 20



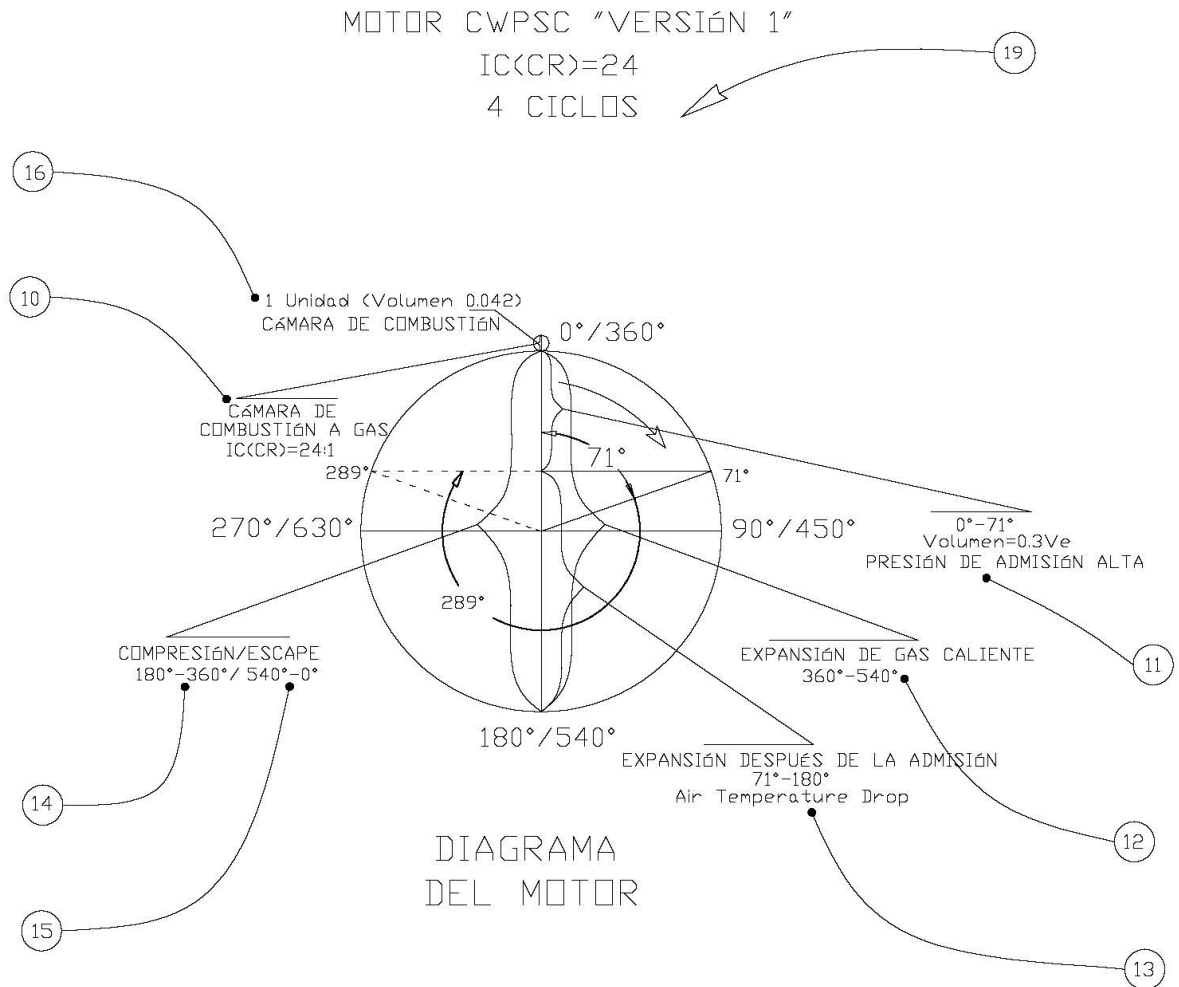


FIGURA # 2

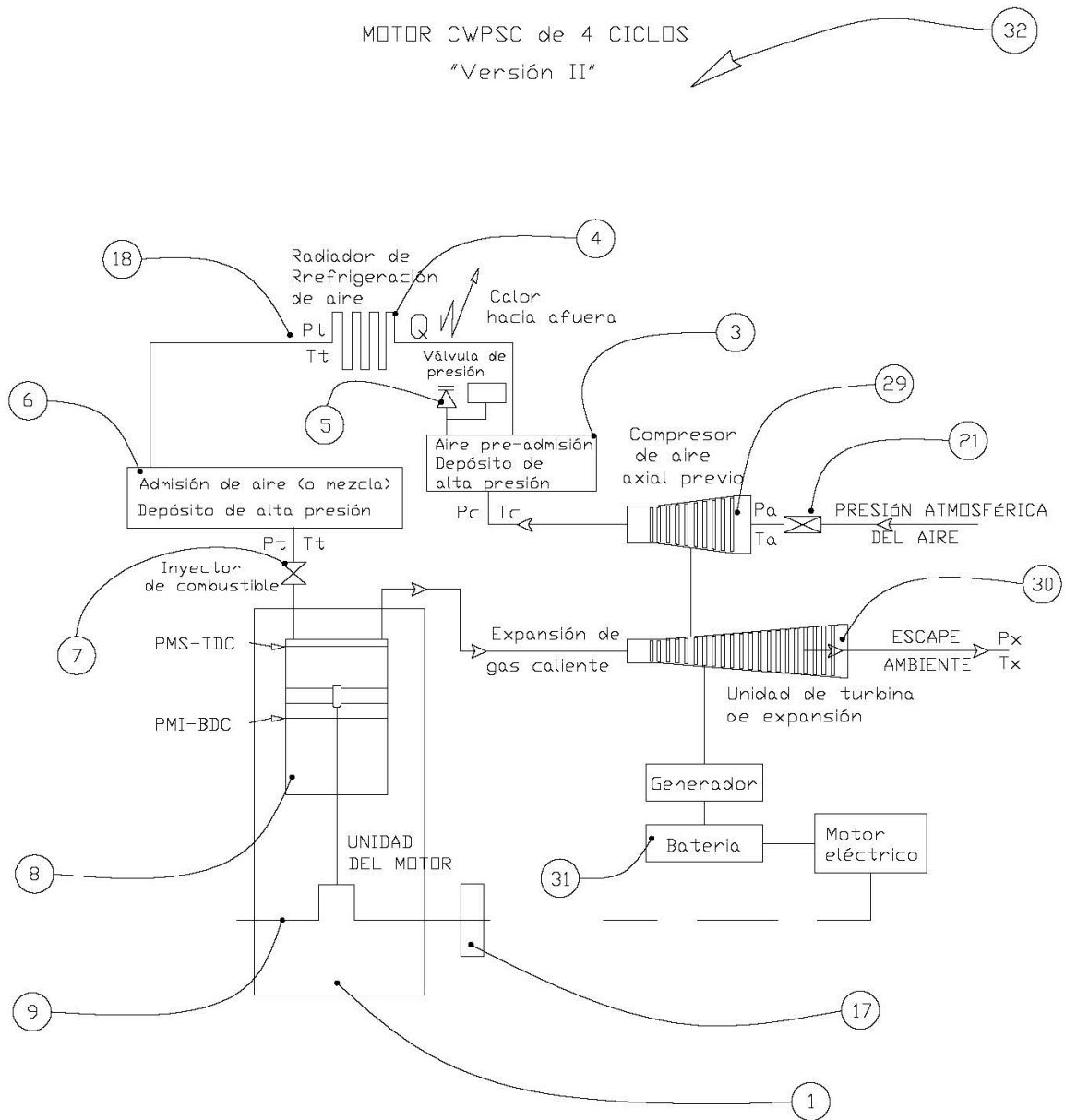


FIGURA # 3

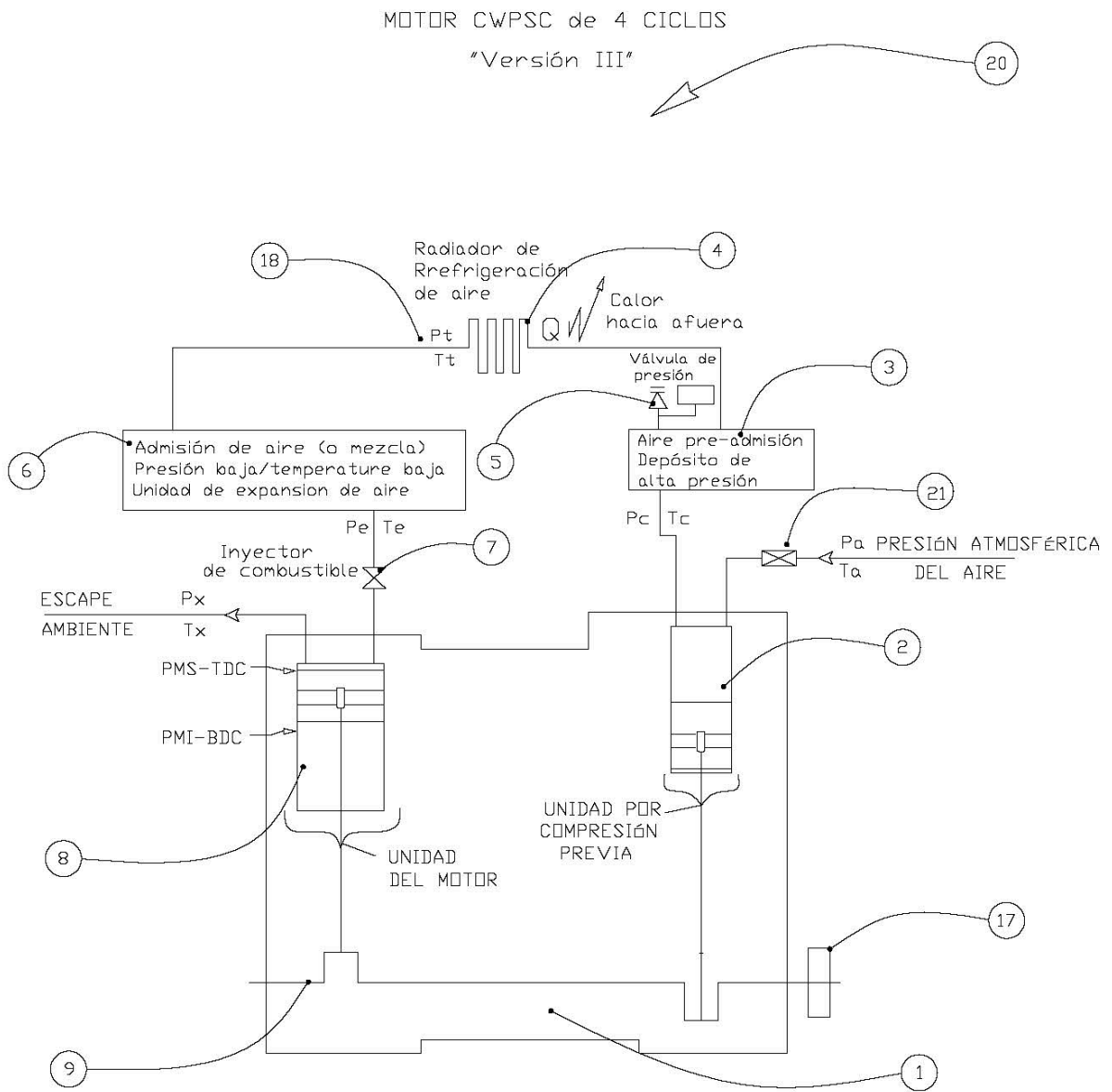


FIGURA # 4

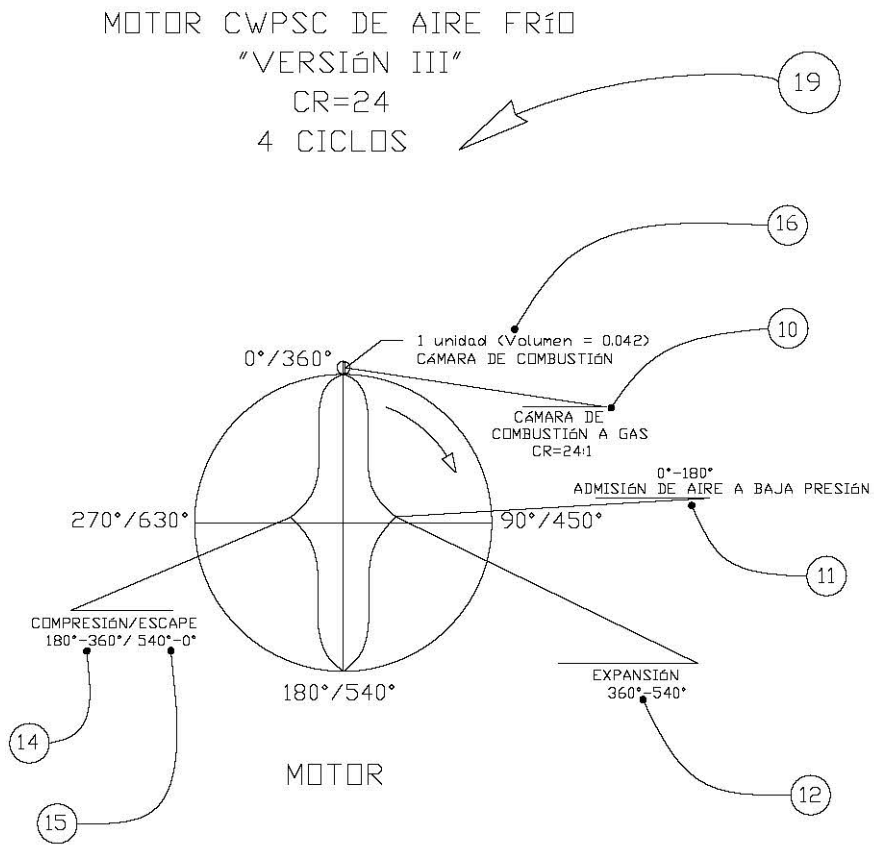
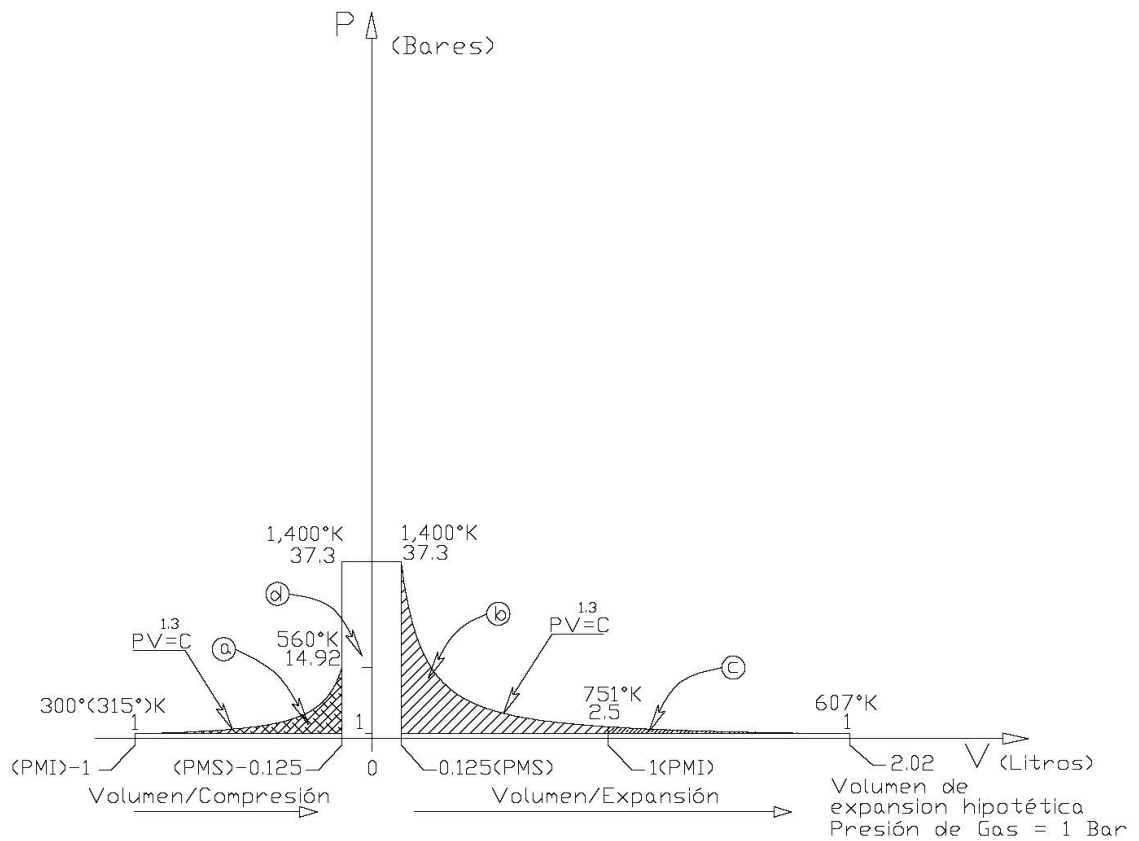


FIGURA # 5

42

MOTOR ESTÁNDAR 1 litro de 4 CICLOS
IDC(CR)=8 TEMPERATURA=27°C

MOTOR ESTÁNDAR DE 4 CICLOS
IDC(CR) = 8
DIAGRAMA P-V



Escala: Presión 0.02 Unidades = 1 Bar (1:50)
Escala: Volumen 1 Unidad = 1 Litro (1:1)

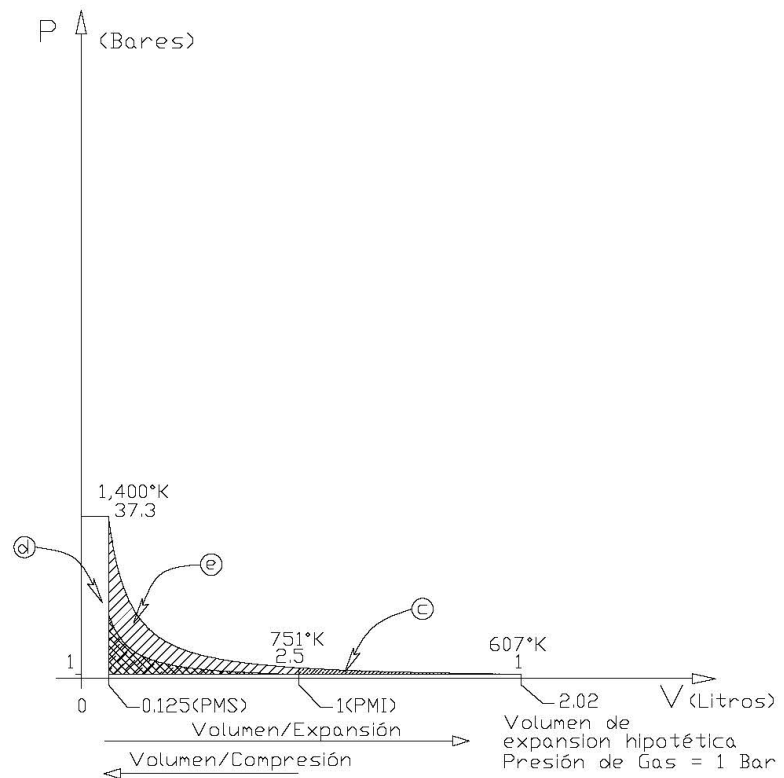
FIGURA # 6

EP 3 114 336 B1

42

MOTOR ESTÁNDAR 1 litro de 4 CICLOS
IDC(CR)=8 TEMPERATURA=27°C

MOTOR ESTÁNDAR DE 4 CICLOS
IDC(CR) = 8
DIAGRAMA SUPERIMPUESTA P-V



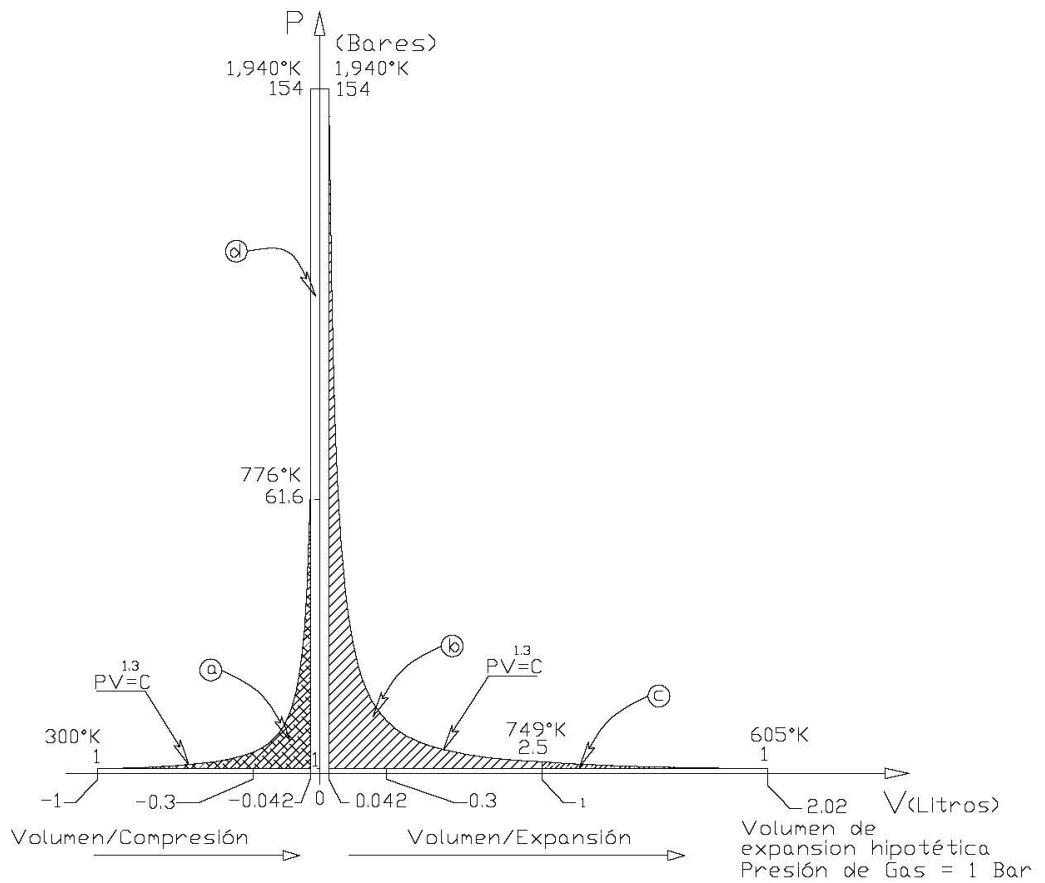
Escala: Presión 0.02 Unidades = 1 Bar (1:50)
Escala: Volumen 1 Unidad = 1 Litro (1:1)

FIGURA # 6A

MOTOR HIPOTÉTICO ESTÁNDAR DE 4 CICLOS 1 LITROS
funcionando con un índice de compresión=24
y temperatura=27° Celsius

43

MOTOR HIPOTÉTICO ESTÁNDAR DE 4 CICLOS
IDC(CR) = 24
DIAGRAMA P-V



Escala: Presión 0.02 Unidades = 1 Bar (1:50)

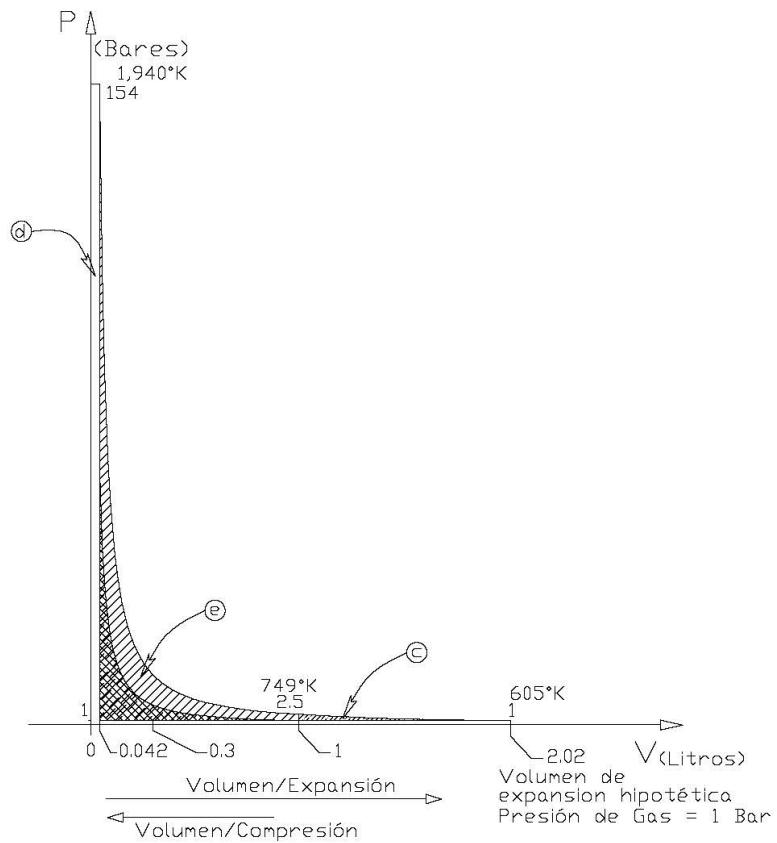
Escala: Volumen 1 Unidad = 1 Litro (1:1)

FIGURA # 7

MOTOR HIPOTÉTICO ESTÁNDAR DE 4 CICLOS 1 LITROS
funcionando con un índice de compresión=24
y temperatura=27° Celsius

43

MOTOR HIPOTÉTICO ESTÁNDAR DE 4 CICLOS
IDC(CR) = 24
DIAGRAMA SUPERIMPUEST P-V



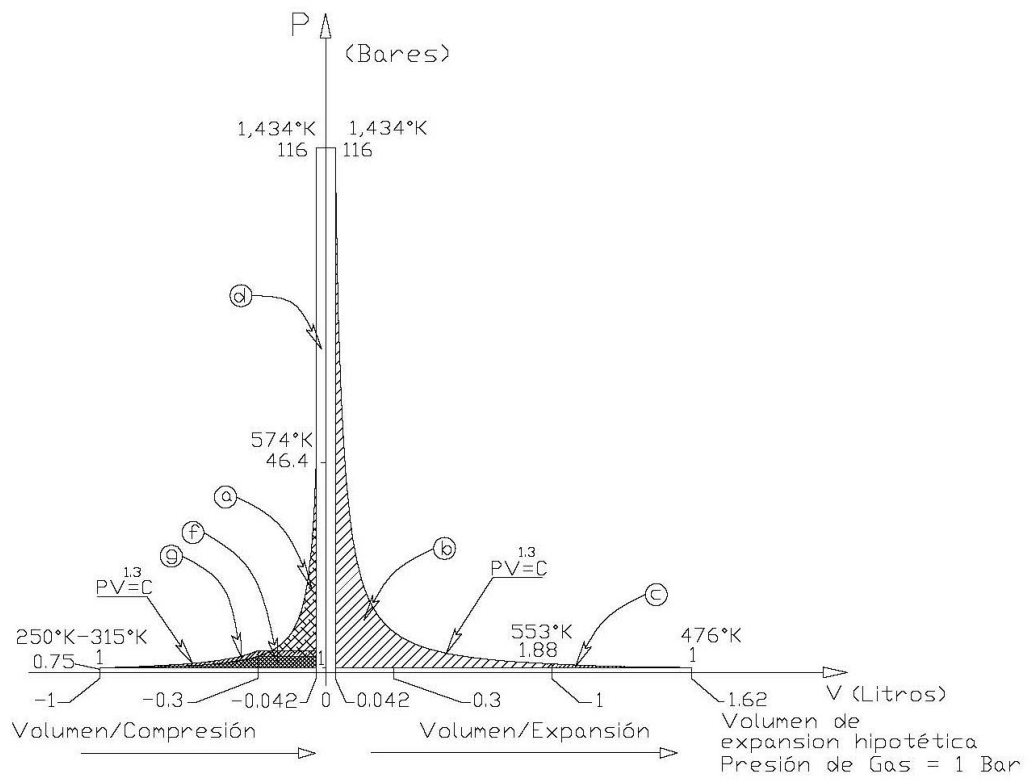
Escala: Presión 0.02 Unidades = 1 Bar (1:50)
Escala: Volumen 1 Unidad = 1 Litro (1:1)

FIGURA # 7A

44

MOTOR CWPSC DE 4 CICLOS y 1L "Versión I"
IDC<CR=24 TODA TEMPERATURE AMBIENTE

MOTOR CALIENTE CWPSC DE 4 CICLOS
IDC<CR) = 24
DIAGRAMA P-V

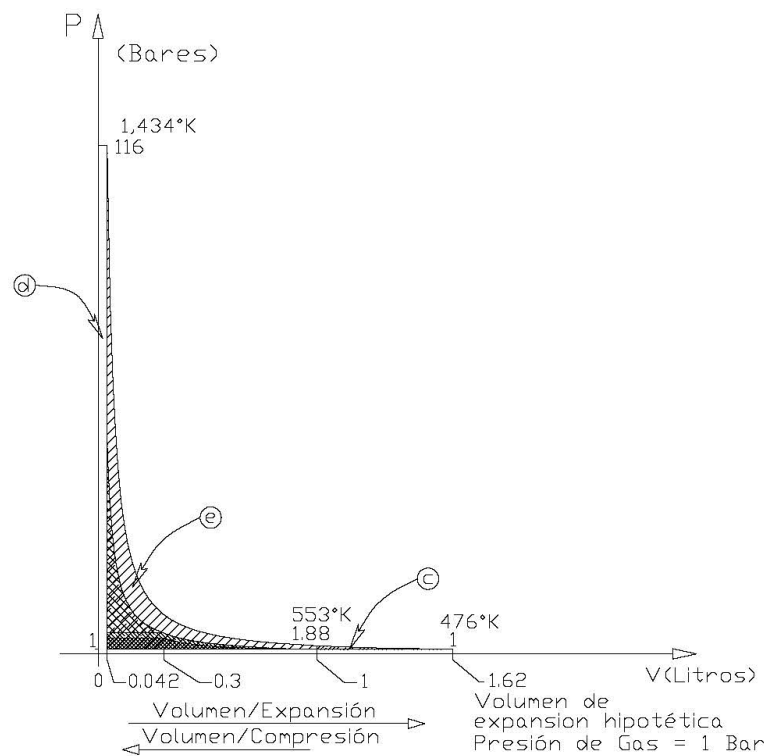


Escala: Presión 0.02 Unidades = 1 Bar (1:50)
Escala: Volumen 1 Unidad = 1 Litro (1:1)

FIGURA # 8

MOTOR CWPSC DE 4 CICLOS y 1L "Versión I"
IDC(CR)=24 TODA TEMPERATURE AMBIENTE

MOTOR CALIENTE CWPSC DE 4 CICLOS
IDC(CR) = 24
DIAGRAMA SUPERIMPUEST P-V



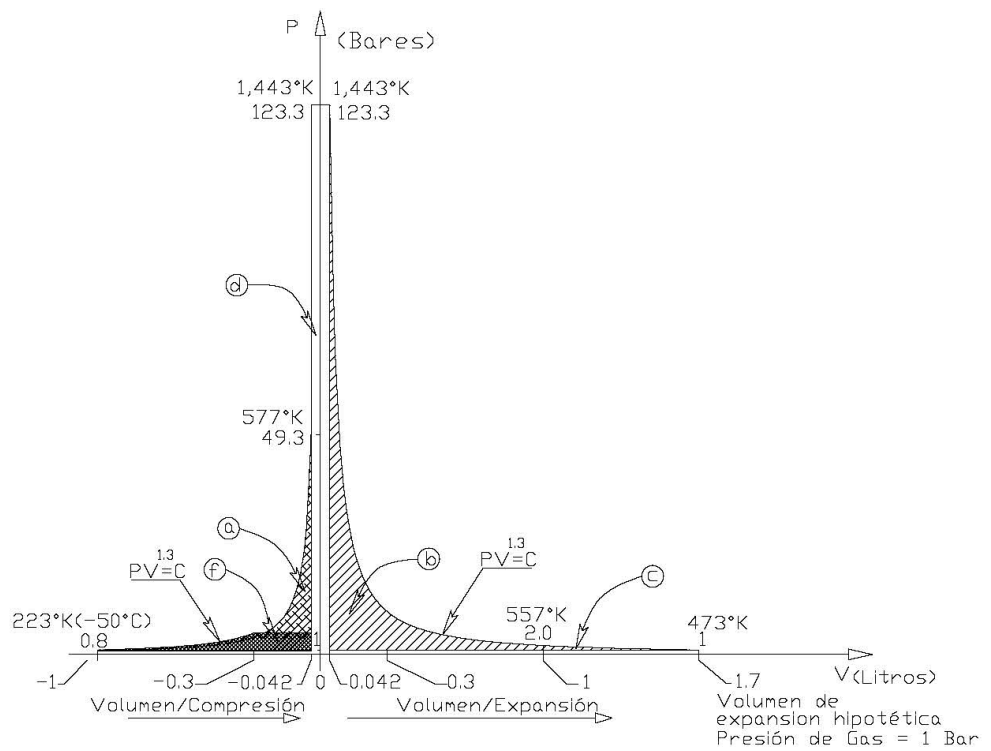
Escala: Presión 0.02 Unidades = 1 Bar (1:50)
Escala: Volumen 1 Unidad = 1 Litro (1:1)

FIGURA # 8A

46

MOTOR CWPSC DE AIRE FRIO 1L DE 4 CICLOS "Versión III)"
IDC(CR)=24, TODA TEMPERATURE AMBIENTE

MOTOR DE MARCHA DE AIRE FRIO CWPSC DE 4 CICLOS
IDC(CR) = 24
DIAGRAMA P-V



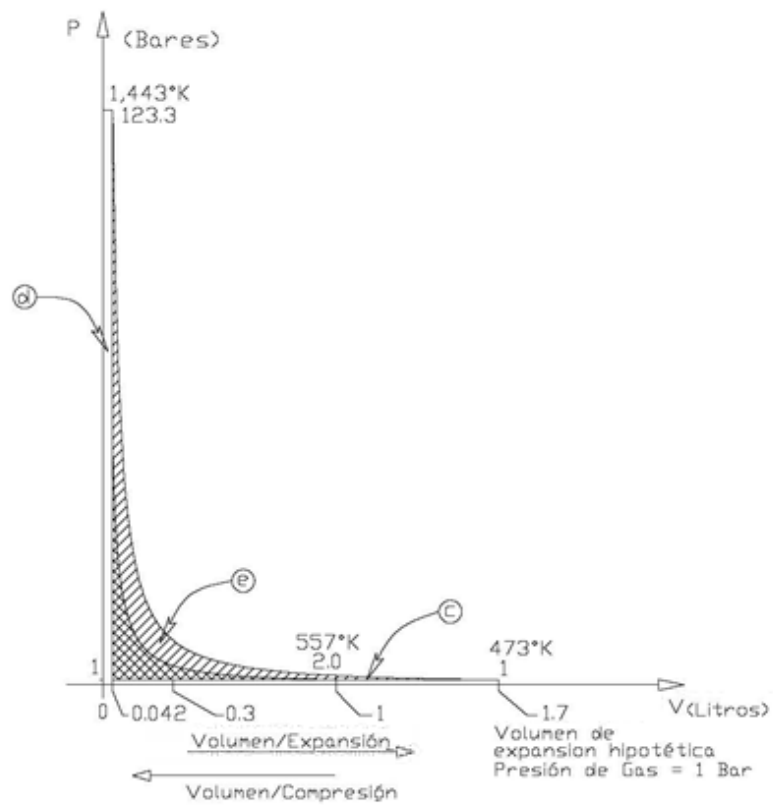
Escala: Presión 0.02 Unidades = 1 Bar (1:50)
Escala: Volumen 1 Unidad = 1 Litro (1:1)

FIGURA # 9

46

MOTOR CWPSC DE AIRE FRIO 1L DE 4 CICLOS "Versión III)"
IDC(CR)=24, TODA TEMPERATURE AMBIENTE

MOTOR DE MARCHA DE AIRE FRIO CWPSC DE 4 CICLOS
IDC(CR) = 24
DIAGRAMA SUPERIMPUEST P-V



Escala: Presión 0.02 Unidades = 1 Bar (1:50)
Escala: Volumen 1 Unidad = 1 Litro (1:1)

FIGURA # 9A