



*Universidad Nacional de La Plata
Facultad de Ciencias Agrarias y Forestales*

MOTORES DIESEL: CICLO IDEAL Y DIAGRAMA INDICADO

Prof. Laura Draghi (Curso Mecánica
Aplicada)

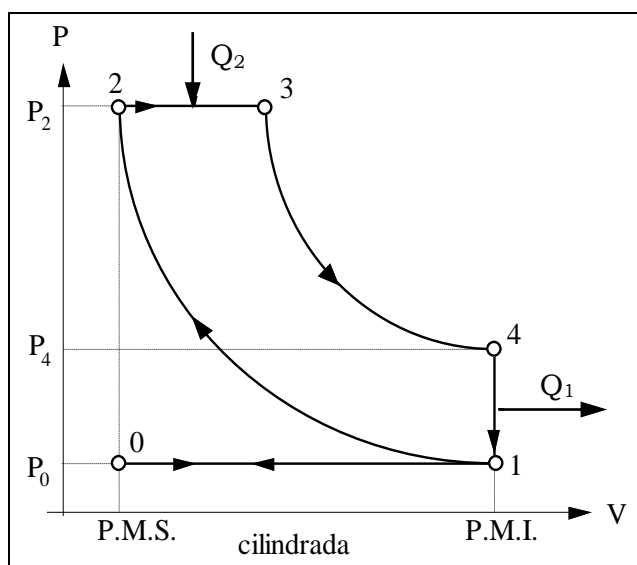
Prof. Roberto Filgueira (Curso de
Física Aplicada)

2015

CICLO DIESEL IDEAL

Antes de intentar un análisis más acertado de las complejas transformaciones que ocurren en el interior de una máquina térmica que convierte la energía química del combustible en trabajo útil, es útil realizar una aproximación teórica, considerando algunas simplificaciones que facilitan la comprensión básica de su funcionamiento.

Por ello se representará el funcionamiento ideal de un motor diesel de cuatro tiempos considerando que el fluido es aire puro, que se comporta como un gas perfecto. El análisis se hará sobre un motor de cuatro tiempos, el cual necesita dar dos vueltas completas del cigüeñal para realizar un ciclo completo (cuatro carreras).



El principio de funcionamiento de los motores Diesel consiste en: admitir la mayor cantidad de aire como sea posible, comprimirlo suficientemente como para generar una presión y temperatura tales que al introducir combustible finamente pulverizado, se combusione rápidamente y producto de la misma se genere trabajo mecánico sostenido en el tiempo. Para ello es necesario que ocurran una serie de transformaciones termodinámicas del fluido que en el caso del ciclo diesel son:

0-1.- Admisión (*Isobárica*): La válvula de admisión se abre instantáneamente en el PMS y mientras el pistón desciende hacia el PMI admite el aire desde el exterior de manera que durante la admisión se supone que el cilindro se llena totalmente de aire que circula sin rozamiento alguno por los conductos de admisión. Se considera entonces que la presión se mantiene constante e igual a la presión atmosférica.

1-2.- Compresión (*Adiabática*): Una vez que el pistón llega al PMI se cierra la válvula de admisión y comienza nuevamente el ascenso del pistón. Durante esta carrera el aire es comprimido hasta ocupar el volumen correspondiente a la cámara de combustión. Esta transformación es *adiabática*, es decir sin intercambio de calor con el medio externo, por realizarse en un tiempo muy corto. La temperatura alcanzada al finalizar la compresión supera los 600 °C debido a que el volumen del aire que entra se reduce significativamente alcanzándose la temperatura necesaria para producir la autoinflamación del combustible sin necesidad de chispa eléctrica. El aire se comprime desde un volumen V_1 , que incluye la cilindrada y la cámara de combustión, hasta uno V_2 , que sólo expresa la cámara de combustión, según lo que se denomina relación de compresión:

$$rc = \frac{V_1}{V_2} = \frac{V_{cil} + v_{cc}}{v_{cc}} = \frac{V_{cil}}{v_{cc}} + 1$$

Donde v_{cc} es el volumen de la cámara de combustión y V_{cil} es el volumen del cilindro.

Los motores Diesel de tractores tienen una relación de compresión que varía entre 16:1 a 22:1.

Si durante la compresión el sistema no intercambia calor con su entorno (proceso adiabático), el producto entre la presión y el volumen, elevado a un coeficiente, también se mantiene constante según la expresión:

$$PV^\gamma = cte$$

Donde el coeficiente γ es el cociente entre el calor molar a presión constante (C_p) y el calor molar a volumen constante (C_v).

Si el fluido es aire puro, que suponemos que se comporta como un gas perfecto, los calores específicos son considerados constantes e iguales a los del aire en condiciones normales de 15 °C de temperatura y una atmósfera de presión, tendremos:

$$C_p = 0,241 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} = 6,99 \text{ cal/mol } ^\circ\text{C} = 29,3 \text{ J/mol } ^\circ\text{C}$$

$$C_v = 0,172 \text{ kcal/kg } ^\circ\text{C} = 4,99 \text{ cal/mol } ^\circ\text{C} = 20,9 \text{ J/mol } ^\circ\text{C}$$

$$\text{y el cociente entre ellos } \gamma = C_p/C_v = 1,4.$$

Al finalizar la compresión, la presión y temperatura que alcanza el aire pueden calcularse según las ecuaciones:

$$P_2 = P_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^\gamma$$

$$T_2 = T_1 \left(\frac{V_1}{V_2} \right)^{\gamma-1} = T_1 rc^{\gamma-1}$$

Donde los subíndices 1 y 2 significan inicial y final, respectivamente.

2-3.- Inyección y combustión (*Isobárica*): La inyección de combustible a muy alta presión y finamente pulverizado, se produce cuando el pistón alcanza el PMS. El poder calorífico del combustible aporta el calor de entrada (Q_2) y la combustión se mantiene a presión constante. El punto V3 es donde comienza la verdadera expansión de los gases, con marcada caída de la presión y gran aumento de volumen, ya que el pistón desciende hacia el punto muerto inferior. La relación entre V_3/V_2 es lo que se llama relación de inyección (RI).

3-4.- Terminada la combustión, el pistón desciende hacia el PMI y la presión alcanzada actúa sobre la superficie del pistón generando la fuerza necesaria para producir trabajo. La expansión (3-4) es el único tiempo activo del motor. Al igual que la compresión, se supone que se realiza sin intercambio de calor con el medio exterior (muy rápida), por lo que se considera una *transformación adiabática*. La presión interna desciende a medida que el cilindro aumenta de volumen.

4-1.- Primera fase del escape (*Isócara*): En el PMI (punto 4) se abre instantáneamente la válvula de escape y se supone que los gases quemados salen tan rápidamente al exterior, que el pistón no se mueve, se puede considerar que la transformación que experimentan es

una a volumen constante. La presión en el cilindro baja hasta la presión atmosférica y una cantidad de calor Q1 no transformado en trabajo, es entregado a la atmósfera.

1-0.- Segunda fase del escape (*Isobárica*): Los gases residuales que quedan en el interior del cilindro son expulsados al exterior por el pistón durante su recorrido (1-0) hasta el PMS. Al llegar a él se supone que de forma instantánea se cierra la válvula de escape y se abre la de admisión para iniciar un nuevo ciclo. Como se supone que no hay pérdida de carga debida al rozamiento de los gases quemados al circular por los conductos de escape, la transformación (1-0) puede ser considerada como *isobárica*.

Rendimiento del ciclo Diesel

La segunda ley de la termodinámica expresa que ninguna máquina térmica es capaz de convertir en trabajo mecánico todo el calor aportado. Por ello, sólo una parte de la energía química aportada por el combustible es transformada en trabajo y esta proporción representa el rendimiento térmico del motor. Así puede definirse como la razón entre el trabajo generado en el ciclo ideal y el equivalente en trabajo del calor gastado para generarlo.

$$\eta_t = \frac{\text{calor entregado} - \text{calor expulsado}}{\text{calor entregado}} \Rightarrow$$

$$\text{Calor entregado ó suministrado } Q_2 = m C_p (T_3 - T_2)$$

$$\text{Calor expulsado ó cedido } Q_1 = m C_v (T_4 - T_1)$$

$$\eta_t = \frac{C_p(T_3 - T_2) - C_v(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{C_v(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)}$$

$$\text{Sabido que } \frac{C_p}{C_v} = \gamma$$

$$\text{Que } \frac{V_3}{V_2} = RI \quad \frac{V_1}{V_2} = rc$$

$$P_2 = P_3 \quad \frac{V_2}{T_2} = \frac{V_3}{T_3}$$

$$V_1 = V_4$$

Puede llegar a deducirse la expresión del rendimiento térmico ideal del ciclo Diesel

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{rc^{\gamma-1}} \left[\frac{RI^\gamma - 1}{\gamma(RI - 1)} \right]$$

Puede verse que el rendimiento térmico guarda relación directa con la relación de compresión.

de la carrera de escape. Este adelanto en la apertura de la válvula de escape, provoca una pérdida de trabajo útil (área C), pérdida que sería mucho mayor si no se anticipara su apertura.

- La combustión no se produce a presión constante ni es instantánea, ya que aunque en el ciclo teórico se supone que la combustión se realiza instantáneamente y según una transformación a presión constante, en el ciclo real la combustión dura un cierto tiempo. Para compensar el tiempo de retardo de la combustión, se adelanta la inyección de combustible con respecto al PMS. Si la inyección tuviese lugar justamente en el PMS, la combustión y el pico de presión que genera el trabajo útil, ocurrirían mientras el pistón ya recorrió gran parte de su carrera, generando una gran pérdida de trabajo. Por ello se anticipa la inyección de forma que la combustión tenga lugar, en su mayor parte, cuando el pistón se encuentra en la proximidad del PMS lo que en el ciclo se representa por un redondeo de la isocora de introducción del calor, y por tanto, una pérdida de trabajo útil (área B) la cual resulta bastante menor que la que se tendría si la entrada de combustible se hiciera exactamente al finalizar la carrera de ascenso del pistón.

- Pérdidas por bombeo (área D): el ciclo teórico supone que tanto la admisión como el escape del aire se realizan a presión constante e igual a la atmosférica, sin rozamiento ninguno. En realidad el aire, como cualquier fluido que debe circular por conductos (múltiples de admisión y escape), encuentra resistencias a su avance debido al rozamiento entre sus moléculas y, fundamentalmente, entre ellas y las paredes de los conductos. Pueden determinarse a partir de las ecuaciones que rigen las pérdidas de carga de cualquier fluido. Dichas resistencias determinan que la velocidad de entrada del aire sea menor que la velocidad con que aumenta el volumen del cilindro por el descenso del pistón y se genera por lo tanto una depresión que será tanto mayor cuanto mayores sean las resistencias encontradas.

Esa pérdida de energía de presión debido al rozamiento, pérdidas de carga, depende fundamentalmente de la velocidad de circulación del fluido y causa una notable pérdida de trabajo útil, ya que el pistón debe vencer una depresión en la aspiración y una sobrepresión en la carrera de escape

Para conseguir que el ciclo indicado se acerque lo más posible al teórico, se actúa sobre la distribución adelantando y retrasando el instante de comienzo y de finalización de la entrada y salida de fluido operante del cilindro, con el propósito de conseguir un mejor llenado y evacuación de los gases. Estas variaciones son las siguientes:

- ❖ Adelanto en la apertura de la admisión (AAA). La válvula de admisión se abre antes de que el pistón llegue al PMS en su carrera de escape, contemplando que su apertura no puede resolverse instantáneamente, así se consigue que al inicio de la carrera de descenso del pistón, la válvula esté completamente abierta, evitando la estrangulación a la entrada del aire exterior. Se aprovecha la inercia del aire que entra para favorecer la completa expulsión de los gases producto de la combustión anterior.
- ❖ Retraso en el cierre de la admisión (RCA). La válvula se cierra un poco después de que el pistón alcanzó su PMI para aprovechar la inercia del aire que está entrando, la cual permite que la admisión se prolongue aún después de que el pistón sobrepasó el PMI.

- ❖ Adelanto en la apertura de escape (AAE). Consigue que la presión interna descienda antes, se pretende facilitar la expulsión completa de los gases residuales de la combustión que se extenderá durante toda la carrera de ascenso. Se trata de minimizar la pérdida de energía necesaria para realizar dicho escape (pérdidas por bombeo).
- ❖ Retraso en el cierre del escape (RCE). Consigue una mejor salida de los gases ya combustionados. La reducción de la sección que deben atravesar los gases (válvula de escape) genera una muy alta velocidad de salida, disminuyendo la presión en el interior del cilindro, generándose la succión necesaria para favorecer la entrada de aire fresco. Se debe minimizar el volumen de gases residuales que quedan en el interior del cilindro. La presencia de gases de combustión en el interior del cilindro disminuye la densidad del aire que entra ya que, debido a su elevada temperatura la mezcla de estos con el aire puro ocupa un volumen mayor que el que ocuparía el aire puro debido a su menor densidad.

El período en el cual las válvulas de admisión y escape están simultáneamente abiertas, se denomina cruce de válvulas. Durante el mismo, se aprovecha la inercia creada por el aire en los múltiplos de admisión y escape para facilitar tanto la entrada del aire en la admisión como el escape de los gases residuales.

A partir de la construcción del diagrama indicado puede obtenerse la presión media indicada que es una presión constante, hipotética, a la cual el motor podría entregar el mismo trabajo neto que en realidad genera. La diferencia entre el trabajo positivo y el trabajo negativo del ciclo, se conoce como trabajo neto.

$$W (+) - W (-) = W_{\text{neto}}$$

Dividiendo el área correspondiente al trabajo neto por el volumen de cilindrada, se obtiene el valor de la presión media indicada:

$$p_{mi} = \frac{W_{\text{neto}}}{\text{volumen}}, \text{ que será utilizada para calcular el valor de la potencia indicada (Pi).}$$

La potencia representa la relación entre el trabajo generado y el tiempo empleado en generarlo, y puede expresarse como:

$$P_i = \frac{(W)_{\text{ciclo}}}{(\text{Tiempo})_{\text{ciclo}}} = \frac{F * d}{2/n} = \frac{p_{mi} * s * c}{2/n} = p_{mi} * V_{cil} * n / 2$$

Donde:

W = trabajo

En el caso de un motor de cuatro tiempos, se necesitan dos vueltas del cigüeñal para realizar un ciclo completo, por lo tanto el tiempo para realizar un ciclo, vale 2/n

F = fuerza

d = distancia a través de la cual actúa la fuerza

s = superficie del pistón

c = carrera del pistón, distancia entre el PMS y el PMI

V_{cil} = volumen de cilindrada (producto de la superficie del pistón y la carrera entre sus puntos muertos)

Finalmente, hay tres términos que determinan la potencia de un motor de combustión interna que son:

La presión media indicada, p_{mi} = que se conoce con el nombre de "factor térmico"

El volumen de cilindrada, V_{cil} = que es el factor "factor geométrico"

El régimen de rotación alcanzado = que es el "factor dinámico"

Eficiencias ó rendimientos

El cociente entre la potencia indicada y la potencia térmica del combustible, es el *rendimiento térmico indicado*.

$$\eta_{ii} = \frac{P_i}{P_t}$$

$$P_t (kW) = \frac{Ch(l/h) \rho(kg/l) E(kJ/kcal) P_c(kcal/kg)}{3600}$$

Expresa el valor de potencia que el motor podría entregar teóricamente en función del combustible usado y el consumo del motor.

Siendo:

Ch = consumo horario

ρ = densidad del combustible

E = equivalente mecánico del calor

P_c = poder calorífico del combustible

El *rendimiento mecánico* es la razón entre la potencia indicada y la potencia mecánica efectiva medida en el eje y representa la potencia perdida en rozamientos o en fricción entre las partes mecánicas en movimiento de propio motor y componentes de los distintos sistemas que lo asisten (bomba de aceite, bomba de agua, elementos de la distribución, etc)

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_i}$$

Al producto de ambos rendimientos se lo denomina rendimiento total o térmico-mecánico:

$$\eta = \eta_m \eta_{ii}$$

El *rendimiento total* representa la relación entre el trabajo útil en el eje motor (al volante) y aquel equivalente a la energía calorífica del combustible consumido.

Sabiendo que 1 CV h = 75 kgm/s x 3600 s = 270000 kgm

El gasto de combustible para generar un trabajo efectivo de 1 CV h se denomina consumo específico de combustible C_e (g/CVh).

Si E es el equivalente mecánico del calor y vale $E = 427$ kgm/kcal y P_c = poder calorífico del combustible (kcal/kg), el trabajo equivalente al consumo de combustible por cada CV h vale, en kgm:

$$W_{eq} = 427 \frac{C_e}{1000(g/kg)} P_c$$

y el rendimiento total:

$$\eta = \frac{(270000)(1000)}{C_e P_c 427} = \frac{632310}{C_e P_c}$$

Por lo tanto el rendimiento total del motor alcanzará su valor máximo cuando el consumo específico sea mínimo.

Rendimiento volumétrico:

Puede definirse como la razón entre la masa de aire que está entrando en el motor en una unidad de tiempo y la masa de aire que debería entrar hasta completar el volumen de cilindrada total en las mismas condiciones atmosféricas del momento.

$$\eta_v = \frac{m_{ar}}{m_{at}}$$

$$m_{at} \text{ (kg / h)} = V_{cil} \rho_{aire} n_{act}$$

Donde n_{act} = régimen activo que para un motor de 4 tiempos, que necesita 2 vueltas para completar un ciclo vale $n/2$ (v/min).

$$\rho_{aire} = \text{densidad del aire (kg/m}^3\text{)} = \rho = \frac{m}{V} = \frac{MP}{RT}$$

R = constante universal de los gases (J/mol °K)

Para el caso del aire tenemos que $M = 0,029$ kg/mol y teniendo en cuenta que $R = 8.314$ J/mol K, la relación $M/R = 3.488 \times 10^{-3}$ kg K/J.

$$\rho_{aire} \text{ (kg / m}^3\text{)} = \frac{P(\text{Pa})}{T(\text{K})} 3.488 \times 10^{-3} = \frac{P(\text{kPa})}{T(\text{K})} 3.488$$

Bibliografía:

"Los tractores agrícolas". Botta, Draghi, Jorajuría. Secretaria de Extensión Universitaria, Departamento de Publicaciones e Imprenta. UNLuján. ISBN 987-9285/11/5. Marzo 2004. *(Disponible en Biblioteca Central de la Facultad)*

"Motori endotermici" D. Giacosa. Ed. Ulrico Hoepli, Milán. Italia. 1968. *(Disponible en Biblioteca parcial del curso de Mecánica Aplicada)*

"El tractor agrícola. Fundamentos para su selección y uso". Mario De Simone, Laura Draghi, Jorge Hilbert y Daniel Jorajuría Collazo. Ediciones INTA. 2006. *(Disponible en Biblioteca Central de la Facultad)*

"Les Moteurs Diesel. Technologie et Fonctionnement". C. CEDRA; D. GAUTHIER. 1990. CEMAGREF. Francia. *(Disponible en Biblioteca parcial del curso de Mecánica Aplicada)*

"Engine & Tractor Power" Goering, C. Published by the American Society of Agricultural and Biological Engineers, St. Joseph, Michigan. USA. *(Disponible en Biblioteca parcial del curso de Mecánica Aplicada)*

"Máquinas Térmicas" Stevenazzi. Cesarini Hnos. Ediciones. *(Disponible en Biblioteca Central de la Facultad)*.

MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA. PROBLEMAS.

Año 2009

- 1) Si la Presión absoluta del aire en el interior del cilindro vale 100 kPa (1000 milibares) al comienzo de la carrera de compresión y la temperatura es de 20 °C cuánto vale la presión y la temperatura al finalizar la carrera de compresión si el aire es comprimido 16 veces respecto a su volumen original?

Considere que $n = C_p/C_v = 1.3$

Rta. 400 °C

- 2) Calcule la $P_{\text{térmica}}$ de un motor que posee un consumo horario de 17 l/h de gasoil sabiendo que :

$\rho_{\text{gas-oil}} = 0.840 \text{ kg/l}$ $P_c: 10850 \text{ kcal/kg}$ $E: 4185 \text{ J/kcal}$ (427 kgm/kcal)

Rta. 180 kW (245 C.V.)

- 3) Del diagrama indicado de un motor se obtuvo un área positiva de 4700 mm² y un área negativa de 1092 mm² . Sabiendo que

Tara del resorte: 2,943 N/cm² . mm

Z = 6 cilindros T = 4 tiempos c/d (relación carrera/diámetro) = 1,13

n = 2380 v_{min}⁻¹

v = 84,39 cm³

Ch = 33 l/h

$P_{c_{\text{gasoil}}} = 10500 \text{ kcal/kg}$

$\rho_{\text{gasoil}} = 0,827 \text{ kg/l}$

E = 4185 J/kcal

Carrera c = 130mm

Calcular:

- a) Volumen de cilindrada total. (*Rta. 8103,9 cm³*)
b) Relación de compresión. (*Rta. 17:1*)
c) pmi. *Rta. (816 kPa)*
d) Pi. (*Rta 131,2 kW*)
e) Si a ese régimen de rotación del cigüeñal el $P_m = 46,5 \text{ kgm}$, ¿Cuál es la P_e ? (*Rta. 113,6 kW*)
f) Rendimiento mecánico $\eta_{\text{mecánico}}$ (*Rta. 0,86*) y Rendimiento térmico-mecánico $\eta_{\text{térmico-mecánico}}$ (*Rta. 0,34*)
- 4) Un motor John Deere para un tractor agrícola tiene un $V_{\text{cil.unitario}}$ de 1131,34 cm³ y 6 cilindros. Cuando gira a 2300 v_{min}⁻¹ produce un torque de 363.14 Nm (37,06 kgm). Si la pmi = 769 kPa (7,8 kg/cm²). Calcule
a) Pi (*Rta 135,31 C.V.= 99,45 Kw*)
b) Pe (*Rta. 87,45 Kw = 119 c.v.*)
c) Pf (*Rta.=16,32 cv = 12 Kw*)

- 5) Se poseen los siguientes datos del motor de un tractor Massey Ferguson 1098

Z = 6

d = 98,4 mm

c/d = 1,29

$P_m = 31,24 \text{ kg m}$

n = 2250 v_{min}⁻¹

pmi = 785 kPa

rc = 16:1

Calcular:

- a) volumen de Cilindrada total (*Rta. 5790 cm³*)
b) $V_{\text{cám.comb.}}$ (*Rta. 64,33 cm³*)

- c) P_i (Rta. $85,2 \text{ kW} = 116 \text{ CV}$)
- d) si la relación de compresión se aumenta hasta un valor de 19.6:1 qué valor tiene la nueva cámara de combustión? $V_{\text{cám.comb.}}$ (Rta. $51,88 \text{ cm}^3$)
- 6) A partir del diagrama indicado de un motor Diesel de seis cilindros se obtuvo el valor de la $P_i = 130 \text{ CV}$. El rendimiento mecánico de dicho motor vale $\eta_{\text{méc}} = 0.79$. La velocidad nominal es 2400 vmi^{-1} y el Par motor máximo de 392 Nm (40 kgm) ocurre a un $n = 1600 \text{ vmi}^{-1}$. La carrera del pistón es 127 mm y la relación carrera/diámetro $C/D = 1.29$. Calcule la presión media efectiva (p_{me}) que genera este motor cuando entrega su potencia máxima y cuando entrega el par motor máximo.
 Rta : $p_{\text{me}} \text{ a } N_{\text{max}} = 651,7 \text{ kPa} = 6,65 \text{ kg/cm}^2$
 Rta : $p_{\text{me}} \text{ a } P_{\text{m}} \text{ máx} = 849,7 \text{ kPa} = 8,67 \text{ kg/cm}^2$
- 7) Sabiendo que un motor tiene un $V_{\text{cil total}} = 5,8 \text{ dm}^3$ y que cuando está girando a 2400 vmi^{-1} están entrando 382 kg/h de aire, calcule el rendimiento volumétrico de dicho motor.
 Condiciones atmosféricas del día: $T = 24,4 \text{ }^\circ\text{C}$ $P = 97,02 \text{ kPa}$
 Recuerde que:

$$\delta_{\text{aire}} (\text{kg} / \text{m}^3) = \frac{P (\text{kPa})}{T (^\circ\text{K})} 3.488$$

 Rta : $\eta_v = 0,81$
- 8) Se debe calcular el valor de la p_{me} que genera un motor cuando entrega la potencia máxima, teniendo en cuenta los siguientes datos:
 $z = 6$ cilindros $D = 106 \text{ mm}$ $C/D = 1.22$ $n_{\text{máx}} = 2500 \text{ v/min}$
 $\text{Drop} = 7\%$ $P_{\text{m máx}} = 372,4 \text{ Nm}$ (38 kgm) $n_{\text{Par máx}} = 1620 \text{ v/min}$
 Reserva de Par = 26.6%
 Rta : $p_{\text{me}} = 540 \text{ kPa} = 5,51 \text{ kg/cm}^2$
- 9) Un motor tiene una p_{me} de 8 kg/cm^2 (784 kPa) cuando entrega su potencia máxima. La cilindrada total es 6 L . El motor es de 4 tiempos y su velocidad nominal o de régimen es 2500 vmi^{-1} . Calcule el valor del par motor nominal (kgm y Nm).
 Rta : $374,36 \text{ Nm}$ ($38,2 \text{ kgm}$)
- 10) Ante la coyuntura de adquirir una máquina que demanda potencia a través de la TPP y requiere 95 CV , puede usted elegir entre diversas ofertas de tractores y categorías I ó II. Cuál de los tres tractores y con qué categoría de toma puede llegar a formar un conjunto con dicha máquina. Si tiene más de una alternativa, detalle las ventajas y desventajas de cada una calculando la fuerza en el eje de la TPP con cada categoría de toma.
 Considere un rendimiento de la transmisión $\eta_{\text{t-TPP}} = 0,96$

	TRACTOR A		TRACTOR B		TRACTOR C	
	Cat I	Cat II	Cat I	Cat II	Cat I	Cat II
rt_{m-TPP}	3,5:1	2,4:1	3,14:1	2,5:1	3,1:1	2,4:1
Pm_m (kgm) a $n_{standard}$ TPP	32	26,3	39	31	45	36
Ce (g/CVh) a $n_{standard}$	173	185	180	195	170	185

Otros datos:

TRACTOR	A	B	C
n nominal (v/min)	2400	2500	2400
$Pm_{m\acute{a}x}$ (kgm)	33	42	47
n a $PM_{m\acute{a}x}$	1700	1500	1400