

Universidad Nacional de Ingeniería
Facultad de Ingeniería Mecánica



**Estudio Experimental de los Procesos de
Trabajo de los Motores Diesel Empleando
un Nuevo Tipo de Combustible Diesel**

T E S I S

Para Optar El Título Profesional De
INGENIERO MECANICO –ELECTRICISTA

ONOFRIO SANTIAGO POMIANO DOLORES

Lima – Perú

1 9 9 0

INDICE

	Página
PROLOGO	1
CAPITULO 1 : INTRODUCCION	2
CAPITULO 2 : REQUERIMIENTOS BASICOS DE LOS COM- BUSTIBLES DIESEL	4
2.1. EL COMBUSTIBLE DIESEL	4
2.2. PROPIEDADES GENERALES Y PARTICULARES DE LOS COMBUSTIBLES DIESEL	6
2.2.1. Apariencia	11
2.2.2. Volatilidad	11
2.2.3. Fluidez	19
2.2.4. Estabilidad	24
2.2.5. Corrosión	25
2.2.6. Contaminantes	28
2.2.7. Combustión	30
2.2.8. Ignición	33
2.2.9. Aditivos	35
2.3. CLASIFICACION DE LOS COMBUSTIBLES DIESEL	37
2.4. REQUERIMIENTOS FUNDAMENTALES DE LOS COM- BUSTIBLES DIESEL	43
2.5. ANALISIS COMPARATIVO DE LAS PROPIEDADES FISICO QUIMICAS DE LOS COMBUSTIBLES DIE- SEL SOMÉTIDOS A INVESTIGACION	44
CAPITULO 3 : METODOLOGIA DE INVESTIGACION Y ENSA- YOS DE DOS COMBUSTIBLES DIESEL EM- PLEANDO EL BANCO EXPERIMENTAL RICAR- DO	55

3.1.	PLANEAMIENTO DE LOS ENSAYOS	55
3.1.1.	Equipos e instrumentación utilizados para los experimentos	56
3.1.2.	Cronograma de actividades realizadas	57
3.1.3.	Magnitudes medidas durante los ensayos	59
3.1.4.	Variables de regulación utilizados en los ensayos	59
3.2.	NORMAS EXISTENTES EN LA REALIZACION DE ENSAYOS CON MOTORES DIESEL	60
3.3.	PROCESAMIENTO DE RESULTADOS DE LOS ENSAYOS	80
3.3.1.	Protocolos de ensayo	80
3.3.2.	Fórmulas para cálculos de parámetros de comportamiento	80
3.4.	LEVANTAMIENTO DE LAS CURVAS CARACTERISTICAS DEL MOTOR	82
3.4.1.	Características externas de velocidad	84
3.4.2.	Características de carga	87
3.4.3.	Características de regulación	95
3.5.	PROCESAMIENTO DEL DIAGRAMA INDICADO ...	113
3.6.	BALANCE TERMICO DEL MOTOR,.....	123
CAPITULO 4 : ALCANCES Y LIMITACIONES DEL BANCO DE ENSAYOS RICARDO		137
4.1.	BREVE DESCRIPCION DEL BANCO DE ENSAYOS RICARDO	137
4.1.1.	Características de la máquina	137
4.1.2.	Sistemas de alimentación de aire y combustible	142

4.1.3.	Sistema de lubricación y enfriamiento del motor	145
4.1.4.	Sistema de ignición y control	147
4.2.	ESTADO ACTUAL DEL BANCO Y SU INSTRUMENTACION	150
4.3.	LIMITACIONES DEL BANCO EXPERIMENTAL RICARDO PARA REALIZAR ENSAYOS DE INVESTIGACION	156
4.4.	PROPUESTA DE MEJORAMIENTO DE ALGUNOS SISTEMAS ADICIONALES DEL BANCO DE ENSAYOS RICARDO	158
4.4.1.	Sistema de medición del gasto de combustible y aire	159
4.4.2.	Medidores de temperatura y presión ...	162
4.4.3.	Iluminación, aislamiento acústico y ventilación	163
4.4.4.	Indicador de diagrama equilibrado y otros sistemas adicionales	165
CAPITULO 5 : ANALISIS DE LA INFLUENCIA DE UN NUEVO COMBUSTIBLE DIESEL SOBRE EL PROCESO DE COMBUSTION E INDICES INDICADOS Y EFECTIVOS DEL MOTOR		168
5.1.	ANALISIS DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES	168
5.2	INFLUENCIA DEL NUEVO COMBUSTIBLE EN LA VELOCIDAD DE LA COMBUSTION	193
5.2.1.	Química de la combustión	193
5.2.2.	Teoría de la combustión	199
5.2.3.	Combustión en el motor Diesel	209
5.2.4.	Influencia del nuevo combustible Diesel en la velocidad de combustión	218
	CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES	233
	BIBLIOGRAFIA	237
	APENDICE	239

PROLOGO

El desarrollo de este trabajo se ha dividido en 5 capítulos. En el capítulo 2, se hace un estudio comparativo de las propiedades físico-químico de los combustibles Diesel sometidos a investigación y su influencia en la formación de la mezcla y el proceso de combustión en motores Diesel. En el capítulo 3 se hace referencia a los ensayos efectuados para determinar las curvas características del motor Ricardo; recomendándose la normalización de la mayoría de los ensayos.

Las limitaciones y alcances del Banco de Ensayos Ricardo se contemplan en el capítulo 4, donde se mencionan además las propuestas de mejoramiento de algunos de sus sistemas. El análisis de los parámetros indicados y efectivos del motor, así como el estudio del proceso de la combustión empleando los combustibles Diesel normal N° 2 y el combustible Diesel especial N° 2, se mencionan en el capítulo 5. Finalmente deseo expresar mi agradecimiento a los profesores, técnicos y alumnos que participaron en este proyecto y en especial al ingeniero Luis Lastra, Jefe del Proyecto, por su apoyo técnico-científico en el desarrollo del presente trabajo.

INTRODUCCION

En los últimos años la importación del combustible Diesel N° 2 ha disminuido la disponibilidad de nuestras divisas - porque nuestro país sigue siendo un exportador de materias primas y un gran importador de productos terminados. Además cada vez será más difícil su adquisición, porque las leyes básicas de la economía que rigen los precios internacionales, por la caída en las próximas décadas de las reservas brutas incrementarán fuertemente los precios. Probablemente si no se efectúa un estudio de nuestras reservas y mayor inversión para la explotación de hidrocarburos, se agravará la crisis energética, generándose innumerales problemas socio-económicos.

Esto hace evidente que todo planteamiento sobre política energética futura debe basarse en un delicado equilibrio - en el uso de las fuentes no renovables de energía, que permita una utilización más racional. Para ello deberán realizarse pruebas e investigaciones de mezclas de combustible Diesel con otros tipos de combustible o la obtención de sus componentes parafínicos y aromáticos del: carbón mineral, alcohol, gas y cualquier tipo de combustible renovable.

A solicitud de la Empresa PETROLEOS DEL PERU S.A, se ha realizado el Proyecto de Investigación teórico-experimental en el que usando métodos comparativos se evalúa la in

fluencia de un nuevo combustible Diesel Especial N° 2 en sus tres variantes (M-1, M-2, M-3) sobre los índices de potencia y de economía de los motores Diesel, variando algunos factores explotacionales y constructivos del motor. Las propiedades físicas y químicas de los mencionados combustibles, juntamente con los del combustible Diesel normal, han sido proporcionados por PETROPERU y todos los ensayos correspondientes han sido realizados en el Banco de Experimentación Ricardo de propiedad de la UNI. En este trabajo se hace un análisis de las ventajas y limitaciones del Banco Ricardo para realizar este tipo de pruebas.

La proyección del trabajo es auspiciar este tipo de pruebas experimentales encuadrada en ciertas Normas y requerimientos mínimos que debe cumplir el Banco de Ensayos.

CAPÍTULO 2

REQUERIMIENTOS BÁSICOS DE LOS COMBUSTIBLES DIESEL

2.1. EL COMBUSTIBLE DIESEL.

El combustible Diesel, la gasolina, el gas licuado y muchos otros componentes, se obtienen del petróleo crudo. Aún cuando los compuestos o componentes del petróleo crudo varían ampliamente de depósito a depósito, los constituyentes finales son relativamente fijos; el porcentaje de carbono varía generalmente de 83 a 87%, el de hidrógeno de 11 a 14%.

Los combustibles derivados del petróleo consisten primordialmente en parafinas (alcanos), del tipo C_nH_{2n+2} ; nafténicos del tipo C_nH_{2n} , olefinas y dioléfinas de los tipos C_nH_{2n} y C_nH_{2n-2} y aromáticas C_nH_{2n-6} y C_nH_{2n-12} . Los hidrocarburos de la serie olefínica dioléfínica y acetilénica se encuentran ausentes o en proporciones despreciables, excepto cuando se crean debido a la descomposición térmica u otros procesos intensos de refinación.

Los compuestos de vanadio y níquel tienen una baja volatilidad y no se destilan con las fracciones ligeras. En los combustibles Diesel, los componentes más valiosos son los n-alcanos que poseen una temperatura de inflamación más baja, en comparación con los isómeros, además, ésta disminuye con el aumento de las dimensiones de la molécula.

Por eso, en calidad de combustible Diesel se emplean fracciones más pesadas del petróleo.

El combustible Diesel representa en sí un líquido transparente y oleaginoso, color marrón claro, con masa específica desde 0.78 hasta 0.86 gr/cm³ y constituye fundamentalmente un producto de destilación directa del petróleo. Sin embargo, se emplean también a la par en gran escala, mezclas de productos de destilación directa y de craqueo catalítico con un poder calorífico superior a la gasolina; antiguamente era uno de los sobrantes de la destilación para obtener gasolina, razón por la cual se le consideraba como un combustible de clase inferior, siendo en realidad más bien lo contrario. Un moderno motor Diesel es más sensible a la mala calidad del combustible que uno de explosión lo es a la clase de gasolina empleada. El combustible Diesel no sólo es un producto refinado, sino que ha de estar excelentemente filtrado, pues las menores impurezas físicas perturban el funcionamiento del equipo de inyección, construido con ajustes tan apretados como del orden de la milésima del milímetro para poder inyectar a enorme presión unos milímetros cúbicos de combustible miles de veces por minuto. De lo expuesto se deduce que el combustible Diesel ha de cumplir requisitos más exigentes que la gasolina; incluso algunas veces, antes de ser ven

didos, son procesados otra vez para asegurar su calidad como combustible Diesel.

Por estas consideraciones el costo de los combustibles para motores Diesel modernos ha aumentado y será aproximadamente igual al de la gasolina en los próximos años. Aún cuando esta discusión se ha hecho en torno a los combustibles diesel para motores de combustión por compresión (E.C.) de alta velocidad, se aplican las mismas notas para los combustibles usados en turbinas de gas y propulsión a chorro, porque para todo este equipo, el encendido es de importancia principal.

El número de átomos de carbono, integrantes de las moléculas del combustible del motor Diesel llega a 30, formada mayormente por cadenas parafinas y anillos nafténicos, estando en menor proporción los aromáticos y las olefinas. En las tablas Nros. 1.1 y 1.2 se muestran las propiedades de estos hidrocarburos.

2.2. PROPIEDADES GENERALES Y PARTICULARES DE LOS COMBUSTIBLES DIESEL.

La realización del proceso de combustión en un motor, plantea determinados requerimientos, en cuanto a las propiedades físicas y químicas del combustible. Las propiedades físicas del combustible, ta-

TABLA N° 1.1. - LOS MIEMBROS DE LA FAMILIA DE LAS PARAFINAS Y SUS PROPIEDADES

FORMULA	PESO MOLAR	NOMBRE	(1)		(2)		(3)	
			Densidad (Kg/m ³)	Temp. de ebullición (°C)	N° de cetano aproxim.	Temp. de autoencendido (°C)	Superior (KJ/Kg)	Inferior (KJ/Kg)
CH ₄	16.03	Metano	424	-162	5	861	55617.5	50367.2
C ₂ H ₆	30.05	Etano	546	- 88	8	565	52238.7	48035.2
C ₃ H ₈	44.06	Propano	582	- 42	10	534	50488.6	46674.4
C ₄ H ₁₀	58.10	Butano	570	-0.6	14	516	49672.2	46163.7
C ₄ H ₁₀	58.10	Isobutano	559	- 12	10.5		49554.9	46046.4
C ₅ H ₁₂	72.10	Pentano	631	36	29.5	500	49207.5	45703.4
C ₅ H ₁₂	72.10	Isopentano	625	28	15		49207.5	45703.1
C ₆ H ₁₄	86.10	Hexano	667	68	47.5	487	48738.5	45317.9
C ₆ H ₁₄	86.10	Isohexano	666	58	12.5		48738.5	45317.9
C ₇ H ₁₆	100.20	Heptano	692	98	57	478	48709.2	45259.3
C ₈ H ₁₈	114.20	Octano	703	125	68.5	471	48391.0	45075.1
C ₈ H ₁₈	114.20	Iso-octano	696	99	10	731	47993.3	44681.5
C ₉ H ₂₀	128.20	Nonano	718	150	82.5	466	48273.8	44991.4
C ₁₀ H ₂₂	142.30	Decano	730	178		463	48039.3	44786.2

sigue

TABLA N° 1.1.

FORMULA	PESO MOLAR	NOMBRE	(1) Densidad (Kg/m ³)	(2) Temp. de ebullición (°C)	N° de cetano aproxim. dido (°C)	(2) Temp. de autoencen dido (°C)	(3) PODER CALORIFICO Superior (KJ/Kg)	Superior (KJ/Kg)	Inferior (KJ/Kg)
C ₁₀ H ₂₂	142.30	Isodecado	-	-	13.5	--	48039.3	44786.2	
C ₁₁ H ₂₄	156.30	Undecano	740	195	-	--	48039.3	44807.1	
C ₁₂ H ₂₆	170.30	Dodecano	749	216	82	--	47922.1	44786.2	
C ₁₂ H ₂₆	170.30	Isododecano	-	-	10	--	47922.1	44786.2	
C ₁₃ H ₂₈	184.30	Tridecano	757	226	-	--	47922.1	44610.4	
C ₁₄ H ₃₀	198.40	Tetradecano	763	251	-	--	47758.8	44576.9	
C ₁₅ H ₃₂	212.40	Pentadecano	769	261	-	--	47691.8	44522.4	
C ₁₆ H ₃₄	226.40	Hexadecano (cetano)	774	280	100	--	47620.7	44463.8	
C ₁₇ H ₃₆	240.50	Heptadecano	777	303			47574.6	44426.1	
C ₁₈ H ₃₈	254.50	Octadecano	782	308			47574.6	44417.8	
C ₃₅ H ₇₂	492.30	Pentatria- contano	781	331			47532.7	44384.3	

(1) La densidad de las sustancias a 20 °C es referida a la del agua a 4°C. (La de los gases es referida en su punto de ebullición).

(2) A la presión de : 0.1 MPa

(3) Poderes caloríficos a volumen constante desde 25°C.

TABLA N° 1.2 - OTRAS FAMILIAS DE HIDROCARBUROS Y SUS PROPIEDADES

FAMILIA	FORMULA	NOMBRE	PESO MOLAR	(1)		N° de cetano	PODER CALORIFICO	
				Densidad (Kg/m ³)	Temp. de ebullición (°C)		Superior (KJ/Kg)	Inferior (KJ/Kg)
NAFTENOS	C ₅ H ₁₀	Ciclopentano	70.1	746	55	18.5	43793.9	40796.2
	C ₆ H ₁₂	Ciclohexano	84.1	778	81	21.5	40632.9	40632.9
AROMATICOS	C ₆ H ₆	Benceno	78.1	880	81	5	42349.5	40088.6
	C ₇ H ₈	Tolueno	92.1	870	110	8	42676.1	40716.6
	C ₈ H ₁₀	Xileno-m	106.2	860	141	7.5	43145.0	40804.6
	C ₃ H ₆	Propano	42.1	610	-48	17.5	48973	45359.8
OLEFINAS	C ₄ H ₈	Butano-1	56.1	625	- 7	20	48738.5	45125.3
	C ₅ H ₁₀	Pentano-1	70.1	642	30	--	45054.2	42056.4
	C ₆ H ₁₂	Hexano-1	84.1	675	64	--	44426.1	41424.2
	C ₇ H ₁₄	Heptano-1	98.1	697	93	23.5		
	C ₁₆ H ₃₂	Hexadecano-1	224.4	783	275			

(1) La densidad de las sustancias a 20°C es referida a la del agua a 4°C. (La de los gases es referida en su punto de ebullición).

(2) A la presión de : 0.1 MPa

(3) Poderes caloríficos a volumen constante desde 25°C.

les como la viscosidad, densidad, tensión superficial, compresibilidad, composición fraccionaria y otros, influyen en los procesos de alimentación de combustible, pulverización y formación de mezclas de combustible y aire. Las propiedades químicas del combustible se determinan por la estructura de las moléculas y caracterizan la resistencia de las uniones intramoleculares.

Las pruebas físicas se utilizan con frecuencia para caracterizar a los combustibles Diesel, porque el rendimiento del combustible, a menudo depende o está relacionado con estas propiedades físicas. Las pruebas químicas, incluyen pruebas para residuos de carbón, oxidación, corrosión, acidez, azufre, cenizas y otros.

Las siguientes características son consideradas como propiedades generales y particulares de los combustibles Diesel :

- Apariencia
- Volatilidad
- Fluidez
- Estabilidad
- Corrosión
- Contaminantes
- Combustión
- Ignición
- Aditivos.

2.2.1. APARIENCIA.

Color. El color depende de la presencia de ciertos componentes coloreados o de su formación gradual. Se han citado como causas posibles el azufre, los compuestos sulfurados, las bases nitrogenadas, fenoles y ciertos hidrocarburos. La luz y el calor pueden influir sobre la coloración. El color de los combustibles Diesel lo originan, frecuentemente, compuestos aromáticos de peso molecular elevado.

La norma ASTM D1500, determina el color mediante la combinación de vidrios normalizados que dé el mismo color que un determinado espesor de producto. El rango de la escala de colores es de 1 a 8.

2.2.2. VOLATILIDAD.

Los hidrocarburos que forman parte de los combustibles Diesel tienen relaciones temperatura-presión de saturación, como cualquier otra sustancia pura.

En general, cuanto más bajo es el peso molecular, mayor es la presión de saturación a una temperatura dada. No obstante, la presión de vapor depende también de la estructura molecular. A la misma temperatura la presión de saturación de las olefinas es mayor que la de las parafínicas.

Las condiciones de equilibrio de una mezcla hidrocarburo-aire están determinadas por la presión de

vapor del hidrocarburo a la temperatura dada, las cantidades relativas de hidrocarburo-aire, la presión total de la mezcla y los volúmenes específicos de las dos sustancias en las condiciones de mezcla. Las condiciones de equilibrio de mezcla solamente se alcanzan en un tiempo apreciable. Por tanto, si la relación combustible-aire está apreciablemente por debajo de la relación de saturación, el combustible se evaporará completamente en un tiempo menor y tanto más rápidamente, cuando más lejos esté del equilibrio, siempre que la distribución de las gotitas del combustible sea la misma en los dos casos.

Podemos afirmar que la volatilidad del combustible, depende de su composición fraccionada, de la tensión de los vapores, de la tensión superficial y del calor de vaporización.

INFLAMABILIDAD.

Es la capacidad que tiene el combustible bajo condiciones especificadas para producir suficiente vapor y que forme con el aire una mezcla que pueda entrar en ignición fácilmente. El punto de vaporización o inflamación, es la temperatura a la cual el vapor se inflama cuando se expone a la llama.

La inflamabilidad de los combustibles se evalúa por el número o índice de cetano. El principal requeri

miento del combustible Diesel es la facilidad de su inflamación al entrar en contacto con el aire caliente. Esta propiedad se evalúa por el intervalo mínimo posible, entre el instante en que comienza a inyectarse el combustible y el instante en que se inflama. Este intervalo, denominado retardo a la inflamación, depende no solamente de las condiciones de funcionamiento, sino en gran medida, de las propiedades físico-químicas del combustible.

El ensayo para determinar la inflamabilidad de un combustible Diesel, consiste en calentar una muestra del producto en un recipiente abierto o cerrado y a velocidad determinada, hasta que se haya vaporizado una cantidad suficiente de elementos volátiles susceptibles de ser inflamadas por una llamita que se desplaza por encima del recipiente. Tan pronto se produce una ligera explosión, se anota la temperatura del producto que corresponde al punto de inflamación o flash point. Si se continúa calentando se obtiene una llama estable. La temperatura correspondiente es el punto de combustión, algunos grados superior al punto de inflamación.

La norma usada por la ASTM, en este caso, es la D-93 del vaso cerrado Penky-Martens.

DENSIDAD.

Es la relación entre la masa y el volumen de un combustible. La densidad tiene cierta incidencia en el funcionamiento de los elementos del sistema de alimentación del motor, siendo inversamente proporcional al cuadrado de la velocidad del fluido en las tuberías de inyección, es directamente proporcional a la potencia que puede entregar la bomba de suministro de combustible.

La densidad relativa es la razón de la densidad de una sustancia dada a otra sustancia (de referencia) ambas a una temperatura especificada, los ingenieros comunmente usan 15.6°C (60°F), siendo el agua la sustancia universal de referencia.

La densidad relativa de los líquidos se mide, normalmente por medio de un hidrómetro, además de una escala de lecturas de densidad relativa, como se define anteriormente, también se usan otras escalas arbitrarias para hidrómetros en diversas actividades e industrias. Las más comunes de estas escalas son la API y la BAUME. La escala API (American Petroleum Institute) fué aprobado para uso exclusivo en la industria del petróleo de E.U.A. La relación entre los grados API y la densidad relativa se expresan en la siguiente fórmula :

$$\text{Grados API} = \frac{141.5}{\text{dens. relat. } 60^{\circ}\text{F}} - 131.5 \quad (1.1)$$

La gravedad específica o gravedad API, son importantes para determinar el peso del material comprado. En general, las gravedades API altas, implican números cetanos altos de los combustibles Diesel.

DESTILACION.

La escala de la destilación deberá ser lo más baja posible, sin que afecte indebidamente, el punto de inflamación, la calidad del encendido o la viscosidad del combustible. Las características más importantes de la destilación son: una baja temperatura para el 50% de destilado, tendiente a evitar el humo y bajas temperaturas para el 90% de destilado y para el punto final de destilación, tendiente a asegurar muy pocos residuos de carbón. Para el punto final son deseables temperaturas superiores a 371°C. El humo y el olor del escape son influidos muy directamente por la volatilidad, puesto que los combustibles más volátiles se vaporizan rápidamente y en consecuencia dan mejores mezclas para la combustión. Por eso la temperatura del 50% de destilación es el mejor índice en todos los problemas de las mezclas.

COMPOSICION FRACCIONADA DEL COMBUSTIBLE.

Es uno de los factores más importantes que determinan la volatilidad del combustible. Una prueba simple para determinar la composición fraccionada del

combustible es la destilación por el método de la ASTM.

La curva de destilación ASTM indica las temperaturas a las que destilan las diversas fracciones de una muestra dada de combustible en condiciones específicas de la prueba. La norma usada por Petroleos del Perú es la D-86, la cual establece que la destilación se efectúa en una matraz, con capacidad para 100 ó 200 cm³ de producto, en el que se calienta y destila éste a una velocidad determinada. Los vapores formados se condensan en un tubo de cobre inmerso en una mezcla de agua y hielo triturado, después se recogen en una probeta graduada. El ensayista anota la temperatura de aparición de la primera gota de condensado a la salida del tubo como principio de destilación. A continuación, se toma la temperatura regularmente a medida que se destilan y recogen en la probeta 5, 10, 20..... 90 y 95% del producto. Finalizada la destilación, basta seguir la temperatura que pasa por un máximo y después decrece como consecuencia de la alteración térmica de las últimas trazas de líquido que quedan en el matraz. La temperatura máxima es el punto final de destilación que corresponde a una cantidad recogida de destilado. Previo enfriamiento del matraz, se mide la cantidad de líquido residual y el balance volumétrico de la operación hace

aparecer una porción de pérdida.

Si bien es cierto que las curvas ASTM dan una idea general, más bien cualitativa, de la volatilidad del combustible, también es cierto que estas curvas no pueden ser relacionadas directamente con el comportamiento del combustible en el motor, por ser diferentes las condiciones bajo las cuales ocurre la evaporación (presencia de aire en el motor, velocidad del flujo de aire, espacio y tiempo de evaporación, etc.). Además este ensayo presenta muchas imperfecciones con relación a las destilaciones precisas que es posible realizar. Las temperaturas tomadas no corresponden al paso del vapor puro por la boca del matraz. Sin embargo, es evidente que, según la composición del producto, los principios y finales de destilación serán diferentes; asimismo - los puntos intermedios pueden estar distribuidos de otro modo. Se puede decir que la curva de destilación refleja en cierto sentido la composición del producto y que la composición de las curvas ASTM permite deducir ciertas conclusiones sobre la distribución de los hidrocarburos en las muestras analizadas.

La composición fraccionada del combustible influye sobre su pulverización, su completa combustión, la humedad del escape, la formación de carbonilla y la dilución del aceite del carter.

Siendo elevado el contenido de fracciones ligeras, aumenta la presión de combustión, es decir, el motor funciona con mayor rigidez.

Los motores modernos tienen una serie de diferencias de principio de los Dieseles que se fabricaban anteriormente. Merced al perfeccionamiento de las cámaras de combustión, de los conductos de admisión y de los grupos del sistema de combustible, se asegura una formación racional de la mezcla y de la combustión del combustible con elevados valores de la velocidad de rotación, potencia específica y valores reducidos de los factores de exceso de aire. En relación con ello, cambian también las exigencias hacia la composición fraccionada del combustible (preparación y combustión de la mezcla en un tiempo breve), por consiguiente, el combustible debe contener fracciones ligeras, medias y pesadas de petróleo en relaciones óptimas.

El combustible Diesel para automóviles debe evaporarse rápidamente en la cámara de combustión, a temperatura relativamente baja, inflamarse bien, consumirse totalmente sin humo y poseer propiedades suficientemente lubricantes.

Por consiguiente, la composición fraccionada del combustible Diesel debe ser óptima y determinarse a partir de las particularidades del diseño del motor y las condiciones de servicio.

Para limitar el contenido de los componentes del cragueo catalítico y térmico en el combustible Diesel, las condiciones técnicas para clases aisladas de combustible prevén dos índices nuevos: índice de yodo y contenido de gomas preformadas.

El índice de yodo de los combustibles Diesel indica la cantidad de hidrocarburos no saturados que contiene el combustible, capaces de reunificarse.

Esta determinación está basada en la capacidad del yodo de entrar en combinación con los hidrocarburos no saturados, el índice de yodo no debe ser mayor de 6 gramos de yodo por 100 gramos de combustible.

El contenido de gomas preformadas es un testimonio indirecto de la capacidad del combustible de oponerse a la formación excesiva de carbonilla y a la coagulación de los inyectores. El contenido de gomas preformadas no debe superar 60 mg por 100 ml de combustible.

2.2.3. FLUIDEZ.

Es el menor o mayor grado de capacidad de una sustancia (líquido o gaseoso) de no poder resistir el más ligero esfuerzo cortante sin fluir, todos los fluidos reales tienen fricción interna, así su razón de deformación es proporcional al esfuerzo cor

tante aplicado. Si es directamente proporcional, se trata de un fluido newtoniano, de lo contrario el fluido no es newtoniano. Un líquido puede considerarse incompresible, salvo para muy altas temperaturas o presiones.

Los gases y vapores son fluidos compresibles, la inversa de la fluidez es la viscosidad.

Algunas de las características que determinan la fluidez son :

PUNTO DE FLUIDEZ: El punto de fluidez es un indicativo de la temperatura, abajo de la cual no es posible usar la alimentación del combustible por gravedad, desde el depósito de almacenamiento al motor, por supuesto que si se agita el combustible, sí será posible bombearlo a temperaturas por abajo del punto de fluidez. El punto de fluidez es un indicador aproximado de la parafinidad y aromaticidad relativa del crudo. El punto de fluidez más bajo corresponde a un mínimo en parafinas y a un máximo contenido en aromáticos.

El punto de fluidez se determina enfriando una muestra de aceite en un recipiente para pruebas, hasta que, al pasarlo de la posición vertical a la horizontal, no ocurra ningún movimiento perceptible del aceite durante 5 segundos.

VISCOSIDAD: La viscosidad de un fluido se define exactamente como la relación del esfuerzo cortante entre la velocidad de corte y es una medida de la resistencia que opone el fluido para fluir. En la práctica el término viscosidad se refiere al tiempo necesario para que una cantidad del fluido escape a través de un orificio sometido a la fuerza de gravedad.

El tubo y el orificio están normalizados y en nuestro país el viscosímetro Saybolt es el más empleado y una viscosidad de 100 segundos a 38°C (100°F), indica que 60 ml de aceite a 38°C (100°F) requieren 100 segundos para fluir.

Como la viscosidad cambia rápidamente con la temperatura, un valor numérico de ella no tiene significado a menos que se especifique la temperatura de la prueba. Las temperaturas normales para anotar las pruebas hechas con el viscosímetro Saybolt Universal, son 21, 38, 54, 99°C. Para combustibles más viscosos se utiliza el viscosímetro Saybolt - Furol. Cabe recordar que la utilización de estos viscosímetros empíricos da resultados aproximados.

Otra forma más precisa de medir la viscosidad es de terminando la viscosidad cinemática, ésta se efectúa mediante el tiempo t de derrame del producto entre dos trazos hechos en un tubo capilar calibrado.

El valor en centistokes de la viscosidad es igual a una constante C de calibrado del tubo multiplicado por el tiempo t. Citemos entre los principales viscosímetros admitidos, las de Ubbelohde, Cannon-Fenske, Fitz-Simonz, Zeltfuchs y Pinkevitch, todos ellos responden a la ley de circulación laminar de Poiseville.

La viscosidad cinemática es la viscosidad absoluta dividida entre la densidad.

La relación entre la viscosidad cinemática y los segundos Saybolt "t" es

$$\text{Viscosidad cinemática} = 0.22t^{1.80} \quad (\text{centistokes}) \quad (1.2)$$

La viscosidad del combustible varía con el cambio de la temperatura. Los combustibles Diesel, entre los límites de temperatura, de solidificación y vaporización y a presiones de menos de 7 MPa, prácticamente son líquidos newtonianos, pero a temperaturas bajas, donde los sólidos comienzan a separarse, los combustibles Diesel se comportan como no newtonianos y la viscosidad es dependiente del índice de corte, cuanto más baja la temperatura, tanto más elevada es la viscosidad.

La elevada viscosidad dificulta la fluencia del combustible en el sistema de alimentación del combustible y empeora su pulverización. La viscosidad excesivamente pequeña tampoco es deseable, puesto que

el combustible Diesel, durante el funcionamiento del motor, lubrica las piezas de la bomba de combustible y de las bombas de inyección. La viscosidad cinemática de los combustibles para Diesel, generalmente se hallan en los límites de $0.015 - 0.08 \text{ m}^2/\text{s}$ (1.5 - 8 cst).

La relación viscosidad/temperatura varía apreciablemente con la estructura molecular del combustible. A medida que la temperatura aumenta, los combustibles nafténicos adelgazan más que los combustibles parafínicos. Por el contrario, cuando la temperatura decrece, los combustibles nafténicos se hacen más viscosos que los parafínicos. Esto es importante porque el buen combustible Diesel debe mostrar poco cambio en la viscosidad con la temperatura.

Con combustibles parafínicos, cuando la temperatura es baja se forman cristales de cera que finalmente evitan su fluidez. Si de todas maneras el aceite se agitara, los cristales se romperán y el aceite continuará fluyendo a una temperatura apreciablemente más baja.

Un parámetro importante es el punto de turbiedad, la cual relaciona esencialmente combustibles parafínicos y se define como la temperatura a la cual una nube o nubosidad aparece cuando el combustible es enfriado en condiciones prescritas con equipo de la

boratorio muy simple.

El punto de turbiedad es importante en el combustible Diesel, ya que la formación de cristales de cera pueden restringir la fluidez de aquél, desde los tanques al equipo inyector y en particular, en un motor Diesel, la cera puede bloquear los filtros y cortar el aprovisionamiento de combustible al motor. El número viscosidad-densidad (VD), para combustibles de encendido por compresión, se obtiene a partir de la densidad relativa (D_r) a 15.6°C (60°F) y de la viscosidad cinemática (ν) en milistokes a 38°C (100°F), se relacionan por la siguiente ecuación:

$$D_r = 1.0820 V_D + (0.776 - 0.72 V_D) \log \log (\nu - 4) - 0.0887 \quad (1.3)$$

El número de viscosidad-densidad es un índice de la composición química; valores elevados indican alto contenido nafténico y valores pequeños indican alto contenido parafínico. Además, un número bajo se corresponde con combustibles de calidad de encendido elevado.

2.2.4. ESTABILIDAD.

La habilidad del combustible para resistir la oxidación que puede ceder ácidos, lacas y ceno, se llama estabilidad. Cuando se oxidan los hidrocarburos, en condiciones especiales, se forman ácidos so

lubles en el combustible y productos parcialmente oxidados. Estos materiales expuestos a altas temperaturas en las cámara de combustión, tienden a formar lacas, porque los compuestos no saturados en el combustible y los productos de la combustión parcialmente oxidados, podrán oxidarse más, así como - polimerizarse hasta ceder laca y cieno. Esto ocurre principalmente cuando el motor funciona a bajas temperaturas.

2.2.5. CORROSION.

La corrosión es un ataque destructivo de los metales que pueden ser de naturaleza química o electroquímica. La corrosión química directa sólo se verifica en condiciones extraordinarias y comprenden un ambiente altamente corrosivo o una elevada temperatura o ambas cosas. La corrosión de naturaleza electroquímica es la que ocurre con mayor frecuencia, pero se tratará solo la corrosión de naturaleza química, porque es la que ocurre en los cilindros del motor y tuberías de conducción.

Los compuestos que producen corrosión son aquellos que tienen en sus moléculas azufre.

Los combustibles hidrocarburos pueden tener azufre libre, sulfuro de hidrógeno y otros compuestos de azufre. En algunas formas, principalmente como azu

fre libre y como sulfuro de hidrógeno contenidos en el combustible, son elementos corrosivos que atacan a las tuberías y a las bombas de inyección. En todas las formas el azufre se puede unir con el oxígeno para formar bióxido de azufre, que en presencia del agua a baja temperatura, tiende a formar ácido sulfúrico. Sin embargo los gases de escape del motor usualmente abandonan a éste y a los tubos de escape a altas temperaturas, por lo tanto, no tiene lugar la formación de ácido. Por otra parte, los gases que permanecen en el cilindro o en las líneas del escape, al suspender el funcionamiento del motor, quedan expuestas a las condiciones necesarias para la formación del ácido, bajas temperaturas y agua, también es muy posible que el bióxido de azufre se una con otras sustancias para formar productos que ocasionen desgastes en el motor, aún cuando la temperatura sea elevada.

Actualmente en muchos países, una parte considerable de combustible Diesel se elabora con un contenido elevado de azufre, a pesar de que a mayor porcentaje de azufre en el combustible, mayor es el desgaste. Por ejemplo, el aumento del contenido de azufre, desde 0.12% hasta 0.57%, eleva en 5.5 veces el desgaste de los aros y en 3.5 veces el desgaste de los cilindros en el cordón superior (B,2).

Es particularmente peligroso el azufre activo como el azufre de mercaptanos, el cual se debe limitar a unas pocas partes por millón. El carácter corrosivo de los combustibles Diesel, debido a la presencia de mercaptanos, se controla con un ensayo de la lámina de cobre pulida. La muestra de combustible Diesel se mantiene a 100°C (212°F) durante 3 horas. Comparando la tira de cobre con una semejante, sin el tratamiento, no mostrará más que una decoloración extremadamente ligera.

En el caso especial del proceso de combustión en los motores Diesel con gran cantidad de exceso de aire, contribuyen a la formación del trióxido de azufre. El trióxido ataca al aceite lubricante en las paredes del cilindro formando materiales resinosos que endurecen quedando como barniz y carbón, también se une con el agua para formar ácido sulfúrico. El desgaste resulta, ya sea por la corrosión ácida o por la abrasión de residuos carbonosos.

Un contenido de azufre superior a 1.0% es perjudicial, en tanto que cantidades menores de 0.5% son económicamente admisibles.

2.2.6. CONTAMINANTES.

Los motores Diesel requieren combustibles sumamente puros. El contenido de cualesquiera de las impurezas mecánicas en el combustible Diesel es absolutamente intolerable, puesto que la presencia en éste, incluso de menudísimas partículas sólidas, pueden alterar el funcionamiento normal de las bombas de inyección y producir el desgaste prematuro e incluso la rotura de piezas de los aparatos de combustibles, esta es la razón por la que deben de evaluarse el porcentaje de contaminantes.

CENIZAS.

Son las sales y óxidos minerales que continúan en estado sólido después de la combustión completa del combustible Diesel, los elementos más abundantes en las cenizas, principalmente, son : silicio, hierro, calcio, sodio y vanadio. Este último representa en ciertos casos, el 50% de las cenizas totales. Las especificaciones prevén la presencia de trazas de cenizas no determinadas en el combustible Diesel con el fin de evitar depósitos sólidos sobre las partes frías, tales como las válvulas.

El contenido en cenizas da idea de la cantidad de residuo sólido que un combustible deja en los cilindros en las mejores condiciones de combustión completa. El contenido de cenizas se determina gene-

ralmente en los Diesel más pesados, para lo cual se calcinan evitando la inflamación de vapores.

A continuación se incinera el residuo de carbono - con una llama muy caliente, para quemar el carbón. Después del enfriamiento y desecación no quedan sino las cenizas constituídas por sales minerales no volátiles. El contenido de cenizas está limitada - en el combustible Diesel, puesto que la ceniza, además de la formación excesiva de carbonilla y sedimentos, puede constituir un abrasivo y al mezclarse con el lubricante, puede elevar el desgaste de las piezas del motor; se tolera un contenido de cenizas no mayor de 0.01%.

AGUA Y SEDIMENTOS.

El agua generalmente contiene materias orgánicas disueltas con suspensión que pueden dejar cenizas en particular, cloruros de sodio y magnesio. La cantidad de agua se fija como trazas no determinables. En cualquier caso la purificación de los combustibles puede realizarse por agitación con agua, que disuelve las materias orgánicas solubles; el agua junto con las materias en suspensión, se eliminan, más tarde por centrifugación. Han sido dañados más motores por la suciedad y el agua en el combustible que por cualquier otra deficiencia en sus especificaciones. Ni el agua, ni los sedimentos son desa

lojados de los combustibles Diesel tan rápidamente como lo son de la gasolina.

La presencia de agua en el combustible Diesel es particularmente peligrosa en invierno en algunas regiones del Perú, porque la formación de cristales de hielo pueden obstruir los filtros y conductos de combustible, produciendo con ello alteraciones en la alimentación del combustible y a veces la parada total del motor, el agua salada también es dañina por su efecto corrosivo.

Los combustibles Diesel pueden contener una acidez hasta de 5 mg KOH por 100 ml de combustible.

Se debe de eliminar el contenido de nitrógeno en los combustibles, puesto que un alto contenido de nitrógeno es indeseable, ya que los compuestos orgánicos nitrogenados son causa de serios envenenamientos.

2.2.7. COMBUSTION.

La combustión del carburante en el cilindro de un motor es un proceso físico-químico complejo, el proceso queda definido por las particularidades y velocidades de las reacciones químicas y otros factores.

La combustión transcurre en la fase gaseosa para que las reacciones de oxidación puedan desarrollar

se a velocidades suficientemente elevadas, el combustible líquido deberá convertirse en vapor y mezclarse con el aire.

En cualquier combustible tenemos solo tres o cuatro elementos capaces de oxidarse y al producirse este fenómeno se genera una apreciable cantidad de calor. Estos elementos son: carbono, hidrógeno y azufre. Naturalmente que el elemento predominante en los combustibles es el carbono. La combinación primaria del carbono con el oxígeno, durante la combustión del carbón, es la del óxido de carbono, ya que se combina de nuevo con el oxígeno a mayor o menor temperatura para dar anhídrido carbónico, si éste es el resultado final de la combustión esta completa, porque siendo el monóxido de carbono un combustible, es capaz de sufrir una oxidación ulterior con el desarrollo de una nueva cantidad de calor.

Durante el proceso de combustión, la energía química del combustible es transformada en energía molecular cinética o potencial de los productos. El término relativo a la energía más común asociado con la combustión es el poder calorífico.

PODER CALORIFICO.

Es la máxima cantidad de calor que puede obtenerse de los productos de la combustión completa si esos

productos se enfrían a la temperatura original de la mezcla de aire combustible. La mayoría de los combustibles contienen hidrógeno que al quemarse produce vapor de agua.

El poder calorífico del combustible puede determinarse quemando una muestra en una bomba calorimétrica especial, como resultado de la combustión completa del combustible se forma anhídrido carbónico y vapor de agua. Al determinar la cantidad de calor desprendida en el calorímetro, los productos de combustión que se han formado en el proceso de la reacción se enfrían hasta la temperatura inicial. En este caso, el vapor de agua se condensa desprendiendo respectivamente calor. De esta manera se determina el poder calorífico superior, es decir, todo el calor que se ha desprendido por efecto de la reacción. En el motor de combustión interna, los gases de escape se expulsan a alta temperatura, cuando no se produce la condensación del vapor de agua, por ello es más conveniente efectuar los cálculos con el poder calorífico inferior, el cual es menor que el superior, en la magnitud de calor latente de vaporización del agua.

El residuo de carbón da idea de la tendencia a formar coque o depósitos carbonosos en el curso de una combustión incompleta, ésta se determina mediante la prueba conradson.

CARBON CONRADSON.

Cuando se quema un combustible con una cantidad limitada de oxígeno, generalmente se obtiene, un producto llamado residuo de carbón. En la prueba con radson para el carbón se coloca una muestra del combustible en el crisol, el cual se calienta a altas temperaturas durante un tiempo relativamente grande. El porcentaje en peso del residuo, con respecto a la muestra original, es el residuo de carbón. Para combustibles Diesel ligeros, la prueba se hace usualmente a un 10% del remanente obtenido en una prueba de destilación, reportando el residuo carbonoso bajo esta base. Los residuos de alto carbón contribuyen a dejar depósitos en la cámara de combustión y en derredor de los extremos de las toberas, interfiriendo así con la forma del rocío.

2.2.8. IGNICION.

El fácil encendido del combustible Diesel en el motor ocasionado por el autoencendido, se denomina calidad de encendido. Se han hecho muchos esfuerzos para relacionar las propiedades físicas del combustible con el número de cetano que es el índice usual de la calidad del encendido. En lugar del número de cetano se puede utilizar el índice de cetano, valor aproximadamente superior en cuatro unidades

des, cuanto mayor es el índice de cetano (IC), tanto menos estable a la oxidación son las moléculas del combustible y más fácil es la inflamación.

El índice de cetano del combustible Diesel se toma por el número equivalente al porcentaje (volumétrico) de contenido de cetano ($C_{16}H_{34}$, IC = 100) en una mezcla con alfa metil naftaleno ($C_{10}H_7CH_3$, IC = 0) determinada mediante ensayos comparativos en un motor especial de un cilindro con grado variable de compresión en condiciones estrictamente determinadas. En este caso la autoinflamabilidad del cetano se toma por 100 y la del alfa metil naftaleno, por 0. Al elevarse el índice de cetano, el proceso de combustión transcurre más uniforme, el funcionamiento del motor es más económico y no es tan rígido como con combustible de bajo cetanaje, cuanto más elevado es el índice cetánico del combustible, más baja es la temperatura de puesta en marcha del motor Diesel. Los índices de cetano para la mayoría de los motores Diesel, deberá ser del orden de 45-60. Los números cetánicos menores de 40, ocasionan escape humeante junto con el aumento del consumo de combustible y pérdidas de potencia.

Esta tendencia disminuye, cuando se emplean combustibles más volátiles; inversamente, los combustibles menos volátiles tendrán números de cetano mayores para evitar el humo. En general, si el motor die-

sel arranca, huelga satisfactoriamente y trabaja suavemente a plena carga, no se obtendrá una ganancia aumentando el número de cetano del combustible.

2.2.9. ADITIVOS.

A los combustibles Diesel, para mejorar sus propiedades de explotación se le anaden aditivos. En calidad de aditivos se emplean nitratos, nitritos y diferentes tipos de peroxidos. Agregando aditivos al combustible se puede elevar el número de cetano, (Tabla N° 1.3) y obtener un medio efectivo para disminuir no solamente el período de retraso, sino también la presión máxima del ciclo. Así tenemos el isopropileno que eleva eficazmente el índice cetánico de los combustibles Diesel, mejora las características de puesta en marcha a temperaturas bajas, cambia la estructura de la carbonilla en el motor haciéndola menos dura. Al adicionar el amil-nitrato se ha encontrado que: disminuye el punto inicial de ebullición del combustible, aún cuando la reducción varía con el tipo de combustible, (- 17°C a 4°C) para 0.25% en volumen del aditivo; el residuo de carbón aumenta (desde tres hasta diez veces para dosis de 0.125%) en volumen del aditivo y la potencia producida aumenta desde 7 hasta 9% para adiciones de aditivo de 0.25% en volumen (B,2).

TABLA N° 1.3 - NUMERO DE CETANO DE LOS COMBUSTIBLES
EN FUNCION DEL CONTENIDO DE ADITIVOS

ADITIVOS	CONTENIDO DE ADITIVOS, %					
	0	0.5	1.0	2.0	3.0	4.0
Metil cetano	33	40	44	50	55	60
Peróxido de acetona	33	41	45	51	57	68
Nitrato de etilo	33	39	44	49	53	57
Isoamil nitrato	33	39	44	49	54	58
Peróxido de butilo	33	43	48	55	57	60

Hay otros aditivos que también sirven para reducir la temperatura de autoencendido del combustible, tales como: Amil tionitrito, tetra butil tionitrito, Etil tionitrito, Amil nitrito, n-Butil nitrato, Etil nitrato y hasta el azufre que aumenta el número de cetano en 7.5 para un porcentaje en peso de 0.5% en el combustible.

El aumento del número de cetanos y la disminución del período de retraso, mediante el empleo de aditivos, no garantizan elevado rendimiento indicado y la disminución de la emisión de humos en los gases de escape, cuando el motor trabaja con diferentes combustibles.

Ultimamente se ha comenzado a introducir aditivos multifuncionales que actúan sobre la fase final de combustión, mejorando los parámetros indicados y disminuyendo el contenido de humos en los productos

de combustión.

La mayoría de los aceleradores tienen tendencia a aumentar el carbón de Conradson en el 10% de la destilación de cola y depósitos de carbón, siendo una excepción en lo relativo a los depósitos el nitrato de amilo. Por último la adición de bario y manganeso, disminuyen el contenido negro de carbón en los productos de combustión.

2.3. CLASIFICACION DE LOS COMBUSTIBLES DIESEL.

La ASTM Designación D975-60T, clasifican los combustibles Diesel en tres grados

GRADO 1-D : Aceite combustible destilado, volátil, para motores cuyo servicio requiere de cambios frecuentes de velocidad y de carga.

GRADO 2-D : Aceite combustible destilado, de volatilidad más baja que el 1-D, para motores en servicio industrial o servicio móvil pesado. Este combustible puede contener componentes de primera destilación y/o de cracking.

GRADO 4-D : Aceites combustibles para motores de velocidad baja y media. Este combustible puede estar compuesto de productos de primera destilación o de cracking con algunos productos residuales.

TABLA N° 1.4 - ESPECIFICACIONES PARA COMBUSTIBLES
DIESEL

PRUEBA	MÉTODO ASTM	GRADO ASTM DEL COMBUSTIBLE DIESEL			
		1 - D	2 - D	4 - D	
Punto de inflamación °C (°F)	D93	38(100)	52(125)	54.5(130)	
Agua y sedimentos % vol.	D1796	Trazas	0.10	0.50	
Viscosidad cinemática m ² /s (c.s.t) a 38°C (100°F),	D445				
		mínima	0.014(1.4)	0.020(2.0)	0.058 (5.8)
		máxima	0.025(2.5)	0.043(4.3)	0.0264(26.4)
Residuos de carbón al 10% de residuo, % máximo.	D524	0.15	0.35		
Ceniza, % en peso máximo.	D482	0.01	0.01	0.10	
Azufre, % en peso máximo.	D129	0.50	0.50	2.0	
Calidad de ignición, número de cetano mínimo.	D613	40	40	40	
Temperatura de destilación, °C (°F), 90% de evaporación,	D86				
		mínima		282(540)	
		máxima	288(550)	338(640)	

La National Annual Diesel Fuel Survey clasifica los combustibles Diesel en cuatro tipos, agrupándolos de acuerdo con los siguientes tipos de servicio :

TIPO C-B : Aceite combustible Diesel de camiones, tractores y servicios similares.

TIPO T-T Combustibles para motores Diesel en camiones, tractores y servicios similares.

TIPO R-R : Combustible para motores Diesel de ferrocarriles.

TIPO S-M Destilado pesado y aceites residuales para grandes motores Diesel estacionarios y motores marinos.

TABLA N° 1.5 - OTRA CLASIFICACION DEL COMBUSTIBLE DIESEL Y SUS CARACTERISTICAS

TIPO DE COMBUSTIBLE	C-B	T-T	R-R	S-M
Densidad relativa, (°API)	0.8142(42.3)	0.8363(37.7)	0.8448(36.0)	0.8751(30.2)
Punto de anilina, °C	65.4	64.1	62.8	65.1
Punto de inflamabilidad, °C	49-93	54-110	60-116	76-88
Temperatura de fluidez crítica, °C	-54 a 0	-43 a -15	-40 a -9	-32 a -7
Viscosidad cinemática, m ² /s (c.s.t)	0.0153(1.53)	0.0226(2.26)	0.0248(2.48)	0.0511(5.11)
Peso de azufre, %	0.888	0.158	0.201	0.35
Residuo de carbono, %	0.065	0.091	0.123	1.18 *
Número de cetano	52.6	50.3	48.7	44.5

* Sobre cien por cien de muestra, otros sobre el cien por cien de residuo.

La Norma ITINTEC 321.003, que rige desde el 20 de Abril de 1989, clasifica a los combustibles Diesel y determina los métodos de ensayo. Para algunas características aún se usan la norma ASTM.

Los combustibles Diesel en el Perú, de acuerdo a las necesidades de su uso, se clasifican en tres tipos :

DIESEL N° 1 - Para motores Diesel que requieren frecuentes cambios de velocidad y carga.

DIESEL N° 2 - Para motores Diesel de servicio industrial y móvil pesado.

DIESEL N° 4 - Para motores Diesel de media y baja velocidad.

Los combustibles Diesel deberán cumplir todas y cada una de las características que se muestran en la Tabla N° 1.6 para el tipo respectivo.

TABLA N° 1.6 - REQUISITOS PARA COMBUSTIBLES DIESEL

CARACTERISTICAS	DIESEL N° 1	DIESEL N° 2	DIESEL N° 3	METODO DE ENSAYO
Punto de inflamación en °C, mín	43	52	54	ITINTEC 321.024
Punto de fluidez en °C, máx.	-12	4	13	ITINTEC 321.037
Agua y sedimento en porcentaje en masa, en 10% de fondos, max.	0,05	0,10	0,50	ITINTEC 321.029
Resíduo de carbón en porcentaje en masa, en 10% de fondos, max.	0,15	0,35		ITINTEC 321.041
Cenizas, porcentaje en masa, máx.	0,01	0,02	0,10	ITINTEC 321.020
Destilación: Punto inicial en °C, mín.				
90% destilado en °C, máx	288	357		ITINTEC 319.177
Viscosidad a 37,8 °C en c.s.t. mín.	1,4	1,8	5,8	ITINTEC 321.031
máx.	2,5	5,8	26,4	
Corrosión, máx.	Lámina N° 3	Lámina N° 3		ITINTEC 321.021
Azufre en porcentaje en masa, máx.	0,3	1	2	ASTM D 129, D 1552
Número cetano, mín. *	40,0 **	45,0 **	40,0 **	ASTM D 613
Color en la escala de color ASTM, máx.	2	3		ASTM 1500

Tabla N° 1.6

- * Si el número cetano no es posible determinarlo por el método ASTM, el índice cetano calculado puede utilizarse como una aproximación.
- ** Temperatura atmosférica bajas como operaciones de máquinas en altitudes grandes, pueden requerir el uso de combustibles con alto índice de cetano.

2.4. REQUERIMIENTOS FUNDAMENTALES DE LOS COMBUSTIBLES DIESEL.

El combustible Diesel debe tener una composición - fraccionada aligerada, limitada por la reducción - de la temperatura final de ebullición, lo que reduce la formación de carbonilla y el humo de los Dieseles.

- El combustible no debe provocar la corrosión de las piezas del motor y, asimismo, la carbonización de los inyectores.
- El combustible Diesel debe poseer un índice suficiente cetánico que proporcione un fácil arranque y funcionamiento suave de los motores.
- El suministro de combustible a los cilindros debe estar asegurado en todas las condiciones climáticas de explotación de los automóviles, el combustible - debe poseer temperatura baja de congelación que facilite la explotación de los automóviles en zonas frías.

- El combustible Diesel debe asegurar una buena formación de la mezcla combustible en los cilindros del motor.
- La mezcla combustible formada debe poseer una buena autoinflamación, la combustión de la mezcla autoinflamable debe ser completa, sin formación de hollín y escape humoso y el trabajo del motor no debe ir acompañada de golpeteo.
- El combustible Diesel debe contener poco azufre y pocas composiciones resinosas, lo que asegura la infabilidad y longevidad de los Dieseles.

El combustible Diesel debe poseer suficiente viscosidad, que asegure una elevada longevidad de las piezas de fricción del sistema de combustible.

2.5. ANALISIS COMPARATIVO DE LAS PROPIEDADES FISICO-QUIMICAS DE LOS COMBUSTIBLES DIESEL SOMETIDOS A INVESTIGACION.

Los combustibles sometidos a prueba fueron, el Diesel Normal # 2 y el Diesel especial # 2 en sus tres variantes M-1, M-2 y M-3.

- La variante M-1 contiene un componente (20% en volumen) de alto contenido aromático, el cual ha recibido un procesamiento para reducir su inestabilidad antes de mezclarse.
- La variante M-2 es similar al combustible M-1, pero

se ha agregado un aditivo (alrededor de 50 partes - por millón) para evitar formación de gomas y sedimentos.

La variante M-3 es similar al combustible M-2, sin embargo, el procesamiento previo al componente de alto contenido aromático es más severo que en el caso del combustible M-1.

Las propiedades físicas y químicas de los dos combustibles Diesel se muestran en las tablas Nros. 1.7 y 1.8.

TABLA N° 1.7 - PROPIEDADES AROMATICAS DE LOS COMBUSTIBLES DIESEL SOMETIDOS A PRUEBA

PRUEBA	REPORTE	Especial # 2 (valor prom.) (M-1,M-2,M-3)	Diesel # 2
ASTM -D-3238 Cálculo de la distribución de carbón y análisis de grupos estructurales o método n-d-n	% C _A (átomos de carbono en estructuras de anillos aromáticos)	25.5	10.1
	% C _N (idem en anillos nefíticos)		
	% C _P (idem en cadenas parafínicas)	74.5	89.9
Relación carbono/hidrógeno teórica	Peso carbón/Peso hidrógeno.	6.98	6.68
UOP-276 Nitrógeno pirrólico	Contenido en partes por millón de nitrógeno en estructura pirrólica (generador de gomas y sedimentos)	19	0

TABLA N° 1.8 - ESPECIFICACIONES DE LOS COMBUSTIBLES DIESEL SOMETIDOS
A INVESTIGACION

PROPIEDADES	METODO	DIESEL ESPECIAL N° 2			
		DIESEL N° 2	M-1	M-2	M-3
Color ASTM	D-1500	3.0	2.5	2.0	2.5
Densidad relativa a 15°C/15°C en Kg/m ³ , (°API).	D-287	0.8541 (33.4)	0.8756 (30.1)	0.8762 (30.0)	0.8745 (30.3)
Punto de inflamación, °C	D-93	67.8	57.7	54.4	57.7
Punto de fluidez, °C	D-97	-9.4	-15.5	-15.5	-12.2
Agua y sedimentos % Vol.	D-1796	0	0	0	0
Azufre en combustible (% en peso)	D-1552	0.195	0.165	0.165	0.165
Viscosidad cinemática a 38°C en m ² /s, (c.s.t).	D-445	0.0390 (3.9)	0.040051 (4.0051)	0.04027 (4.027)	0.04010 (4.010)
Poder calorífico en kJ/Kg.	D-240	45,557.04	45,250.0	45,240.70	45,268.61
Indice de cetano	D-976	49.0	44.5	44.4	44.6

sigue

TABLA N° 1.8 . . .

PROPIEDADES	METODO	DIESEL N° 2			DIESEL ESPECIAL N° 2			
		1a	M-1	M-2	M-3	M-1	M-2	M-3
Lámina cobre, 3 horas a 100 °C	D-130	1a	1a	1a	1a	1a	1a	1a
Punto inicial de ebullición en °C	-	184.4	154.4	157.7	155.5	157.7	155.5	155.5
5% destilado a °C	-	211.6	190.0	191.1	188.8	191.1	188.8	188.8
10% destilado a °C	-	233.3	217.7	220.0	214.4	220.0	214.4	214.4
20% destilado a °C	D-86	257.7	256.6	256.6	256.6	256.6	256.6	256.6
50% destilado a °C	-	291.6	294.4	295.0	295.0	295.0	295.0	295.0
90% destilado a °C	-	345.5	356.6	353.3	352.7	353.3	352.7	352.7
95% destilado a °C	-	362.7	383.3	376.6	375.5	376.6	375.5	375.5
Punto final de ebullición en °C	-	371.1	386.6	383.3	386.8	383.3	386.8	386.8
Recuperado, % Vol.	-	97.5	95.7	97.50	97.5	97.50	97.5	97.5
Resíduo, % Vol.	-	2.0	1.8	2.0	2.0	2.0	2.0	2.0

Para la mejor evaluación del combustible Diesel normal y el combustible Diesel especial N° 2, se calculan otros parámetros, tales como : el Índice de cetano (I.C.), el Índice Diesel y el número viscosidad-densidad.

El SAE Fuels and Lubricants Technical Committee ha aprobado las siguientes relaciones para evaluar el Índice de cetanos de los combustibles Diesel,

$$I.C. = 0.49083 + 1.06577X - 0.0010552X^2$$

donde

$$\begin{aligned} X = & 97.883 (\text{Log } P_{EM})^2 + 2.2088(\text{API}) \text{Log } P_{EM} \\ & + 0.01247(\text{API})^2 - 423.51 \text{Log } P_{EM} - \\ & 4.7808 \text{API} + 419.59 \end{aligned} \quad (1.4)$$

y P_{EM} es el punto de ebullición medio, °F, para la recuperación del 50 por 100 a una presión barométrica de 760 mmHg. A presión diferente la variación de la temperatura es mínima.

Los ensayos físico-químicos son los métodos que proporcionan mayor satisfacción para la evaluación de los combustibles de encendido por compresión, el cual queda determinado mediante el Índice Diesel.

$$I.D = \text{Punto de anilina (°F)} \times \text{°API}/100$$

$$I.D = \left(\frac{28}{C/H}\right)^3 + \frac{P_{EM}}{20} - 47$$

donde : C/H es la relación carbono/hidrógeno teórico
El número viscosidad-densidad puede ser calculado de acuerdo a la ecuación (1.3). Los cálculos efectuados se muestran en la tabla 1.9.

De acuerdo a las tablas 1.6, 1.7, 1.8 y 1.9 se puede realizar las comparaciones entre el combustible Diesel normal y el combustible Diesel especial N° 2.

- La aparición ligeramente más opaca del combustible M-2, posiblemente se deba al aditivo y al hecho de que no se ha procesado previamente al componente de alto contenido aromático.

El alto contenido aromático del combustible Diesel especial N° 2, reduce la escala recomendada por ITIN TEC.

La evaporabilidad de los combustibles viene a ser un factor importante que define el nivel de optimización de los procesos de formación de mezcla; de los cuales depende la economía del trabajo y las características de arranque del motor.

La ampliación de los recursos (reservas) de combustible Diesel, mediante la utilización de fracciones ligeras de petróleo ubicadas fuera de los límites, propiamente de las llamadas "fracciones Diesel", se ve limitada por la baja viscosidad, evaporabilidad sobrante e insuficiente inflamabilidad. El exceso de evaporabilidad del combustible puede provocar un

TABLA 1,9

INDICE DE CETANO, INDICE DIESEL Y NUMERO VISCOSIDAD-DENSIDAD

PROPIEDADES	DIESEL N° 2	DIESEL ESPECIAL N° 2		
		M-1	M-2	M-3
Temperatura en el punto medio de ebullición en °C, (°F).	291.6 (556.88)	294.4 (561.92)	295.0 (563.0)	295.0 (563.0)
Densidad relativa a 15°C/15°C en Kg/m ³ , (°API)	0.8541 (33.4)	0.8756 (30.1)	0.8762 (30.0)	0.8745 (30.3)
Relación carbono/hidrógeno - teórico.	6.68	6.98	6.98	6.98
Indice de cetano	52.2	46.3	46.2	46.8
Indice Diesel	54.49	45.65	45.70	45.70
Viscosidad en c.s.t.	3.90	4.0051	4.027	4.010
Número viscosidad-densidad	0.8420	0.8639	0.8644	0.8627

aumento de la rigidez de funcionamiento del motor, ya que la evaporabilidad determina la cantidad de mezcla preparada para la combustión en el período de retardo de inflamación.

Al aumentar la evaporabilidad, esta cantidad crece lo que provoca un aumento de la presión máxima del ciclo y finalmente el aligeramiento de la composición, generalmente va acompañada de una disminución del número de cetano, debido a la menor inflamabilidad de las fracciones ligeras. Una de las causas que limitan el empleo de las fracciones ligeras, como combustible para motores de encendido por compresión, es su insuficiente viscosidad, lo que puede provocar un aumento de las fugas en el sistema de alimentación de combustible, rompimiento de las fases de alimentación de combustible y dificultades de arranque del motor. Al disminuir la viscosidad por debajo de un límite determinado, se observa un mayor desgaste en el sistema de inyección. Sin embargo el valor límite de la viscosidad que asegura un elevado desgaste, no debe tomarse en forma definitiva.

Generalmente se considera que el valor más bajo de la viscosidad no debe ser menor a 1.8 c.s.t. a 37.8°C.

En el combustible especial Diesel N° 2, el número -

de cetano disminuye, pero aumenta la viscosidad. Esto es debido a la variación porcentual superior de los componentes aromáticos, respecto a los Nafténicos y Parafínicos. Los aromáticos contienen moléculas de bajo número de cetano, lo cual incide en la disminución del número de cetano del combustible Diesel especial N° 2. Los compuestos nafténicos contienen una parte relativamente alta de fracciones volátiles, es decir compuestos que se evaporizan con facilidad. Su influencia en el combustible Diesel, junto con los parafínicos, tienen incidencia en el ligero incremento en la evaporabilidad, disminución de la densidad y viscosidad.

La viscosidad de los combustibles sometidos a estudio, se encuentran dentro del rango aceptable, pero el número de cetano está por debajo del límite mínimo aceptable en el combustible Diesel especial N° 2, esto hace que las moléculas sean más estables a la oxidación y por lo tanto más difícil su inflamación.

De la curva de Destilación ASTM (figura 1.1) y el Índice de cetano, podemos afirmar que el combustible Diesel normal es ligeramente superior en cuanto a: facilidad de arranque en frío, tiempo necesario para el calentamiento del motor, facilidad en la inflamación y evaporación rápida en la cámara de combustión a temperatura ligeramente más baja.

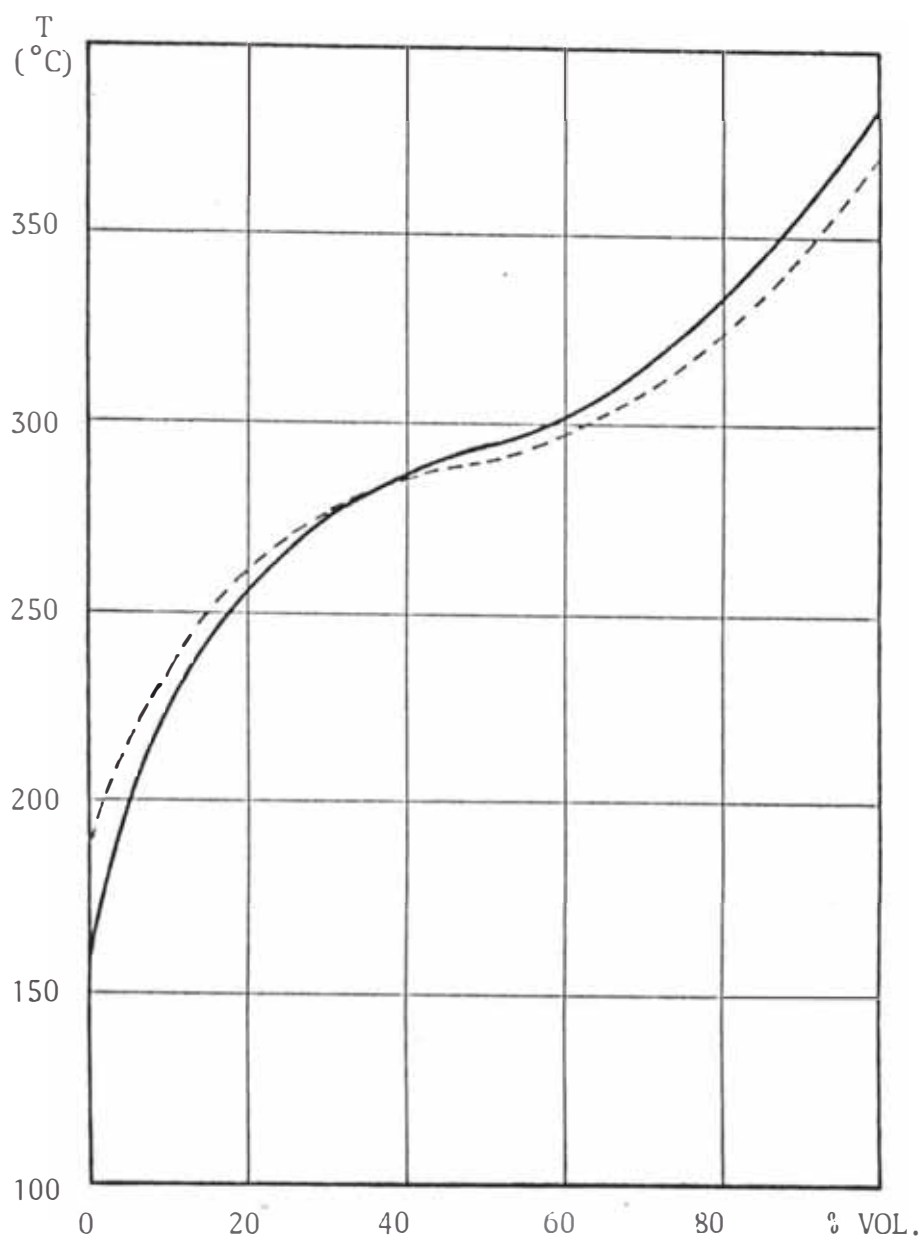


FIGURA 1.1 - CURVAS DE DESTILACION ASTM
----- DIESEL NORMAL
————— DIESEL ESPECIAL (M-1, M-2, M-3)

El número de viscosidad-densidad es un índice de la composición química; valores elevados indican alto contenido nafténico y valores pequeños indican alto contenido parafínico. Además, un número bajo se corresponde con combustibles de calidad de encendido elevado. En la tabla 1.9 se observa que el número viscosidad-densidad del combustible Diesel normal es inferior al combustible Diesel especial N° 2, ésto se debe al mayor porcentaje de componentes parafínicos.

El Índice Diesel y el Índice de cetano mayor en el Diesel normal, nos indica un combustible con mejor calidad de encendido.

El mayor poder calorífico en el combustible Diesel normal, influye en el ligero incremento de ciertos parámetros indicados y efectivos, pero el mayor contenido de azufre influye negativamente en el motor, y el sistema de alimentación de combustible en el cual ocasionará desgaste.

La diferencia entre las demás propiedades de estos combustibles es insignificante. En general, podemos afirmar que la diferencia entre las propiedades del combustible Diesel normal y el combustible Diesel especial N° 2 no es muy notoria, con excepción del número de cetano y la formación de gomas y sedimentos.

CAPÍTULO 3

METODOLOGÍA DE INVESTIGACIÓN Y ENSAYOS DE DOS COMBUSTIBLES DIESEL

A solicitud de la empresa PETROLEOS DEL PERU S.A. se ha realizado el Proyecto de Investigación teórico-experimental en el que usando métodos comparativos se evalúa la influencia de un nuevo combustible Diesel Especial N° 2, en sus tres variantes (M1, M2 y M3) sobre los índices de potencia y de economía de los motores Diesel, variando - algunos factores explotacionales y constructivos del motor. Las propiedades físicas y químicas de estos combustibles, juntamente con los del combustible Diesel Normal, han sido proporcionados por PETROPERU.

Todos los ensayos correspondientes han sido efectuados en el Banco de Experimentación Ricardo de propiedad de la Universidad Nacional de Ingeniería.

3.1. PLANEAMIENTO DE LOS ENSAYOS

Para que las pruebas que se realizan en el Banco sea más organizado y eficiente, se debe estructurar un plan concreto de trabajo para un tiempo determinado, de acuerdo a la exigencia de la Universidad.

De acuerdo a estos principios se efectuó las pruebas para Petróleos del Perú S.A. que en total demandaron 90 días a dedicación exclusiva y en algunos casos fué más de 8 horas diarias. Se usó filtros nuevos para cada combustible durante los ensa -

yos.

El equipo e instrumentos que se utilizaron en esta prueba, así como el cronograma de actividades y mediciones efectuadas en el Banco se detallan a continuación.

3.1.1. Equipos e instrumentos utilizados para los experimentos.

Banco de experimentación RICARDO con motor monocilíndrico y freno eléctrico de corriente continua y de excitación independiente.

- Dinamómetro con rango de 0 a 5 Kg.f.
- Tacómetro eléctrico con rango de 0 a 3000 r.p.m. y con aproximación de 50 r.p.m.
- Medidor volumétrico de flujo de combustible.
- Cronómetro.
- Medidor volumétrico de flujo de aire.
- Manómetro diferencia con escala de 0 a 50 cm de agua para la medición de flujo de aire.
- Termómetro de bulbo de rango de -15 a 110°C para la medición de la temperatura de entrada del agua de refrigeración del motor.
- Termómetro de bulbo de rango de -5 a 105°C para la medición de la temperatura de salida del agua de refrigeración del motor.
- Termómetro de bulbo de rango de -15 a 100°C para la medición de la temperatura de entrada del aceite lu

bricante,

- Termómetro de bulbo de rango de -15 a 100°C para la medición de la temperatura de salida del aceite lubricante,
- Termómetro de bulbo de rango -20 a 110°C , para la medición de la temperatura de entrada del aire al motor.

Manómetro tipo BOURDON para la medición de la presión del aceite lubricante con escala de 0 a 6 Kg/cm^2

- Termocupla con potenciómetro marca LEED & NORHRUP - para la medición de la temperatura de gases de escape de 0 a 64 mV .

3.1.2. Cronograma de Actividades realizadas.

Los ensayos realizados han servido para obtener - datos de determinadas magnitudes que posteriormente permitieron hacer el levantamiento de las características siguientes del motor, empleando cada uno de los combustibles mencionados:

- Característica externa de velocidad.
- Característica de carga del motor.
- Características de regulación del motor variando la presión de inyección y el ángulo de avance de la inyección del combustible.

Se realizó también ensayos adicionales para obtener el diagrama indicado y el balance térmico del motor con cada uno de los combustibles antes mencionado. Las pruebas efectivas demandaron alrededor de 80 horas, adicionándose unas 30 horas en dejarlo en óptimas condiciones de medición, tratando de obtener un régimen de funcionamiento estable del motor.

Cada punto fué medido dos veces y algunas pruebas fueron repetidas por completo (el de carga) o corregida al final de las experiencias, pero en total el motor no funcionó más de 120 horas.

El tiempo requerido para cada ensayo se da en los PROTOCOLOS y cada característica principal se muestra a continuación

DESCRIPCION DEL ENSAYO	DESCRIPCION DEL ENSAYO (min.)
Característica externa de velocidad.	267
Característica de carga - del motor.	692 + 920*
Características de regulación variando la presión de inyección.	1184
Característica de regulación variando el ángulo de avance de la inyección.	1355
Obtención del diagrama indicado.	160
Balance térmico del motor	230
	<hr/>
	TOTAL: 4808 min. (80 horas)

* Esta prueba fué repetida.

3.1.3. Magnitudes medidas durante los ensayos.

- Fuerza en el dinamométrico.
- Frecuencia de rotación del cigueñal.
- Tiempo de caída del combustible en la bureta del medidor.
Temperatura del aire en la entrada del motor.
- Temperatura de los gases del motor.
Altura manométrica en el medidor de caudal de aire.
- Temperatura del líquido refrigerante.
- Temperatura del aceite lubricante.

De éstos, las magnitudes que fueron controladas constantemente fueron

- Temperatura del líquido refrigerante (aproximadamente 70°C).
- Temperatura del lubricante (aproximadamente 62°C).

3.1.4. Variables de regulación utilizadas en los ensayos.

- Para la frecuencia de rotación del cigueñal se eligieron los valores de 700, 1200, 1700, 2200 y 2700 r.p.m.
- La cantidad de combustible en la bureta fué de 50 c.c. para regímenes de alta velocidad y 10 c.c. - para regímenes de baja velocidad.
- Los ángulos de avance a la inyección se eligieron de 34°, 36°, 38°, 40°, 42° y 45°, antes del

p, m, s.

Se eligieron las siguientes presiones de inyección : 130, 140, 150, 160 y 170 Kg/cm².

- Para la posición de la cremallera de la bomba de inyección, se utilizaron 7 posiciones a partir del suministro mínimo y estable de velocidad hasta la posición de suministro correspondiente a la zona de humeado.

3.2. NORMAS EXISTENTES EN LA REALIZACION DE ENSAYOS CON MOTORES DIESEL,

Existen varias normas que rigen la realización de ensayos en motores Diesel, a continuación se mencionan algunas de ellas.

De acuerdo a las normas Soviéticas, se llama Banco de Pruebas al dispositivo técnico que sirve para instalar el motor Diesel en una posición prefijada para crear las acciones requeridas y transmitir las al Diesel y al combustible, el aceite, el líquido refrigerante y el aire que se suministran a él; para efectuar el control del proceso de ensayos; para recoger la información primaria acerca del funcionamiento del Diesel y los sistemas del Banco.

El Banco de pruebas ha de equiparse con los dispositivos siguientes: de carga, de fijación del Diesel, de unión del Diesel con dispositivo de carga, de

enfriamiento del Diesel refrigerado por líquido, de evacuación de los gases de escape, de alimentación del Diesel con combustible para el mando del Diesel y del dispositivo de carga, aparatos de medición y control.

La unión al Diesel instalado sobre el banco de pruebas, de los dispositivos para evacuar los gases de escape, los de refrigeración, de lubricación y alimentación de combustible, así como de otros dispositivos cualesquiera y aparatos de medición, no deben cambiar la potencia y el consumo de combustible a todos los regímenes más que en 1%.

Entre el aparato para medir el consumo de aire y el depurador de aire (colector de admisión), tiene que instalarse un recipiente de una capacidad no menor de 200 volúmenes útiles de cilindro del Diesel que se ensaya. Al medir el consumo de aire, se recomienda ubicar el depurador de aire en el interior del recipiente de admisión.

También se recomienda aprovechar unos dispositivos para evacuar los gases quemados con escape libre o instalar entre los dispositivos para evacuar los gases quemados y el sistema de escape del Diesel, un recipiente de escape con una capacidad no menor de 150 volúmenes útiles de cilindro del Diesel ensayado.

Cuando se determina la emisión de humo y de sustancias nocivas, junto con los gases de escape, el dispositivo que sirve para evacuarlos, ha de equiparse con un dispositivo adicional para evacuar los gases provisto de una sonda tomamuestras que se coloca a una distancia no superior a 0.5 m de la sección de salida del sistema de escape del Diesel.

La sonda tomamuestras que sirve para determinar la emisión del humo, representa un tubo de acero inoxidable, con un diámetro interior de 25 mm; el mismo que se ubica en el dispositivo adicional para evacuar los gases, en su tramo rectilíneo de diámetro constante D , a una distancia no menor de $7D$ a partir de la sección de entrada y no menor de $3D$ respecto a su sección de salida, de modo que el orificio de entrada de la sonda se sitúe en el eje y esté orientado al encuentro del flujo de gases quemados.

La sonda tomamuestras que sirve para determinar la emisión de sustancias nocivas, debe de instalarse en el dispositivo adicional para evacuar gases quemados en su tramo rectilíneo de un diámetro constante D y una longitud igual a $10D$, a una distancia D respecto de la sección de entrada del referido sector. Cuando se emplean los aparatos analíticos de gas de acción discreta, la sonda tomamuestras se fa

brica de acero inoxidable, en forma de tubo, con un diámetro de 8 mm y se ubica de modo que el orificio de entrada de la sonda se sitúe por el eje y esté orientado al encuentro del flujo de gases quemados.

Al emplear los aparatos analíticos de gas automáticos de acción continua, éstos se montan en el aparato que se usa, ateniéndose a las instrucciones.

El tramo no rectilíneo del dispositivo para evacuar los gases quemados, en una longitud de 1 m, no debe desviarse en más del 1% del diámetro D; la desviación admisible respecto del diámetro exterior, no debe de exceder + 10% de D.

En el dispositivo adicional para evacuar los gases, la sonda tomamuestras y en el lugar de su unión no se permiten las fugas de gases de escape, ni la succión de aire

Durante los ensayos en el banco se recomienda emplear los siguientes aparatos de medición

Dispositivos dinamométricos para medir el momento torsional.

- Tacómetros para medir la frecuencia de rotación del cigueñal del Diesel.
- Aparatos para medir el gasto en masa del combustible.
- Flujómetros rotatorios de gas para medir el consumo de aire.

- Colectores registradores para medir el rendimiento de los ventiladores impelentes del sistema de refrigeración (según las normas GOST 8.302-78).
Manómetros de presión y vacío en V fabricados de vidrio.
Vacuómetros y manómetros de presión y vacío de indicación.
Micromanómetros de tipo MM para medir la presión - en los sistemas de admisión, de escape, de lubricación, de alimentación de combustible y de refrigeración (según las normas GOST 9933-75, GOST 8625 - 77, GOST 19936 - 69).
Termómetros de mercurio, manométricos y de resistencia en juego con logómetros para medir la temperatura del aire, del líquido refrigerante, del combustible y del aceite (según las normas GOST 2823-73, GOST 8624-80 y GOST 9736-68).
- Medidores de humo para medir la densidad óptica de los gases quemados según el método de examen con rayos.
- Indicadores electroneumáticos de tipo estroboscópico para trazar el diagrama de indicador del Diesel.
- Barómetros de mercurio meteorológicos y barómetros aneroides meteorológicos para medir la presión atmosférica.
- Cuentasegundos mecánicos y eléctricos para medir la duración de giro del cigueñal durante el arranque

y el tiempo en que se consumen las dosis de control del combustible, aceite, líquido refrigerante y aire.

- Aparatos registradores de vibraciones para medir los niveles generales cuadráticos, medios de vibración, según la velocidad de oscilación no menor de hasta 135 db y los componentes de los espectros de frecuencia en la banda de la tercera octava en la gama desde 12 hasta 2000 Hz (según las normas GOST 13731-68).

Aparatos registradores de ruido para medir el nivel de sonido y la presión acústica no menos que de hasta 135 db y los componentes de los espectros de frecuencia en las bandas de la octava en la gama desde 63 hasta 8000 Hz (según las normas GOST 8.055-73).

- Psicrómetros de aspiración para medir la humedad del aire (según las normas GOST 6353-52).
- Aparatos analíticos de gas automáticos, de acción continua para determinar la concentración en los gases de escape: del monóxido carbónico con ayuda del gasoanalizador infrarrojo no disperso, de los hidrocarburos con ayuda del gasoanalizador de ionización por llama, de los óxidos nítricos con ayuda del gasoanalizador de quimioluminiscencia o por medio de los gasoanalizadores no disperso infrarrojo y no disperso ultravioleta.

- Aparatos analíticos de gas no automáticos de acción discreta para determinar la concentración en los gases de escape: del monóxido carbónico con ayuda del cromatógrafo con detector termoquímico, de los hidrocarburos con ayuda del cromatógrafo con detector de ionización por llama, de los óxidos nítricos con ayuda del fotocolorímetro en combinación con la determinación química por medio del reactivo de Zoltzman.

Durante los ensayos en el Banco deben cumplirse los requisitos de seguridad e higiene en la producción previstos por los estándares, las especificaciones y la documentación técnica de las empresas fabricantes de motores, bancos de pruebas, aparatos de medición, combustibles, aceites y líquidos refrigerantes.

El ruido, el microclima y las concentraciones de las sustancias nocivas contenidas en el aire en la zona de puestos de trabajo de los experimentadores, así como la vibración en los puestos de trabajo y los órganos de mando del Diesel; del banco de pruebas y de los aparatos de medición, no han de superar los valores límites admisibles previstos por las normas sanitarias.

Las piezas giratorias del Diesel, del banco de pruebas y de los aparatos de medición, deben de tener cercos de protección.

Las tuberías del banco de pruebas para evacuar gases quemados y el recipiente de escape, deben de estar aislados termicamente o apantallados, de modo que la temperatura en las superficies exteriores no supere 70°C.

No se permite usar las gasolinas con tetraetilo de plomo para alimentar los motores de arranque y para lavar las piezas.

Los parámetros que se determinan durante los ensayos en el banco, se establecen en correspondencia con las tareas de los ensayos. Por lo general se puede medir los siguientes parámetros

- Momento torsional M_{tor} , kgf.m(n-m)	+ 0.005 M_{tor}_N
Par de resistencia al giro del cigüeñal (sin suministro del combustible a los cilindros) M_{res} , Kgf.m (N-m)	+ 0.02 M_{res}_N
- Frecuencia de rotación n , r.p.m.	$\pm 0.005n$, pero no más de + 10 r.p.m
- Consumo de combustible G_c Kg/h	+ 0.005 G_c
- Consumo del aire que se suministra a los cilindros G_a , Kg/h	+ 0.02 G_a_N
- Capacidad de la bomba de agua G_{lq} Kg/h (g/s)	+ 0.03 G_{lq}_N
- Capacidad del ventilador en el motor Diesel refrigerado por aire G_{vent} . Kg/s	+ 0.003 G_{vent}_N
- Presión atmosférica $mmHg$ (kPa)	+ 1 (0.2)
* - Presión en el colector de admisión $mmHg$ (kPa)	+ 5 (0.05)

- Presión de sobrealimentación (después del compresor) kgf/cm^2 (MPa)	+ 0.005(0.0005)
- Presión antes del compresor (después del depurador de aire y el silenciador de admisión), mmH_2O (kPa)	+ 5 (0.05)
- Presión en el colector de escape (antes del silenciador, el apagachispas y el neutralizador de los gases quemados) del Diesel sin sobrealimentación por turbocompresor mmH_2O (kPa)	+ 2.5 (0.025)
- Presión en el colector de escape antes de la turbina del turbocompresor, Kgf/cm^2 (MPa)	+ 0.005(0.0005)
Presión después de la turbina del turbocompresor (antes del silenciador y el neutralizador de los gases quemados), mmH_2O (kPa)	+ 2.5 (0.025)
- Presión del aceite a la salida de la bomba de aceite, kgf/cm^2 (MPa)	+ 0.2 (0.02)
- Presión del aceite en el conducto principal de aceite, kgf/cm^2 (MPa)	+ 0.2 (0.02)
- Presión del combustible antes de la bomba de combustible de alta presión, kgf/cm^2 (MPa)	+ 0.05 (0.005)
- Presión de los gases de cárter, mmH_2O (kPa)	5 (0.05)
- Presión en el cilindro, al trazar el diagrama de indicador de las carreras de compresión y las de trabajo, kgf/cm^2 (MPa)	+ 1 (0.1)
* - Presión media de las carreras de bombeo determinada mediante el planimetrage del diagrama de las carreras de bombeo, Kgf/cm^2 (MPa)	+ 0.02(0.002)
- Temperatura del aire ambiente, °C	+ 1
* Temperatura del aire en el colector de admisión del Diesel, °C	+ 1

	Temperatura del aire antes del compresor (después del depurador de aire y del silenciador de admisión) del Diesel con sobrealimentación, °C	+ 1
-	Temperatura del aire después del compresor del Diesel con sobrealimentación, °C	+ 1
-	Temperatura de los gases quemados en los tubos de escape y el colector de escape del Diesel sin sobrealimentación, °C	+ 10
-	Temperatura de los gases quemados en los tubos de escape y el colector de escape, antes de la turbina del turbocompresor del Diesel con sobrealimentación por turbocompresor, °C	+ 10
*	Temperatura de los gases quemados después de la turbina (antes del silenciador, el apagachispas y el neutralizador de los gases de escape) del Diesel con sobrealimentación por turbocompresor, °C	+ 10
-	Temperatura del líquido refrigerante a la entrada del Diesel, °C	+ 3
-	Temperatura del líquido refrigerante a la salida del Diesel, °C	+ 3
*	Temperatura del aceite en la bandeja o antes del radiador de aceite, °C	+ 3
-	Temperatura del combustible a la entrada del filtro de depuración - basta del combustible (en ausencia del filtro de depuración basta del combustible en el motor Diesel, a la entrada de la bomba cebadora de combustible), °C	+ 1
*	Temperatura de los cilindros de los motores Diesel refrigerados por aire, °C	+ 5
-	Temperatura de las culatas de cilindros de los motores Diesel con refrigeración por aire, °C	+ 5

-	Temperatura de los casquillos de cojinetes principales, °C	+ 5
*	- Emisión de humo con los gases quemados, %	+ 3
-	Angulo de giro del cigueñal, grados	+ 1
-	Angulo de reglaje de avance a la inyección del combustible, grados	+ 1
-	Pérdidas de aceite por quemadura durante 10 h ΔG_{ac} , kg	+ 0.02 ΔG_{ac} .
-	Consumo de combustible en el transcurso de la determinación de las pérdidas de aceite por quemadura ΔG_{comb} , kg	+ 0.01 ΔG_{comb}
	Humedad relativa del aire ambiental, %	+ 5
*	- Nivel general cuadrático medio de la vibración, según la velocidad de oscilaciones y componentes de los espectros de frecuencias en las bandas de la tercera octava, dbA	+ 1
-	Niveles de sonido, dbA	+ 1
-	Niveles de la presión acústica y componentes de los espectros de frecuencias en las bandas de octava, db	+ 1
	Concentración de la sustancia nociva en los gases de escape, g/m ³	+ 0.1 w s.n.
-	Duración de la rotación del cigueñal durante el arranque, s	+ 0.2
-	Angulo de inclinación longitudinal del Diesel, grados	+ 1
-	Angulo de inclinación transversal del Diesel, grados	+ 1

OBSERVACION: Los errores de medición de los parámetros no enumerados se designan en función de las tareas de los ensayos y de los aparatos de medición aplicados.

Para determinar los parámetros marcados (*) se permite maquinar adicionalmente las piezas correspondientes para instalar los aparatos de medición o emplear una piezas especiales, bajo la condición de que la potencia y el consumo de combustible no varien en todos los regímenes, más que en 1%.

La presión atmosférica y la humedad del aire ambiente, deben medirse en el local en que está ubicado el Banco de Pruebas y la temperatura, en el flujo del aire succionado antes de la entrada al depurador de aire o al dispositivo que sirve para medir el consumo de aire, a una distancia no superior a 0.15 m de la entrada.

En el caso del suministro separado de los gases quemados a la turbina del turbocompresor, la presión y la temperatura de los gases de escape se mide en cada sección.

La temperatura de los cilindros y de las culatas de cilindros del Diesel con refrigeración por aire, ha de medirse a una distancia no superior a 2 mm de las superficies calentadas del cilindro y del fondo de la culata del cilindro.

Durante la presentación de las características (de regulación de carga, de velocidad, de la marcha en vacío, de estabilidad de arranque, de rotación del ciguenal, multiparamétricas y otros), hace falta indicar:

- El nombre de la organización, universidad, empresa etc. que lleva a cabo los ensayos.

- El lugar y la fecha en que se hacen los ensayos.
- La denominación de la característica.
- La marca y modelo del Diesel ensayado.
- Las condiciones de los ensayos (presión atmosférica, temperatura y humedad del aire circundante, temperatura y la densidad del combustible).
- El número del acta de ensayos.
- El puesto ocupado, el apellido y las iniciales de las personas que han realizado los ensayos.

Las Normas UNE 10-059-84 (española) y la Norma ISO R 1585, fijan las siguientes condiciones de ensayo para motores Diesel, destinados a vehículos - automóviles :

- Las medidas se harán en condiciones de funcionamiento normales y estables.
- La alimentación de aire del motor debe ser suficiente.
- El motor debe haber funcionado de acuerdo con las recomendaciones del fabricante.
- Las cámaras de combustión pueden contener sedimentos, pero en cantidad limitada.
- Las condiciones de la prueba, tales como la temperatura del aire de entrada, deberán seleccionarse para que sean lo más próximas posibles a las condiciones de referencia.
- La temperatura del aire de entrada al motor deberá

tomarse a 0,15 m en contracorriente, desde el punto de entrada al depurador de aire, en caso de que no se utilice depurador de aire, a 0,15 m del conducto de entrada de aire.

- El termómetro o termopar será protegido del calor irradiado y situado directamente en la corriente de aire. También deberá protegerse un número suficiente de posiciones para obtener una temperatura media de entrada representativa. La entrada de aire no deberá ser perturbada por el dispositivo de medida.
- No se tomará ningún dato hasta que el par, la velocidad y la temperatura hayan permanecido sensiblemente constantes, por lo menos durante 1 minuto. La velocidad del motor, durante una operación de medición, no deberá desviarse de la velocidad seleccionada cuando se obtengan los datos en más de + 1% ó + 10 rev/min. cualquiera que sea el mayor.
- La lectura de la fuerza de frenado, consumo de combustible y temperatura de aire de entrada, deberá hacerse simultáneamente, la lectura tomada a efecto de medición, deberá ser el promedio de los dos valores estabilizados que no varien por debajo del 25%, respecto a la fuerza de frenado y al consumo de combustible.
- Deberá utilizarse un tiempo de medición que no sea inferior a 60 segundos, cuando se calcule la velo

cidad o el consumo de combustible, mediante un dispositivo de accionamiento manual.

- La temperatura del líquido refrigerante a la salida del motor deberá mantenerse entre $\pm 5^{\circ}\text{K}$, con respecto a la temperatura superior controlada por termostato que no especifique ninguna temperatura, ésta deberá ser de $353 + 5^{\circ}\text{K}$.
- La temperatura del combustible a la entrada de la bomba de inyección deberá mantenerse dentro de los límites establecidos por el fabricante.
- La temperatura del aceite lubricante tomada en el cárter de aceite o a la salida del refrigerador de aceite, si existe, deberá estar dentro de los límites establecidos por el fabricante.
- La temperatura del gas de escape deberá tomarse en el punto del tubo de escape adyacente a la brida de salida del colector de escape.
- Podrá utilizarse cuando sea necesario un sistema auxiliar de refrigeración para mantener las temperaturas dentro de los límites especificados.
- Para la medición del índice de humos, deberán analizarse los gases de escape durante la prueba.

En cuanto a la precisión de las mediciones contempla:

- Que el dinamómetro debe ser tal que no sea utilizado en el primer cuarto de su graduación. El sistema de medición deberá tener una precisión dentro

de un margen de $\pm 0,5\%$ del valor máximo de la escala (excluyendo la primera cuarta parte). Sin embargo, el margen de escala, situada entre una sexta y cuarta parte de la escala máxima, podrá utilizarse, si la precisión del dinamómetro, en la primera sexta parte de la escala, está dentro de $+ 0.25\%$ del valor máximo.

- La velocidad del motor deberá medirse de preferencia con un cuenta revoluciones y cronómetro sincronizado automáticamente. La precisión de la medida deberá estar dentro del $+ 0.5\%$.

Para el consumo del combustible de precisión sera $+ 1\%$ para el conjunto de aparatos utilizados en la medición.

- La temperatura de admisión del aire del motor tendrá una precisión de $+ 2^{\circ}\text{K}$.

En la presión barométrica la precisión será de $+ 200 \text{ Pa}$.

La precisión de la presión en el colector de admisión será de $+ 50 \text{ Pa}$.

- La presión en el tubo de escape estará entre $+ 200 \text{ Pa}$.

La Norma ITINTEC 360.002 1982 (peruana), para motores Diesel usados en tractores, considera que

- La velocidad de rotación del motor se debe medir mediante un tacómetro colocado en el cigueñal del

motor u otro árbol vinculado al mismo, mediante una relación de transmisión fija,

Los valores de par motor y potencia que se consiguan en el Protocolo de Ensayo, deben ser los que resultan por cálculo a partir de los datos leídos en el instrumental del freno dinamométrico sin corrección por la pérdida debido a la transmisión.

No debe aplicarse ninguna fórmula de corrección con respecto a las condiciones atmosféricas.

- En cada una de las determinaciones que se efectuen, el valor de potencia que se indique, corresponderá al promedio de todos los valores de potencia, calculados sobre la base de las lecturas realizadas durante el lapso que dure la determinación. Si la variación de potencia, en cualquier lectura, excede + 2% con respecto al promedio, la determinación debe repetirse.
- La temperatura del combustible se mide con un termómetro adecuado que se coloca en el recipiente que lo contiene con el bulbo sumergido en el mismo.
- La temperatura del lubricante se mide con un termómetro adecuado que se coloca en el orificio de la varilla de nivel, de tal manera que el extremo del bulbo quede a la misma altura del nivel mínimo de aceite.
- La temperatura del medio refrigerante en los motores, cuyo refrigerante sea agua, se determina colo

cando un termómetro adecuado en la conexión de entrada del radiador, antes del termostato,

- La temperatura del medio ambiente se medirá con termómetros colocados adecuadamente. Durante las determinaciones de potencia máxima, la temperatura al medio ambiente debe estar comprendida entre 15 y 27°C.

Para cada determinación el valor de la temperatura del medio ambiente a consignar en el Protocolo de Ensayo, será el promedio de lecturas efectuadas durante el ensayo.

- La presión atmosférica se mide con un barómetro Torricelli ubicado en la misma posición que el termómetro que mide la temperatura del medio ambiente - colocado a 2 m delante o detrás del banco. Durante las determinaciones de potencia máxima, la presión atmosférica no debe ser inferior a 725 mmHg. Cuando esta condición no se cumple, en razón de la altitud, la presión real deberá indicarse en el encabezamiento del Protocolo de Ensayo.

Para cada determinación, el valor de la presión atmosférica a consignar en el Protocolo de Ensayo, será el promedio de lecturas efectuadas.

La humedad relativa del aire se mide con sicrometro, ubicado en la misma posición que el termómetro que mide la temperatura del medio ambiente.

Para cada determinación, el valor de la humedad re

lativa del aire a consignar en el Protocolo de Ensayo, será el promedio de las lecturas efectuadas durante el ensayo.

Para el cálculo de los consumos horarios y especificados, deberán tenerse en cuenta las siguientes condiciones :

- a) Para obtener el consumo horario en volumen y el trabajo por unidad de volumen de combustible la conversión se efectúa teniendo en cuenta el peso específico del combustible a 15°C.
- b) Cuando el consumo se mide en volumen, el consumo específico debe calcularse a partir del peso específico correspondiente a la temperatura del combustible.

Los errores máximos admitidos, para los instrumentos de medición, se indican a continuación :

VALOR A MEDIR	ERROR ADMITIDO
Velocidad de rotación	+ 0.5%
Pesos	+ 0.5%
Intervalos de tiempo	+ 0.2s
Consumo de combustible	+ 1%
Temperatura del medio refrigerante	+ 2°C
Temperatura del lubricante	+ 2°C
Temperatura del combustible	+ 2°C
Temperatura del medio ambiente	+ 0.5°C
Presión atmosférica	+ 1 mmHg

De todo lo expuesto anteriormente, en cuanto a las Normas extranjeras, se puede sugerir que la NORMA PERUANA debería ser modificada, ampliado de acuerdo al desarrollo tecnológico, en cuanto a instrumentación y equipo. No se pretende igualar (por ejemplo a la Norma Soviética que es muy completa), más bien crear normas específicas en cuanto a : banco de ensayos; motores de combustión interna (Diesel o de carburador); aparatos, instrumentos y equipos usados en los bancos de ensayo; y por último sobre las mediciones y pruebas a realizarse.

3.3. PROCESAMIENTO DE RESULTADOS DE LOS ENSAYOS.

3.3.1. Protocolos de Ensayo.

Las magnitudes medidas que se registran en una hoja de datos denominados PROTOCOLOS DE ENSAYO (en el apéndice), han sido objeto de un minucioso análisis gráfico y analítico, considerándose el valor promedio de todas las mediciones efectuadas para cada punto (mínimo dos) y de acuerdo a la tendencia de las curvas obtenidas, repitiéndose en algunas, al final de las experiencias para su verificación respectiva.

Los parámetros calculados que se registran en los Protocolos de Ensayo, fueron calculados con una aproximación de tres cifras decimales en el Sistema Internacional de Unidades (S.I.).

3.3.2. Fórmulas para cálculos de parámetros de comportamiento.

1. Potencia al freno del motor

$$N_e = \frac{(P_2 - P_1) \times n}{2132} \quad (\text{Kw}) \quad (2.1)$$

2. Par motor.

$$M_e = \frac{9545,5 \times N_e}{n} \quad (\text{N-m}) \quad (2.2)$$

donde N_e debe de estar en Kw y n en r.p.m.

También puede utilizarse la fórmula :

$$M_e = (P_2 - P_1) \times L ; \text{ para } P_2 \text{ y } P_1 \text{ en Newton y}$$

$$L = 0.457 \text{ m.}$$

3. Consumo de combustible:

$$G_c = \frac{3.6 \times \Delta V \times \rho_c}{\Delta t} \quad (2.3)$$

donde : ΔV en cm^3

Δt en seg.

ρ_c en gr/cm^3

Para las muestras proporcionadas por PETRO PERU, los valores de sus respectivas densidades son:

$$\rho_{c(M-1)} = 0.8756 \text{ gr/cm}^3$$

$$\rho_{c(M-2)} = 0.8762 \text{ gr/cm}^3$$

$$\rho_{c(M-3)} = 0.8745 \text{ gr/cm}^3$$

$$\rho_{c(D-2)} = 0.8581 \text{ gr/cm}^3$$

4. Consumo de aire.

$$G_a = 3600 \times C_d \times A (2g \times \Delta h \times \rho_{H_2O} \times \rho_a)^{1/2}$$

en donde: $\text{Kg/h} \quad (2.4)$

C_d - coeficiente de descarga = 0.9

A - área de la sección mínima = 0.000283 m^2

ρ_a - densidad del aire = $1.293 \frac{Po}{760} \times \frac{273}{273 + T_o}$
(Kg/m^3)

5. Coeficiente de exceso de aire.

$$\alpha = \frac{G_a}{G_a \times 10} \quad (2.5)$$

10 : cantidad teórica de aire necesaria para la combustión de un kilogramo de combustible, en Kg.

6. Consumo específico efectivo de combustible,

$$g_e = \frac{G_c}{N_e} \quad \text{Kg/Kw-h} \quad (2.6)$$

7. Rendimiento efectivo del motor,

$$\eta_e = \frac{3600}{H_u \times g_e} \quad (2.7)$$

H_u - es el valor del poder calorífico del combustible. Para las muestras proporcionadas por PETRO PERU, los valores respectivos son:

$$H_{u(M-1)} = 45250.00 \text{ KJ/Kg}$$

$$H_{u(M-2)} = 45240.70 \text{ KJ/Kg}$$

$$H_{u(M-3)} = 45268.61 \text{ KJ/Kg}$$

$$H_{u(D-2)} = 45557.04 \text{ KJ/Kg}$$

8. Rendimiento volumétrico.

$$\eta_v = \frac{G_a}{G_{a_t}}$$

G_{a_t} - consumo de aire teórico.

También se puede calcular para el motor Ricardo mediante la fórmula :

$$\eta_v = 141.88 \left(\frac{T_o}{P_o} \right) \frac{G_a}{n}$$

donde: T_o x P_o en $^{\circ}\text{C}$ y mmHg

G_a , n en Kg/h y r.p.m.

3.4. LEVANTAMIENTO DE LAS CURVAS CARACTERÍSTICAS DEL MOTOR

Los resultados de la determinación de los índices de funcionamiento de los motores con mayor eviden -

cia se representan en forma de gráficos en la dependencia de uno de sus parámetros que caracterizan el régimen de funcionamiento del motor (frecuencia de rotación, carga, temperatura del líquido refrigerante) y su regulación (avance de la inyección, etc.). Estas dependencias son las características del motor. En las características se representa no sólo los índices efectivos de potencia y económicos del motor, sino también algunos parámetros indicados, incluyendo los del diagrama indicado (P_z , $p(\beta)$, $d\tau/d\beta$ y otros) los valores de los coeficientes de llenado y de exceso de aire. Para un estudio más completo es necesario representar la concentración de los componentes tóxicos, el contenido de hollín, la temperatura de los gases de escape y de las zonas características de las piezas que determinan la fiabilidad de trabajo del motor, los parámetros delante de los órganos de admisión y detrás de los de escape, las características de ruido y de vibraciones, etc.

Las características del motor se determinan en un régimen lo más estable posible, bajándose la relación de compresión ϵ desde su valor nominal de 22 a 18, para una comprobación más rigurosa de la capacidad de arranque del nuevo tipo de combustible Diesel.

Para determinar la influencia del combustible antes mencionado, sobre los índices económicos y de poten

cia, así como la influencia sustancial sobre las características de explotación del motor se obtendrán las siguientes características :

- Característica externa de velocidad

Protocolos: A-1, A-2, A-3 y A-4.

Figuras 2.1 y 2.2.

- Características de carga

Protocolos: A-5, A-16.

Figuras : 2.3, 2.4, 2.5, 2.6, 2.7, 2.8 y 2.9

- Característica de regulación

a) Variando la presión de inyección:

Protocolos: A-17, A-36.

Figuras : 2.10, 2.11, 2.12, 2.13, 2.14, 2.15,
2.16, 2.17, 2.18, 2.19 y 2.20.

b) Variando el ángulo de avance de inyección:

Protocolos: A-37, A-56.

Figuras 2.21, 2.22, 2.23, 2.24, 2.25 y 2.26.

2.4.1. Característica externa de velocidad.

Fueron realizadas para la posición de la cremallera en máximo suministro de combustible, ángulo de avance a la inyección de 38° y presión de inyección de 150 Kg/cm^2 , variándose las revoluciones desde su valor nominal de 2700 hasta 700 r.p.m. limitándose esta última, debido a la intensa transmisión de calor, el desacuerdo en las fases de dis

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - FIM

MOTOR RICARDO: PAR, POT., EFICIENCIA EFECTIVA, CONSUMO ESPECIFICO VS. R.P.M.

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 29°C; P_o : 752,5 mmHg

AVANCE DE INYECCION: 38°; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESION DE INYECCION: 150 Kg/cm²

TEMP. DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

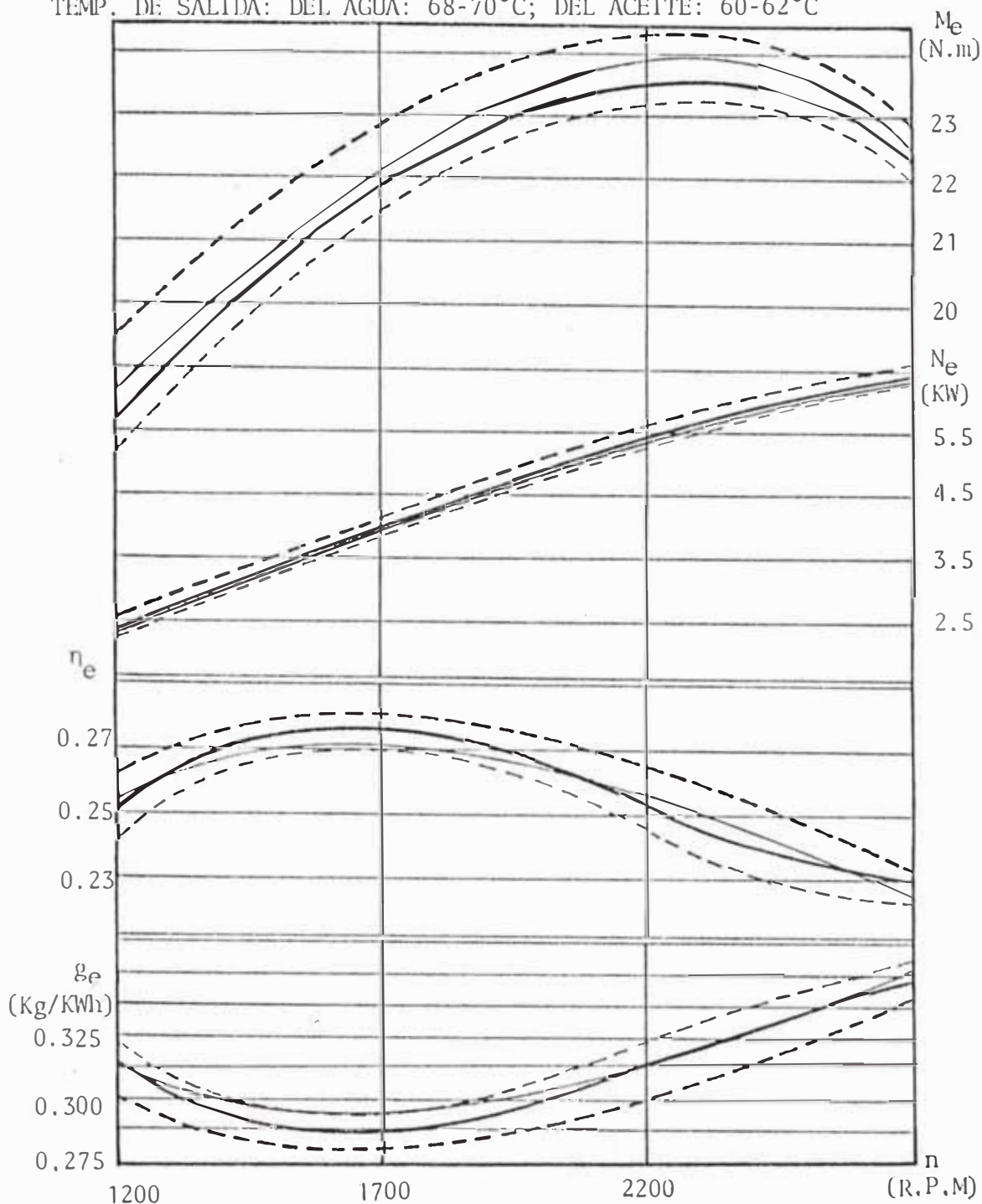


FIGURA 2.1 ——— DIESEL ESPECIAL M-1 - - - - - DIESEL ESP. M-3
 ——— DIESEL ESPECIAL M-2 - - - - - DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - FIM

MOTOR RICARDO: GRAFICO: EFIC. VOLUMETRICA, CONSUMO DE AIRE, CONSUMO DE COMBUSTIBLE Y ALFA VS. R.P.M.

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o ; 29°C; P_o ; 752.5 mmHg

AVANCE DE INYECCION: 38°; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESION DE INYECCION: 150 Kg/cm²

TEMP. DE SALIDA; DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

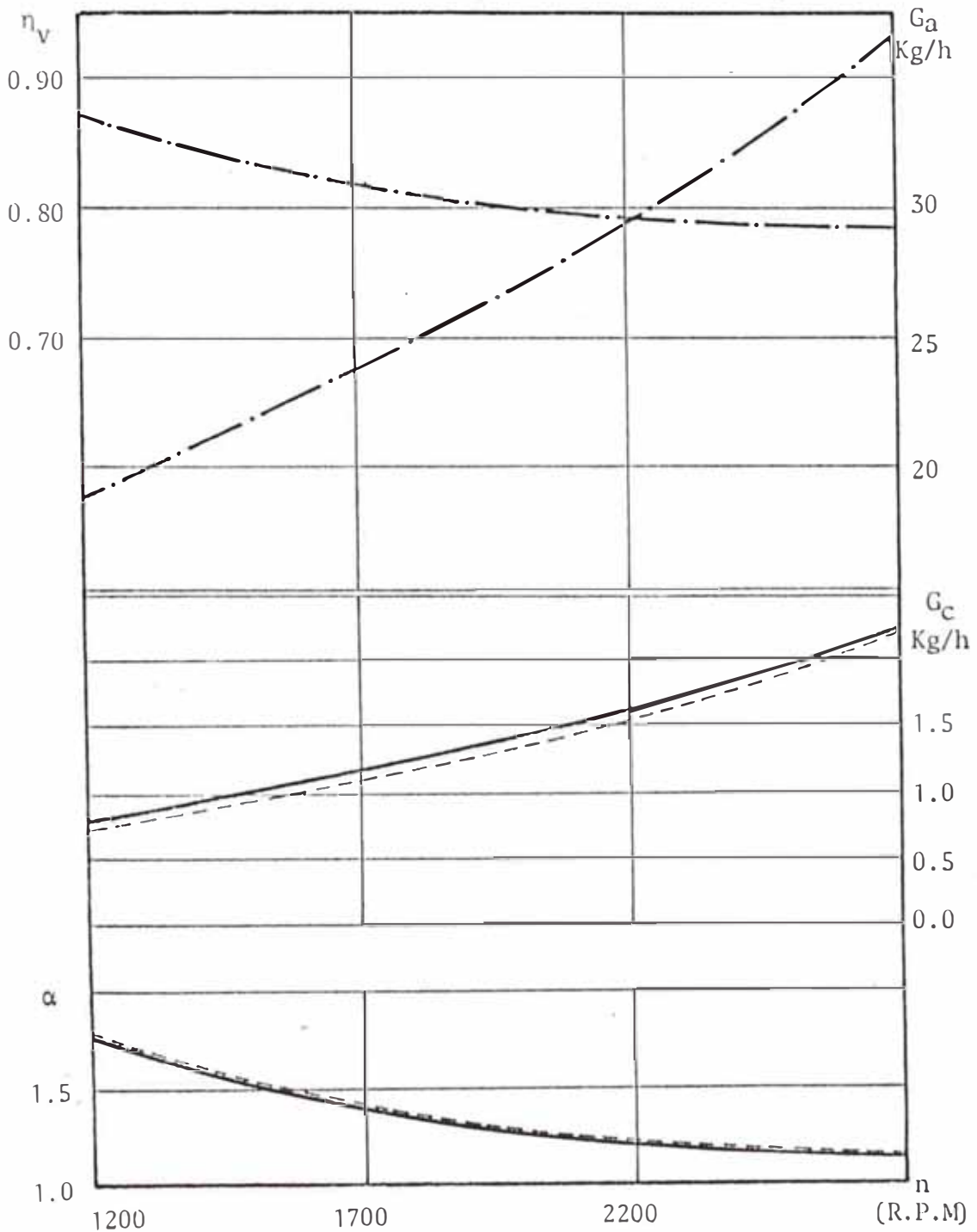


FIGURA 2.2
 - - - - - DIESEL NORMAL
 ——— DIESEL ESPECIAL M-1, M-2, M-3
 - . - . - DIESEL NORMAL - DIESEL ESPECIAL

tribución de los gases y el escape de éstas por los segmentos de los émbolos que causan una brusca disminución de la masa de llenado, haciéndose más difícil el proceso de combustión. Para valores menores a la revolución mínima, el motor tiende a hacerse incontrolable, apagándose en algunos casos en contados segundos.

Los parámetros graficados respecto a r.p.m. del motor son: la potencia efectiva o par motor efectivo, consumo horario de combustible, consumo específico de combustible, consumo horario de aire, coeficiente de exceso de aire y las eficiencias efectiva y volumétrica.

2.4.2. Característica de carga.

La característica de carga es la variación de los índices principales del motor en función de la carga a un número de revoluciones constantes. Se mantuvo la presión de inyección a 150 Kg/cm^2 y el ángulo de avance a la inyección en 38° , variándose la posición de la cremallera hasta en 8 oportunidades. Esta prueba se repitió para 1200, 2200 y 2700 r.p.m. para cada uno de los combustibles.

Los factores más sobresalientes que determinan el régimen de funcionamiento del motor, por su característica de carga, fueron: El consumo horario de combusti

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

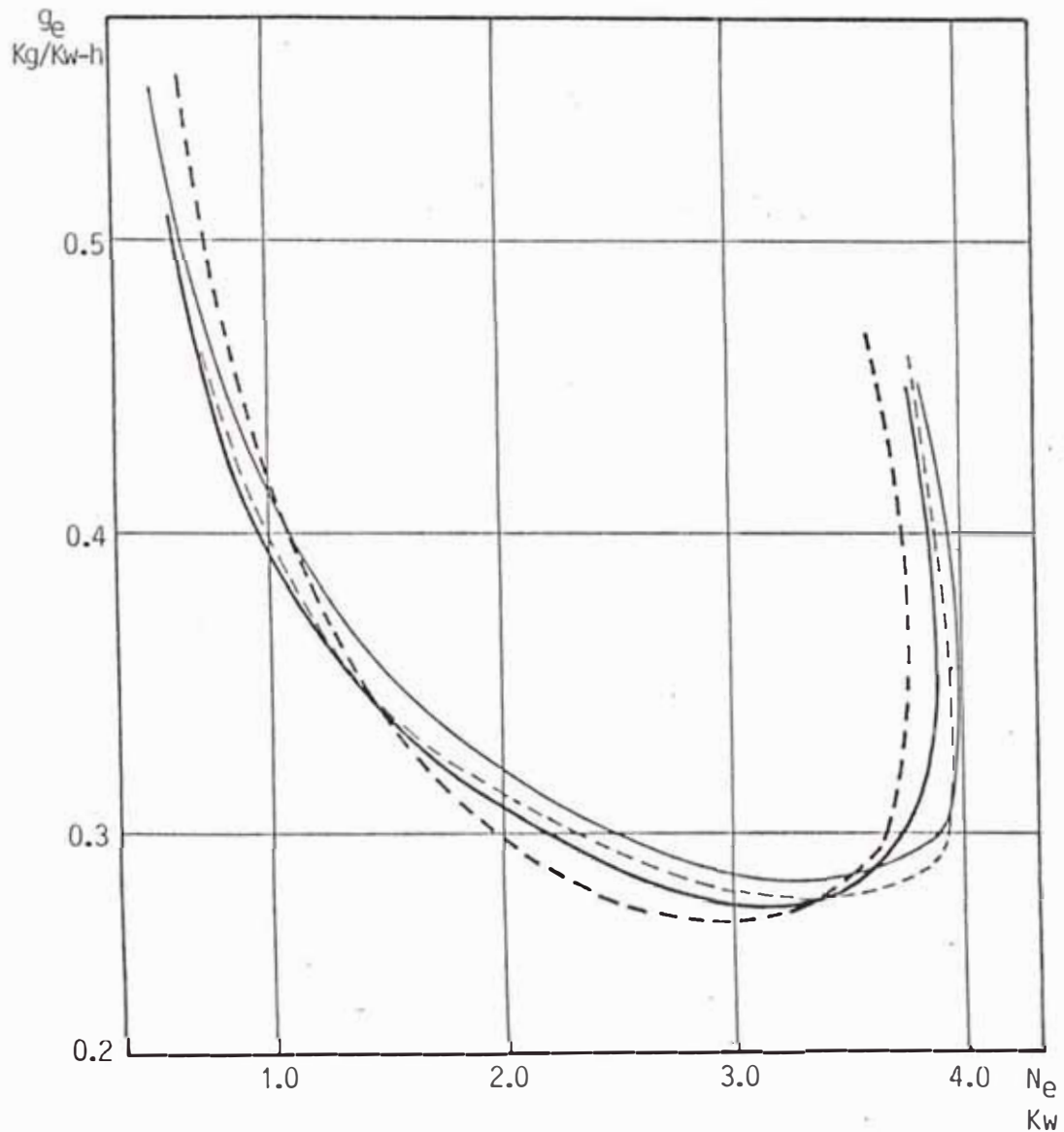
MOTOR RICARDO: GRAFICO: CONSUMO ESP. Vs. POTENCIA

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 28°C; P_o : 753 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: VARIABLE

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESTON DE INYECCION: 150 Kg/cm²

TEMPERATURA DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C



Para: $n = 1200$ (r.p.m.)

FIG. 2.3. ——— DIESEL ESP. M-1; - - - - - DIESEL ESP. M-3
————— DIESEL ESP. M-2; - - - - - DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

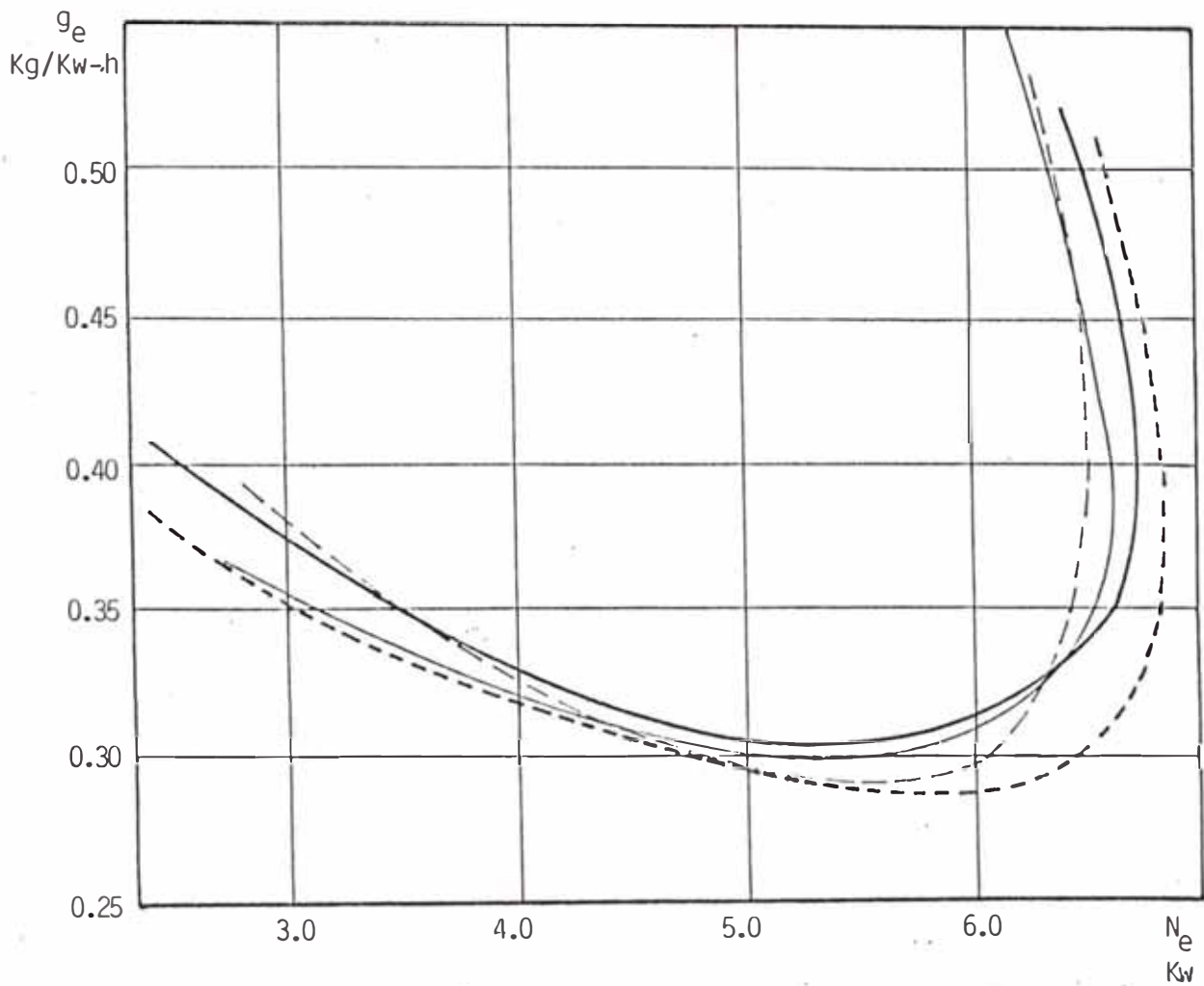
MOTOR RICARDO: GRAFICO: CONSUMO ESP. Vs. POTENCIA

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 30°C; P_o : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: VARIABLE

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESSION DE INYECCION: 150 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C



Para: $n = 2200$ (r.p.m.)

FIG. 2.4.

— DIESEL ESP. M-1; - - - - - DIESEL ESP. M-3
— DIESEL ESP. M-2; - - - - - DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

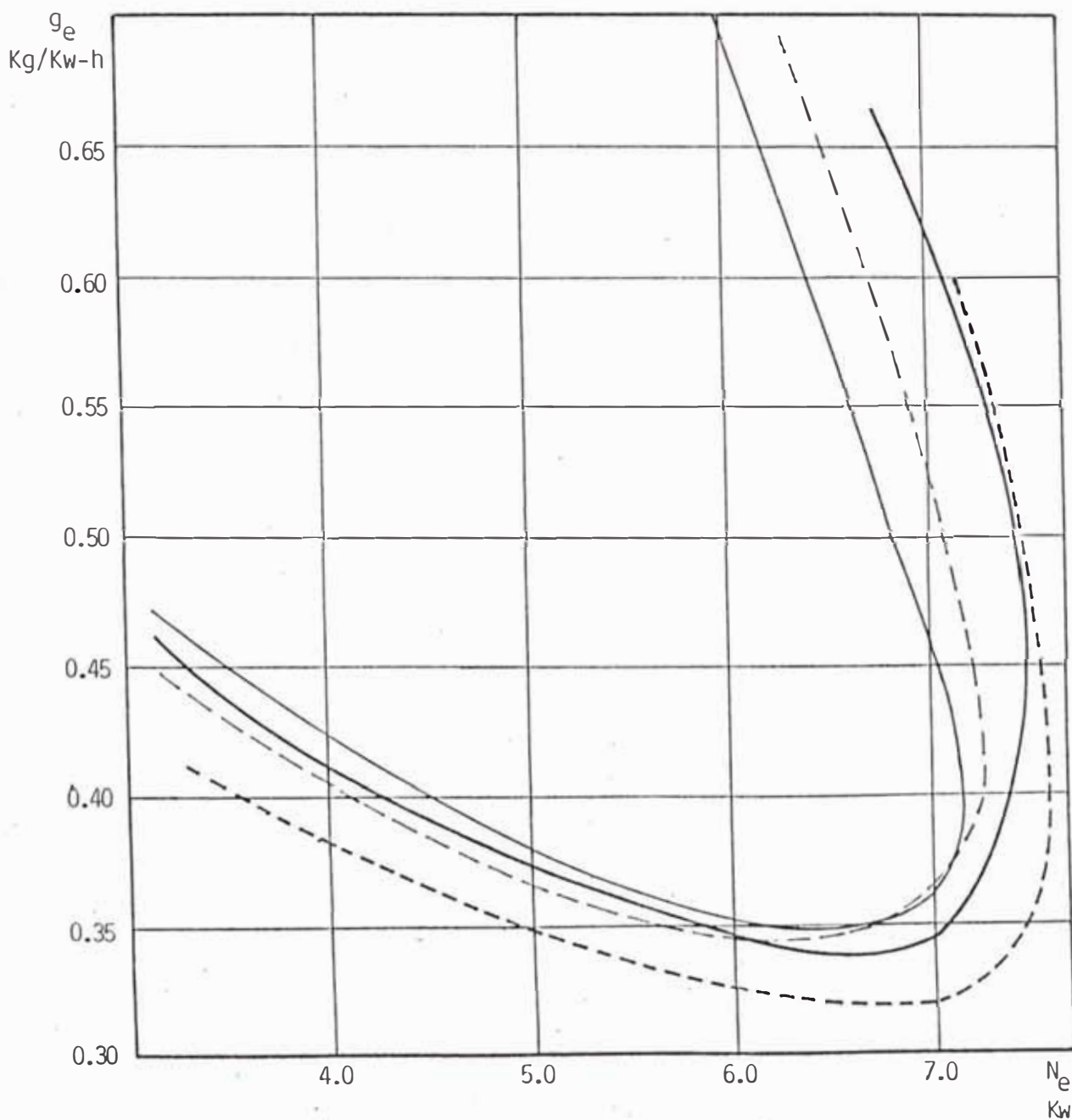
MOTOR RICARDO: GRAFICO: CONSUMO ESP. Vs. POTENCIA

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 30°C; P_o : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: VARIABLE

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESSION DE INYECCION: 150 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C



Para: $n = 2700$ (r.p.m.)

FIGURA: 2.5. ——— DIESEL ESP. M-1; - - - - - DIESEL ESP. M-3
————— DIESEL ESP. M-2; - - - - - DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

MOTOR RICARDO: GRAFICO: CONSUMO ESP. Vs. POTENCIA

CONDICIONES AMBIENTALES: $T_o: 30^\circ\text{C}$; $P_o: 752 \text{ mmHg}$.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: VARIABLE

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESSION DE INYECCION: 150 Kg/cm^2

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: $68-70^\circ\text{C}$; DEL ACEITE: $60-62^\circ\text{C}$

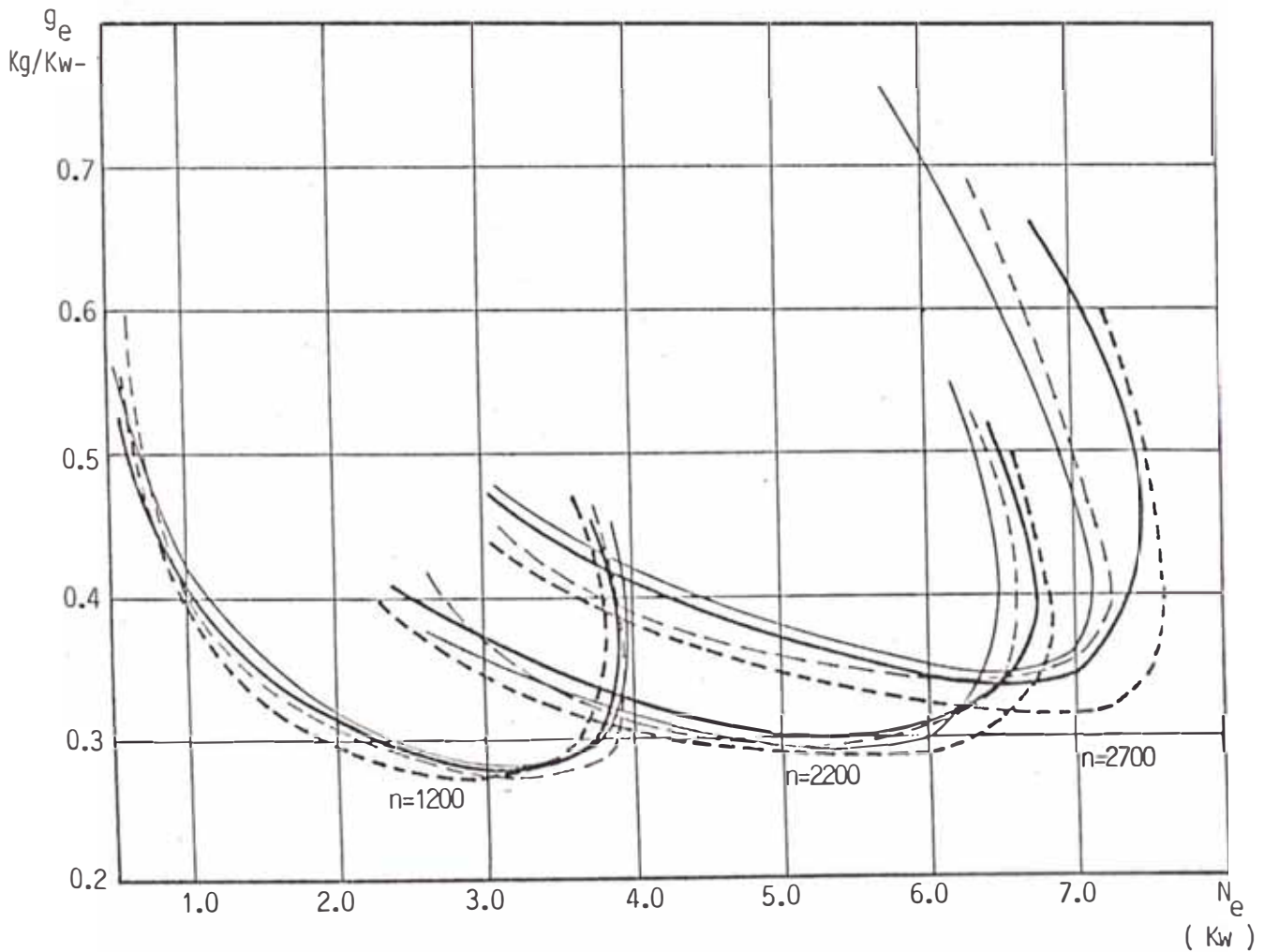


FIG. 2.6.

———— DIESEL ESP. M-1; - - - - - DIESEL ESP. M-3
———— DIESEL ESP. M-2; - - - - - DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

MOTOR RICARDO: GRAFICO: CONSUMO DE COMB. Vs. POSICION DE CREMALLERA

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 30°C; P_o : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: VARIABLE

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESTON DE INYECCION: 150Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

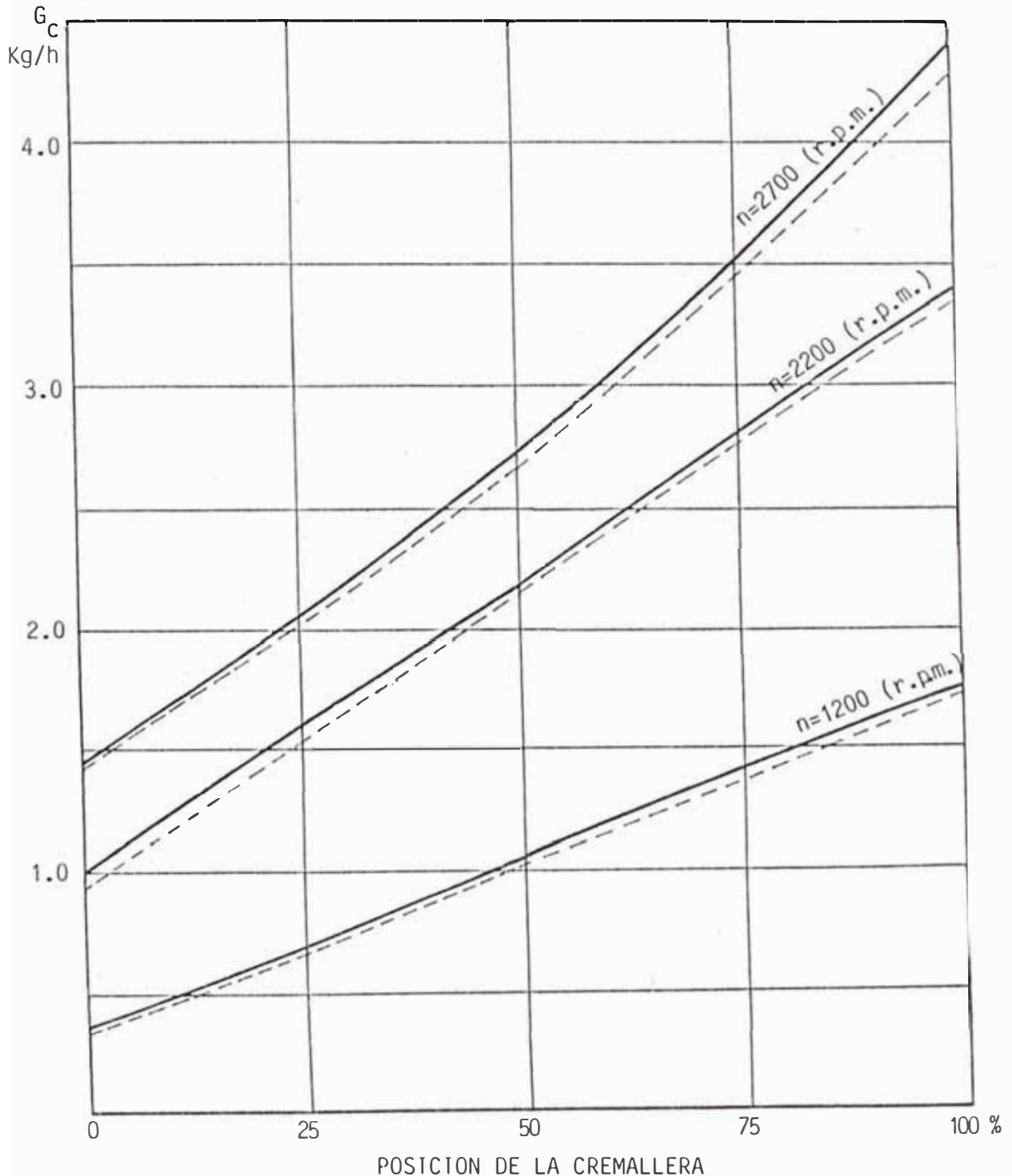


FIG. 2.7. ——— COMBUSTIBLE DIESEL ESP. M1, M2, M3.
----- COMBUSTIBLE DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

MOTOR RICARDO: GRAFICO: EFICIENCIA Vs. POTENCIA

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 30°C; P_o : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: VARIABLE

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESTON DE INYECCION: 150 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

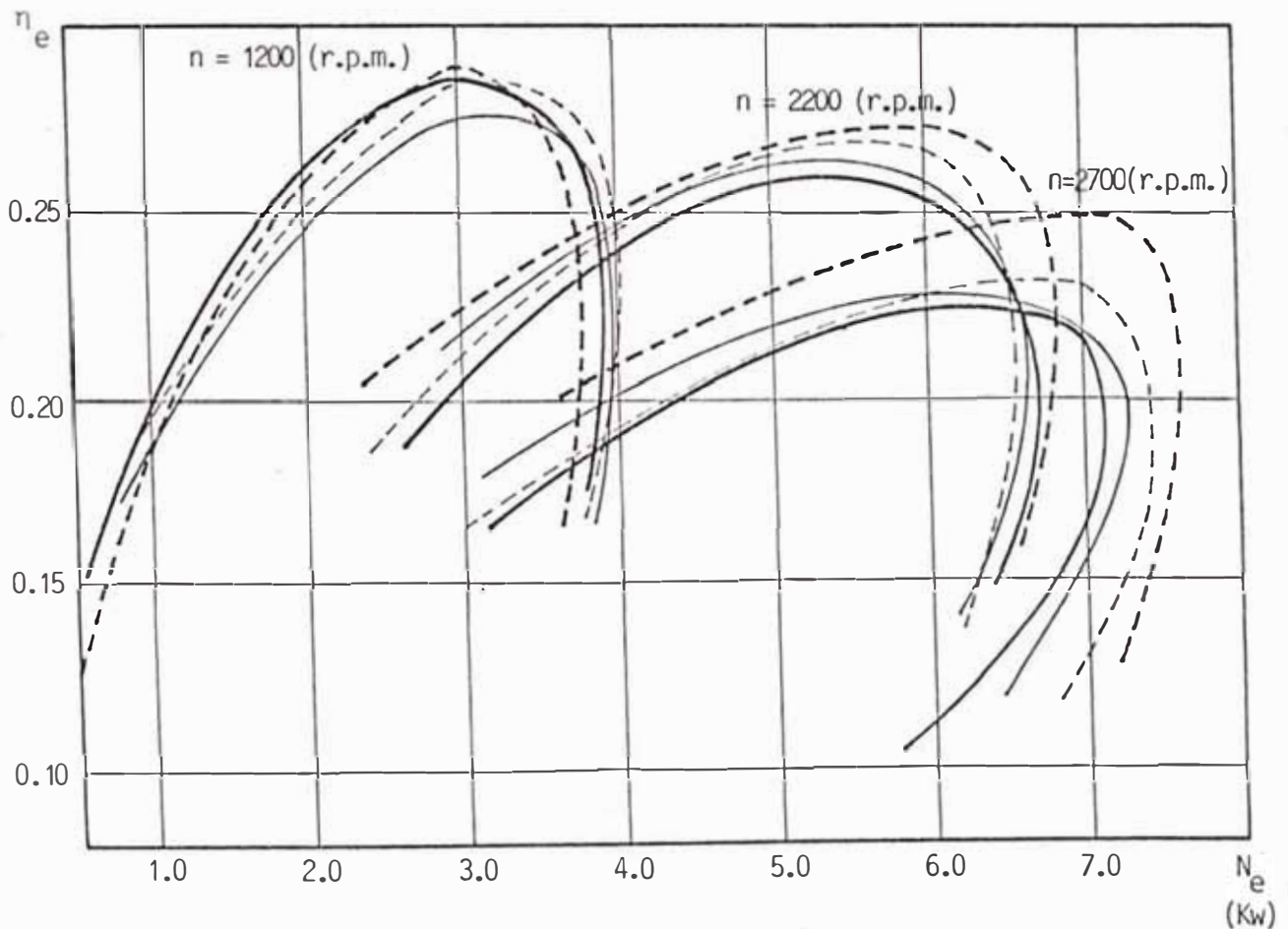


FIG. 2.8.

———— DIESEL ESP. M-1; - - - - - DIESEL ESP. M-3
- - - - - DIESEL ESP. M-2; - · - · - DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

MOTOR RICARDO: GRAFICO: ALFA Vs. POTENCIA

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 29°C; P_o : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: VARIABLE

RELACION DE COMPRESION: 18; PRECION DE INYECCION: 150 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

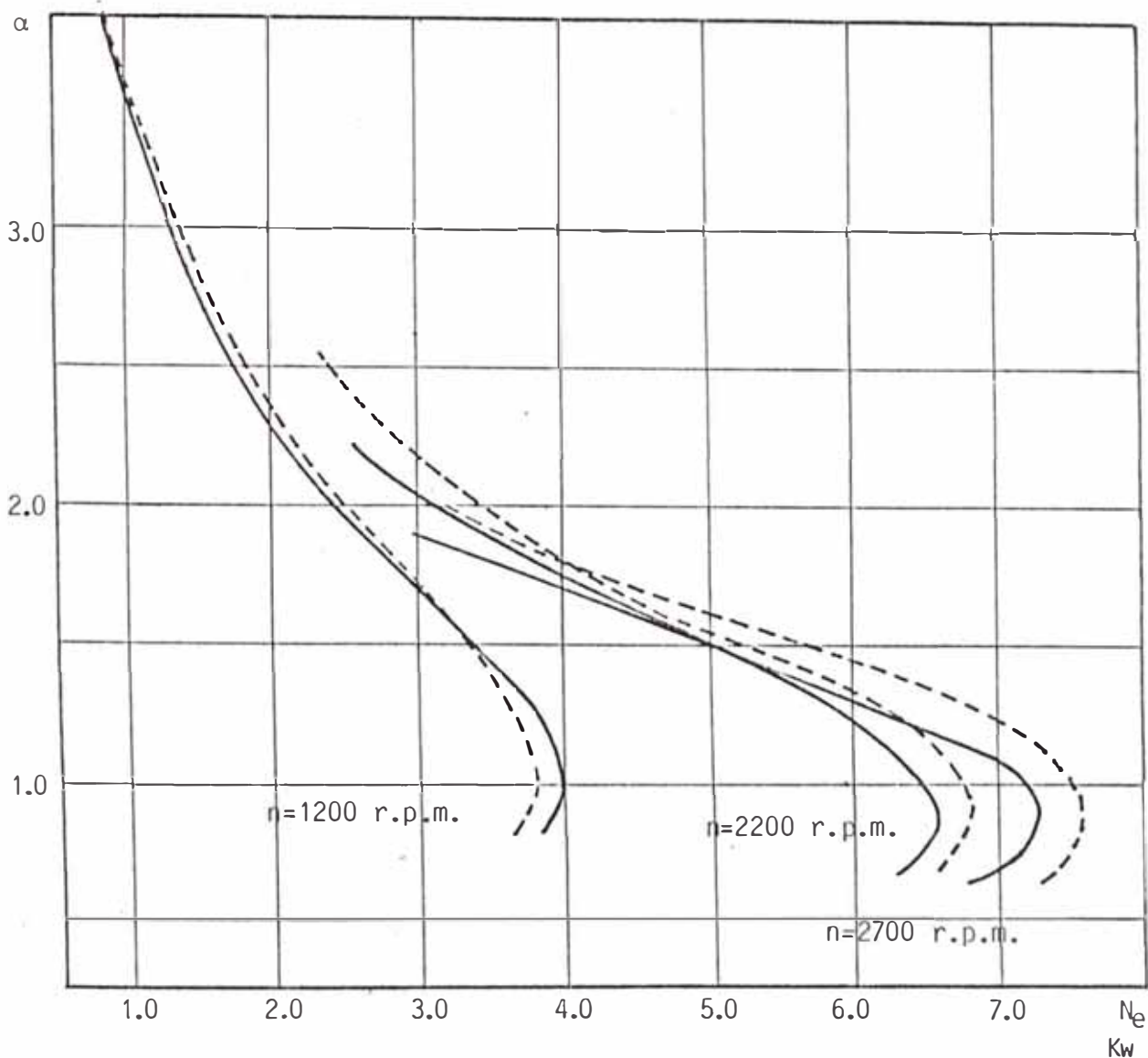


FIG. 2.9.

————— COMBUSTIBLES DIESEL ESP. M1, M2, M3
----- COMBUSTIBLE DIESEL NORMAL

ble, respecto a la posición de la cremallera, el rendimiento efectivo y el consumo efectivo específico - de combustible a plena carga y máximo par y el coeficiente de exceso de aire.

2.4.3. Características de regulación.

La calidad del proceso de combustión depende de algunos parámetros que puedan elegirse en la prueba de un motor. Estos parámetros variables fueron: el ángulo de avance a la inyección y la presión de inyección para un máximo suministro de combustible, variando las revoluciones del cigueñal desde 700-2700 r.p.m.

1. Característica reguladora del motor Ricardo según el ángulo de avance de inyección.

Estas características reguladoras se han determinado para varias frecuencias de rotación, la cual permitirá elegir el carácter más racional de variación del comienzo de inyección de combustible. Generalmente estos datos obtenidos conjuntamente con los de carga se aprovechan, en particular, - al elaborar el dispositivo automático de ángulo de avance de la inyección que existe en ciertos motores Diesel que trabajan en una banda ancha - de frecuencia de rotación. El ángulo de avan-

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

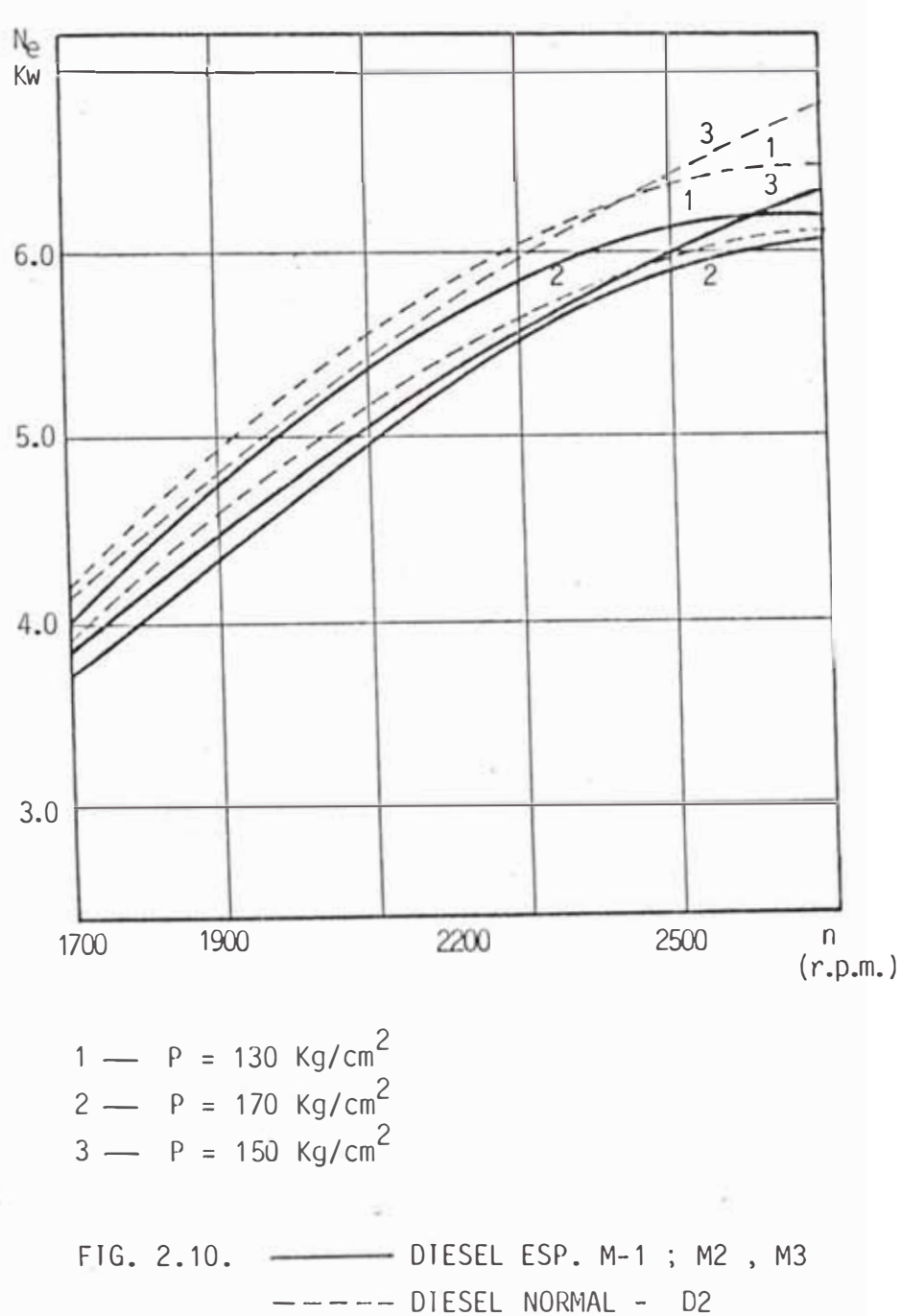
MOTOR RICARDO: GRAFICO: POTENCIA Vs. R.P.M.

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 26 °C, P_o : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESTON DE INYECCION: 130, 150, 170 Kg/cm²

TEMPERATURA DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70 °C; DEL ACEITE: 60-62 °C.



UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

MOTOR RICARDO: GRAFICO: POTENCIA - R.P.M.

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 28°C; P_o : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESTON DE INYECCION: 130 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

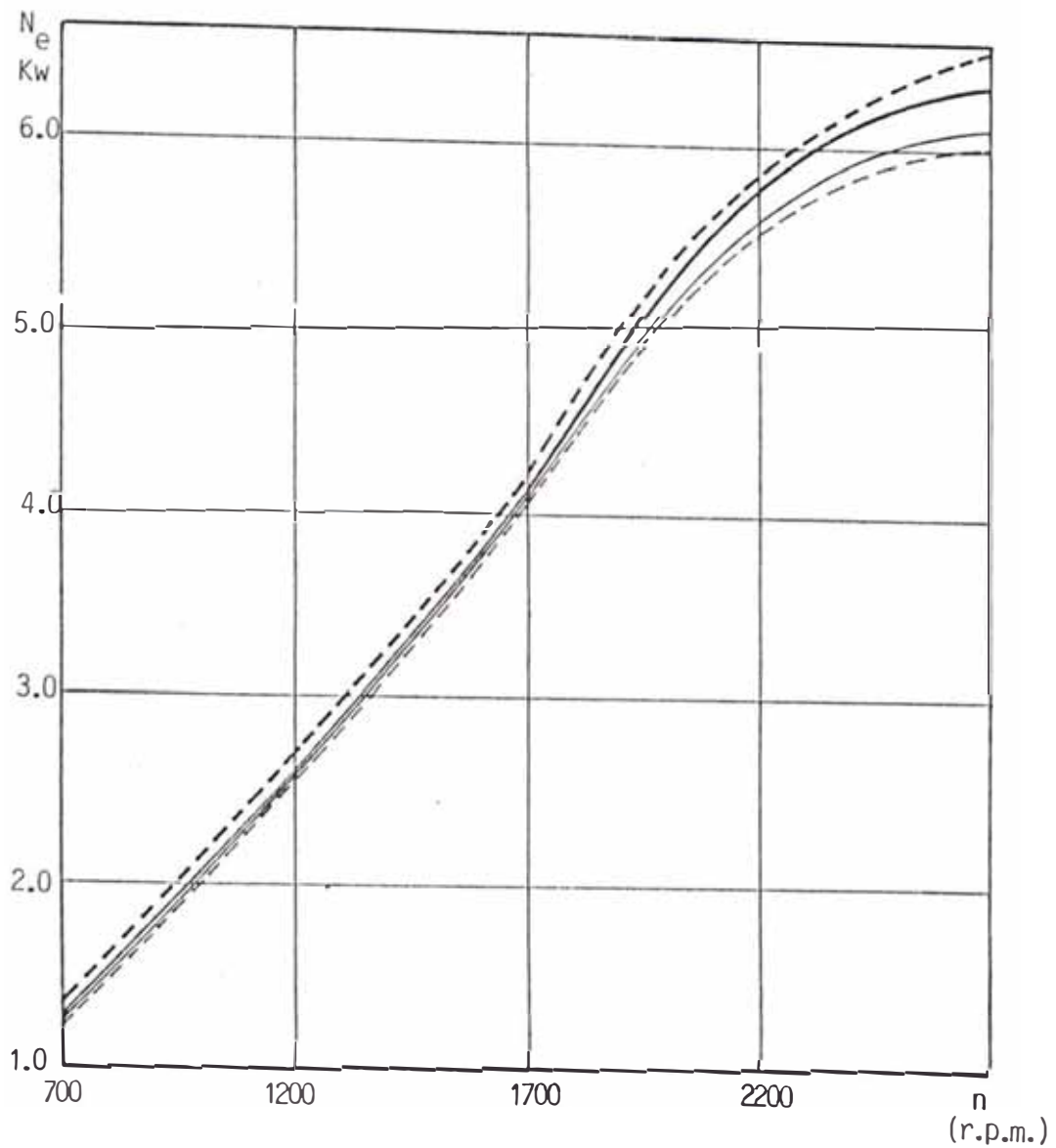


FIG. 2.11.

———— DIESEL ESP. M-1;

———— DIESEL ESP. M-3

———— DIESEL ESP. M-2;

- - - - - DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

MOTOR RICARDO: GRAFICO: POTENCIA - R.P.M.

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 27°C; P_o : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESTION DE INYECCION: 140 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

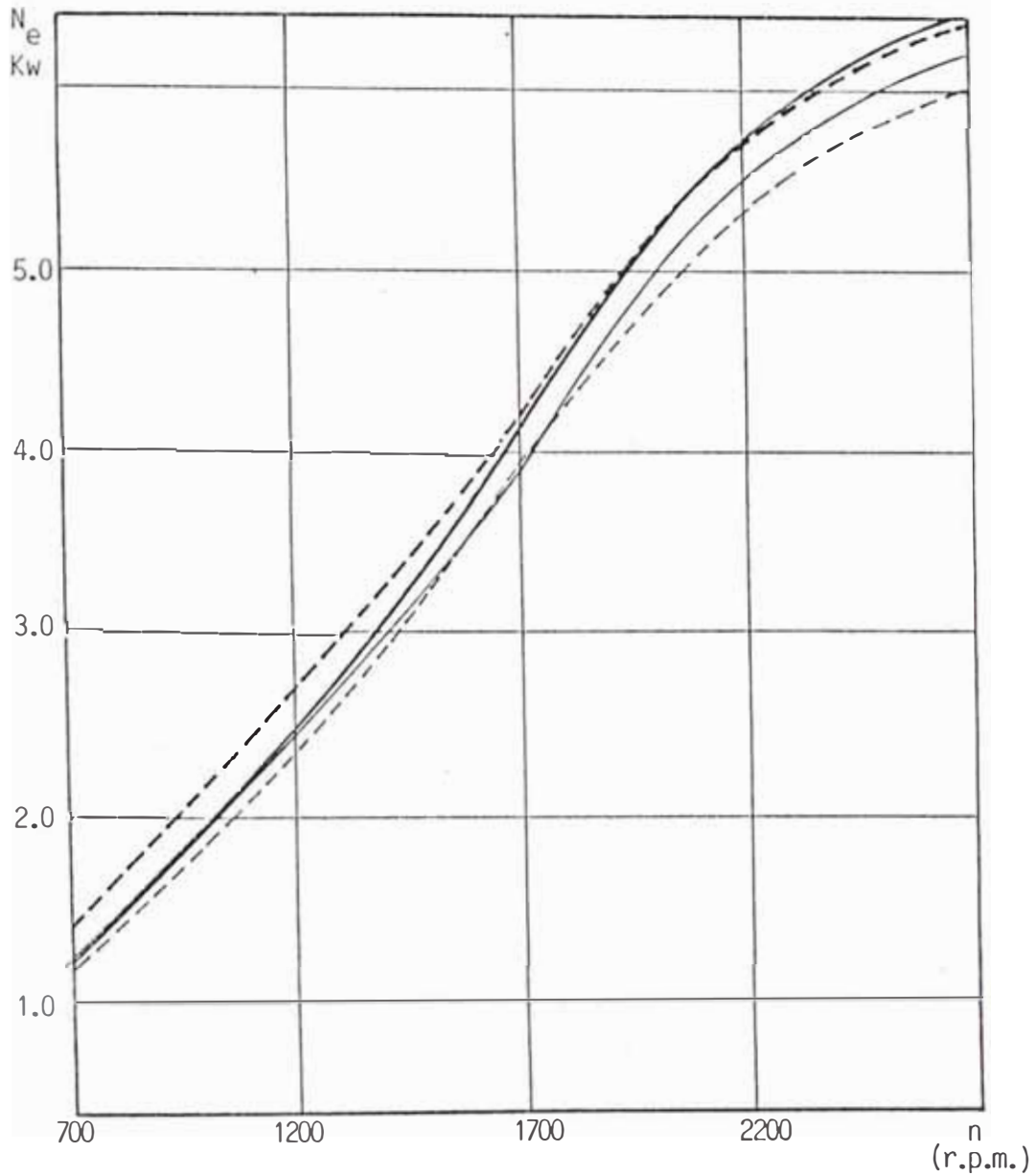


FIG. 2.12.

———— DIESEL ESP. M-1; - - - - - DIESEL ESP. M-3
- · - · - DIESEL ESP. M-2; - - - - - DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

MOTOR RICARDO: GRAFICO: POTENCIA - R.P.M.

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 26°C; P_o : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESTON DE INYECCION: 150 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

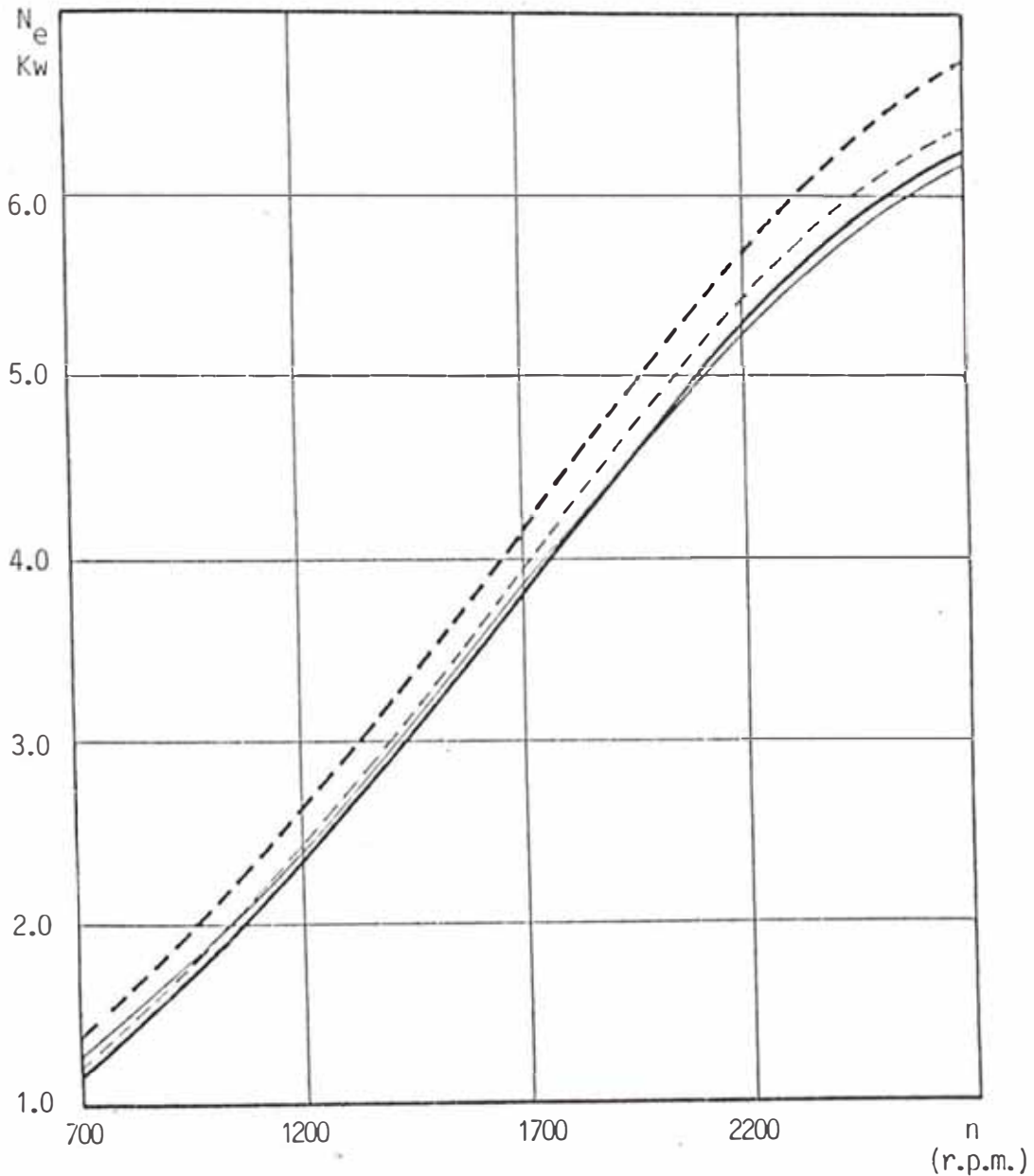


FIG. 2.13.

———— DIESEL ESP. M-1; - - - - DIESEL ESP. M-3
———— DIESEL ESP. M-2; - - - - DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA- F.I.M.

MOTOR RICARDO: GRAFICO: POTENCIA Vs. R.P.M.

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 26°C; P_o : 753 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: MAXIMO SUMINISTRO

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESTON DE INYECCION: 160 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

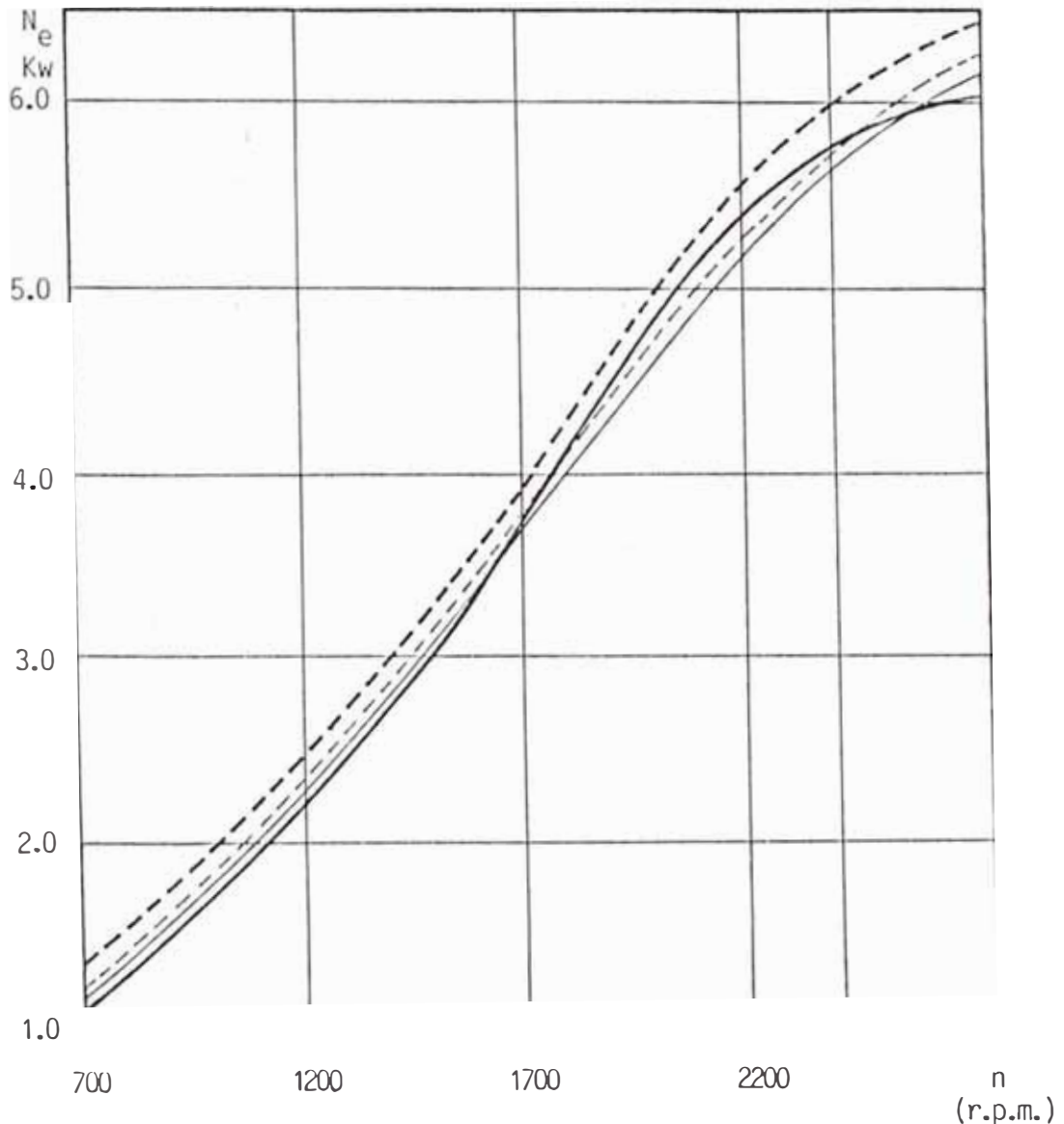


FIG. 2.14.

— DIESEL M-1; - - - - - DIESEL M-3
— DIESEL M-2; - - - - - DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

MOTOR RICARDO: GRAFICO: POTENCIA - R.P.M.

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 27°C; P_o : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESION DE INYECCION: 170 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

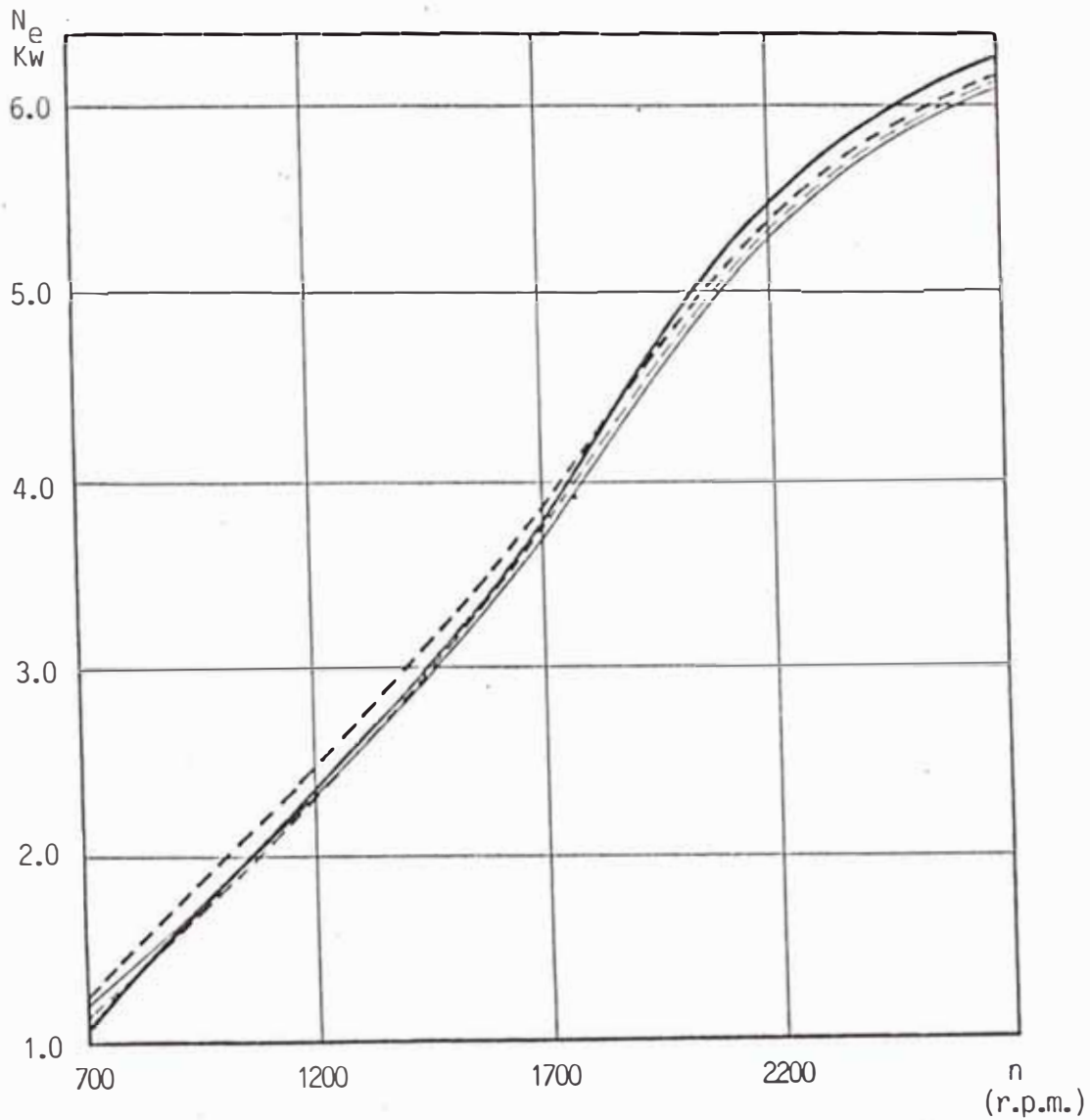


FIG. 2.15.

— DIESEL ESP. M-1; - - - - - DIESEL ESP. M-3
- - - - - DIESEL ESP. M-2; - - - - - DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

MOTOR RICARDO: GRAFICO: EFICIENCIA, CONSUMO ESPECIFICO Vs. R.P.M.

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 28°C; P_o : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESTON DE INYECCION: 130 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

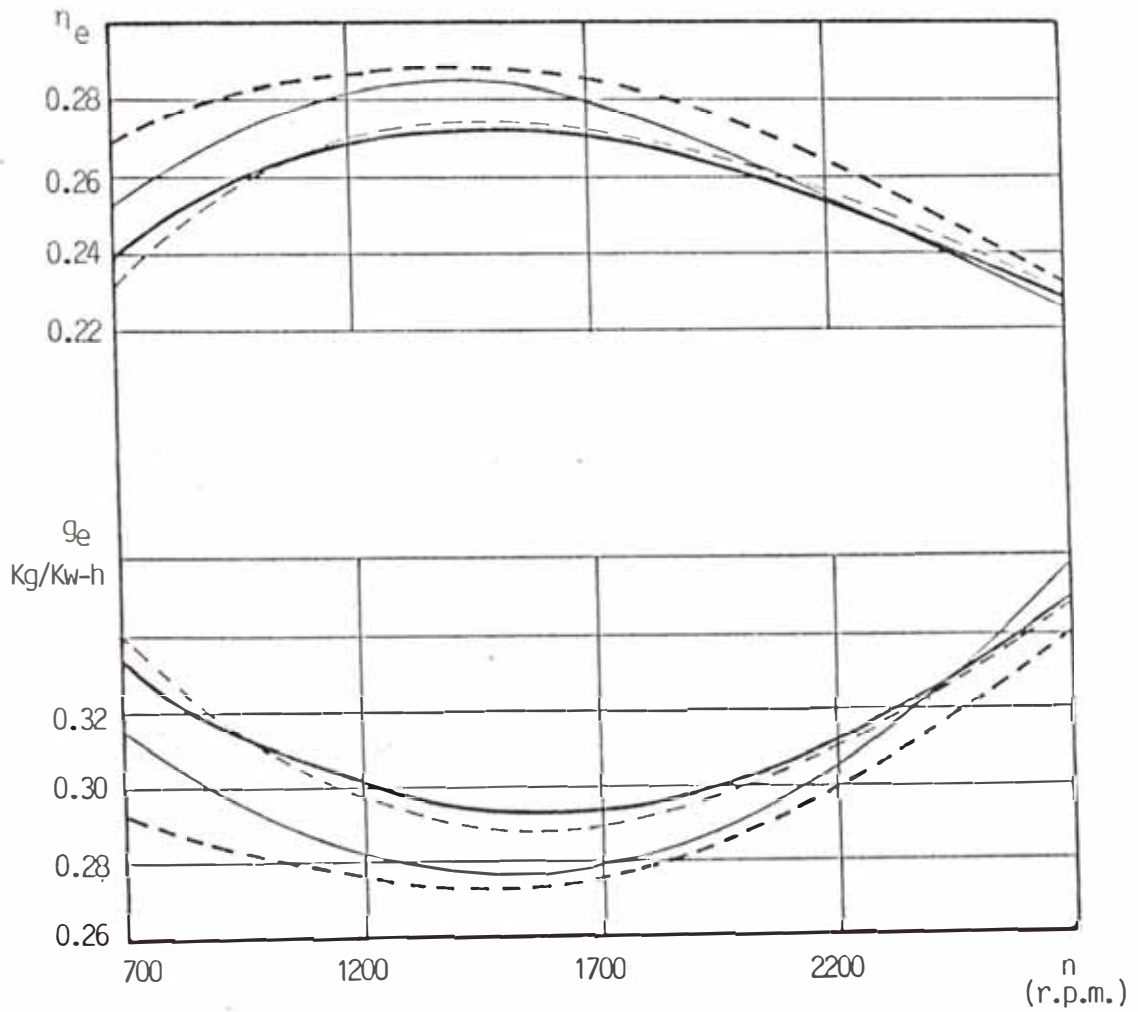


FIG. 2.16. ——— DIESEL ESP. M-1; - - - - - DIESEL ESP. M-3
————— DIESEL ESP. M-2; - - - - - DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

MOTOR RICARDO: GRAFICO: EFICIENCIA, CONSUMO ESPECIFICO Vs. R.P.M.
 CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 27°C; P_o : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro
 RELACION DE COMPRESION: 18; PRESTON DE INYECCION: 140 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

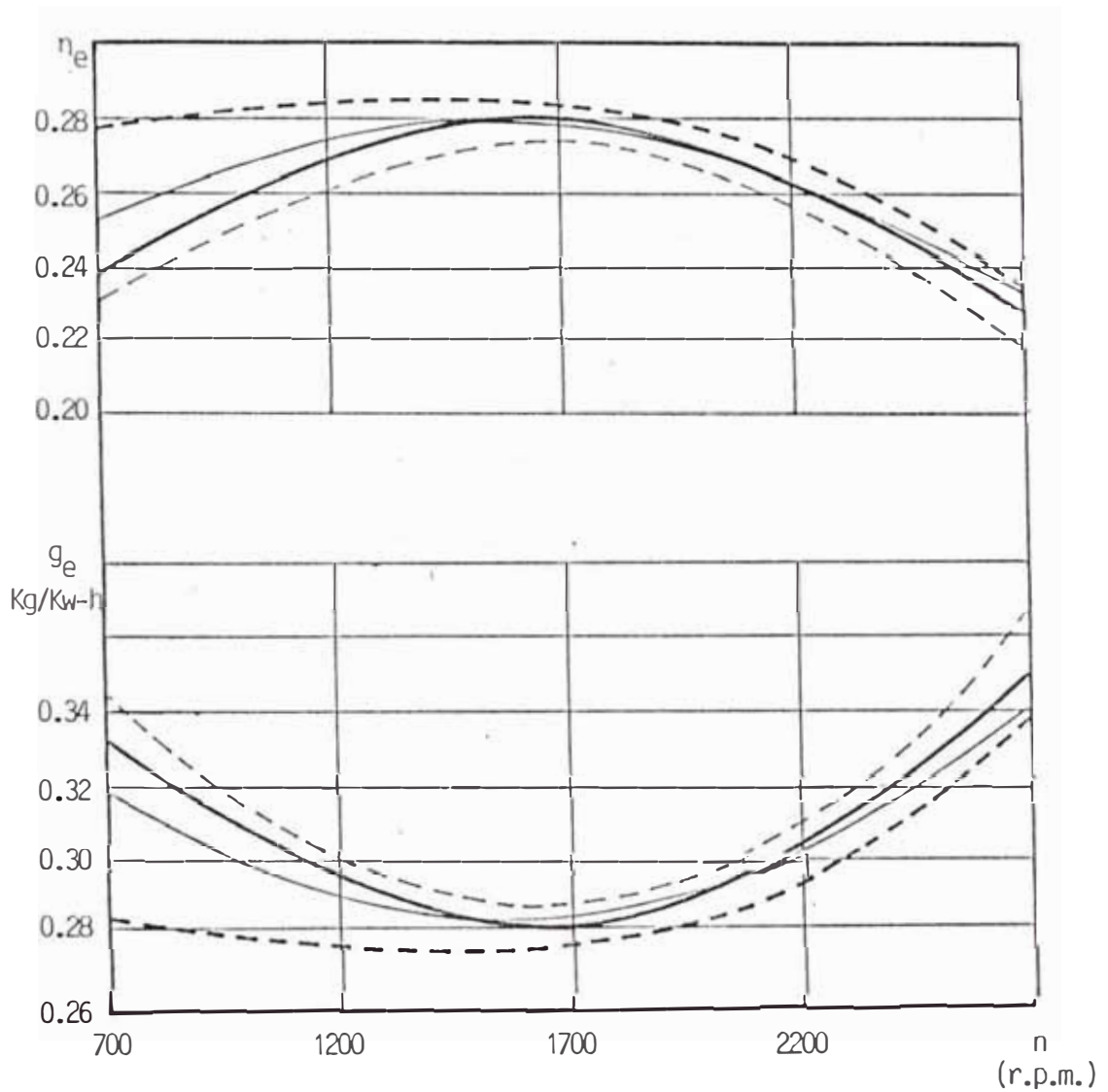


FIG. 2.17. ——— DIESEL ESP. M-1; - - - - DIESEL ESP. M-3
 ——— DIESEL ESP. M-2; - . - . - DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

MOTOR RICARDO: GRAFICO: EFICIENCIA, CONSUMO ESPECIFICO Vs. R.P.M.

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 26°C; P_o : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESTON DE INYECCION: 150 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

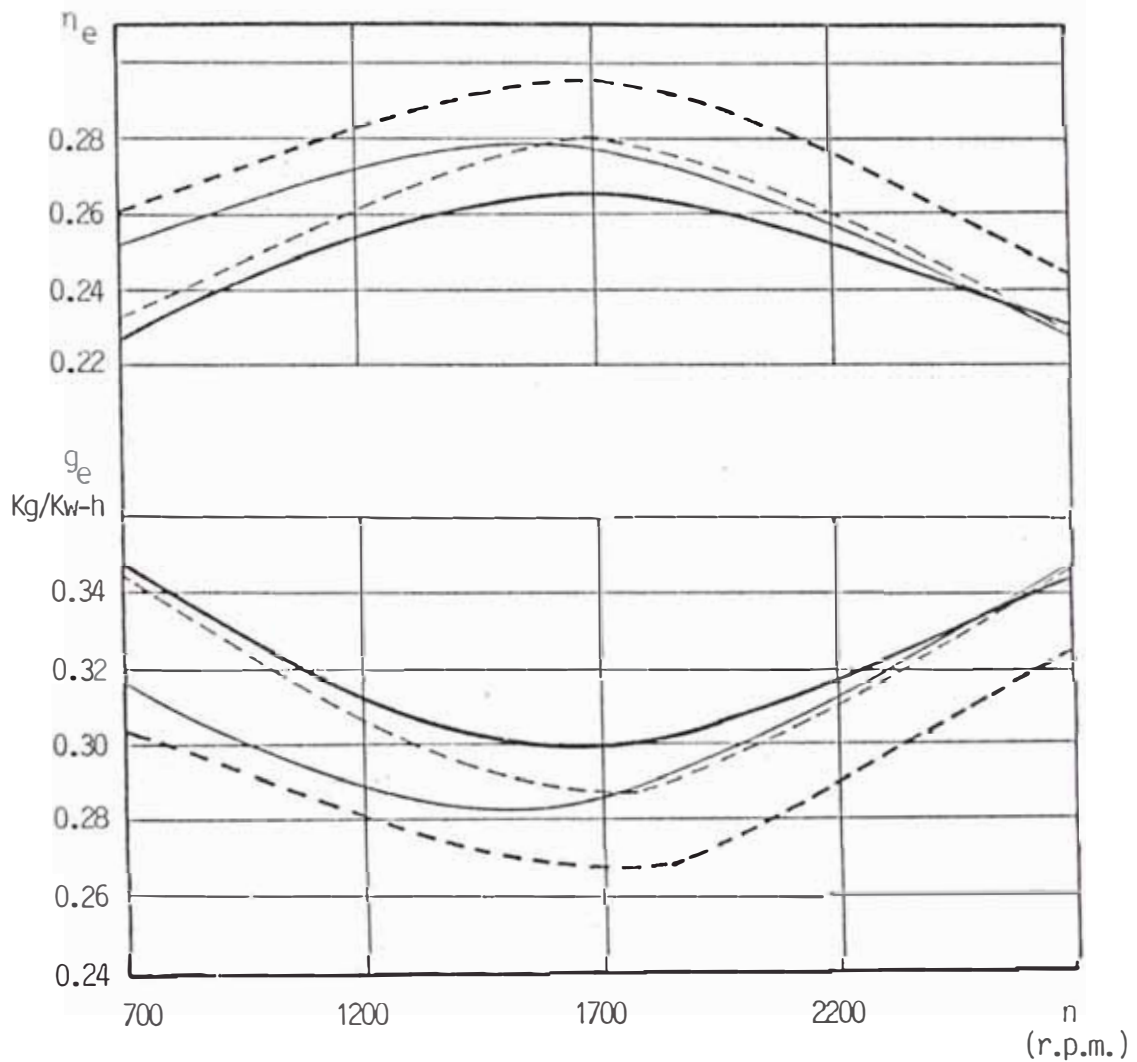


FIG. 2.18. ——— DIESEL ESP. M-1; - - - - - DIESEL ESP. M-3
DIESEL ESP. M-2; - - - - - DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

MOTOR RICARDO: GRAFICO: EFICIENCIA, CONSUMO ESPECIFICO Vs. R.P.M.

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 26°C; P_o : 753 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESION DE INYECCION: 160 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

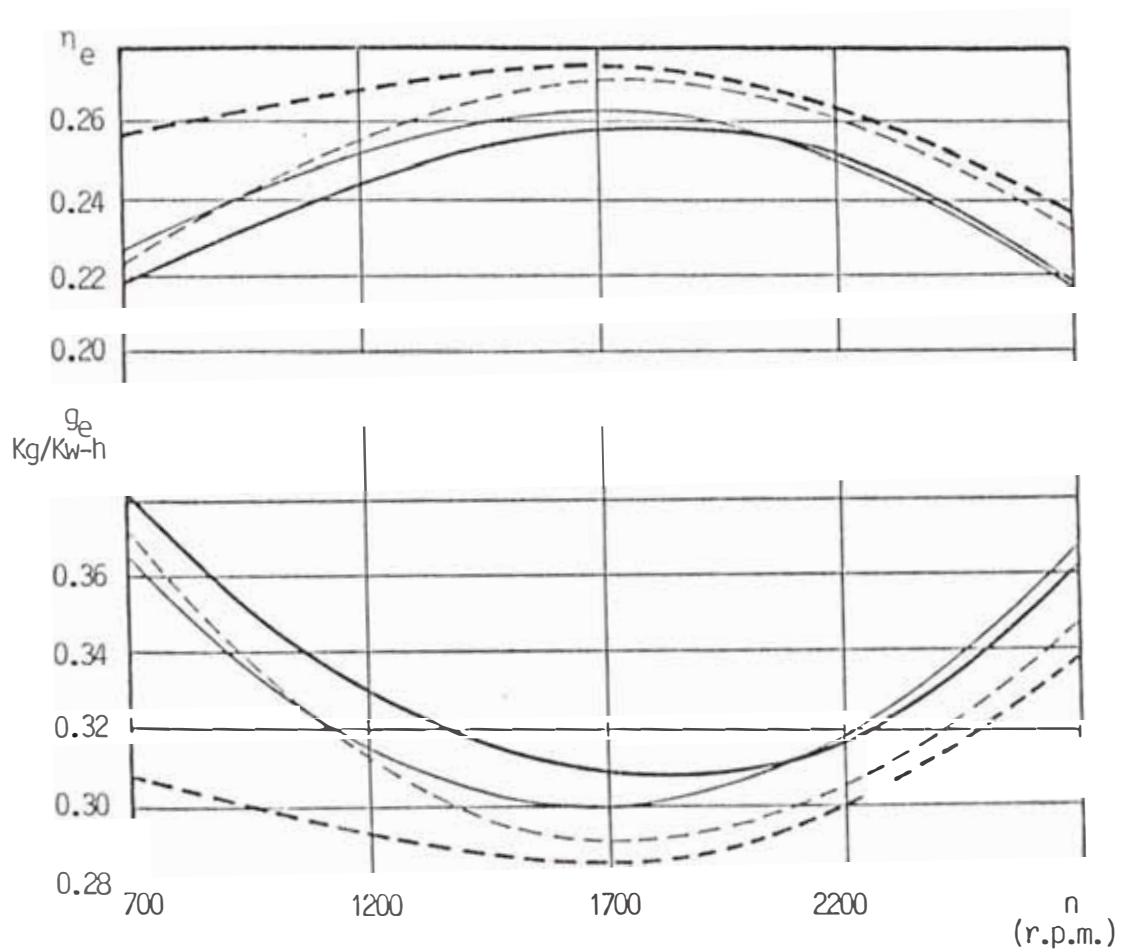


FIG. 2.19. ——— DIESEL ESP. M-1; - - - - - DIESEL ESP. M-3
 ——— DIESEL ESP. M-2; - · - · - DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

MOTOR RICARDO: GRAFICO: EFICIENCIA, CONSUMO ESPECIFICO Vs. R.P.M.

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 27°C; P_o : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESTION DE INYECCION: 170 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

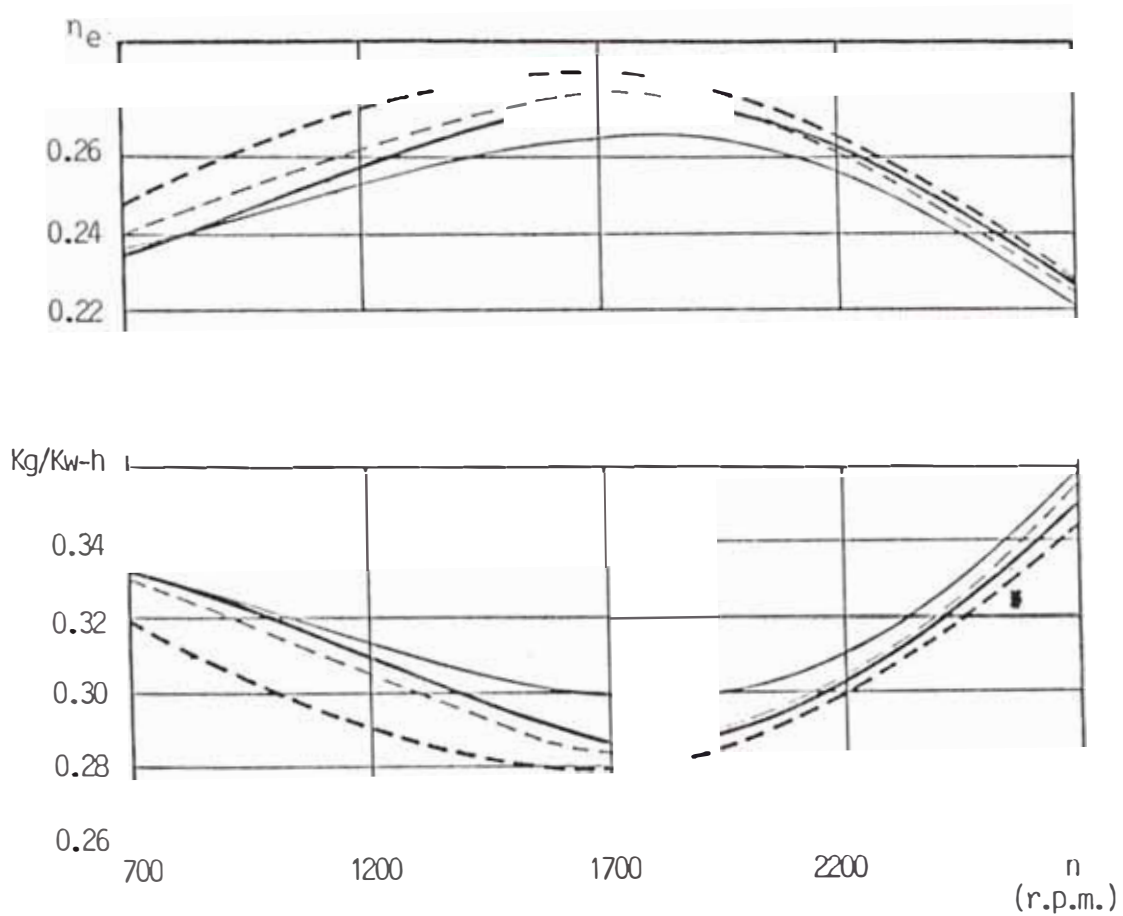


FIG. 2.20. ——— DIESEL ESP. M-1; - - - - - DIESEL ESP. M-3
 ——— DIESEL ESP. M-2; - · - · - DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

MOTOR RICARDO: GRAFICO: POTENCIA, EFICIENCIA, CONS. ESPECTIFICO • ANGULO DE AVANCE

CONDICIONES AMBIENTALES: T_0 : 26 °C; P_0 : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRECION DE INYECCION: 150 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

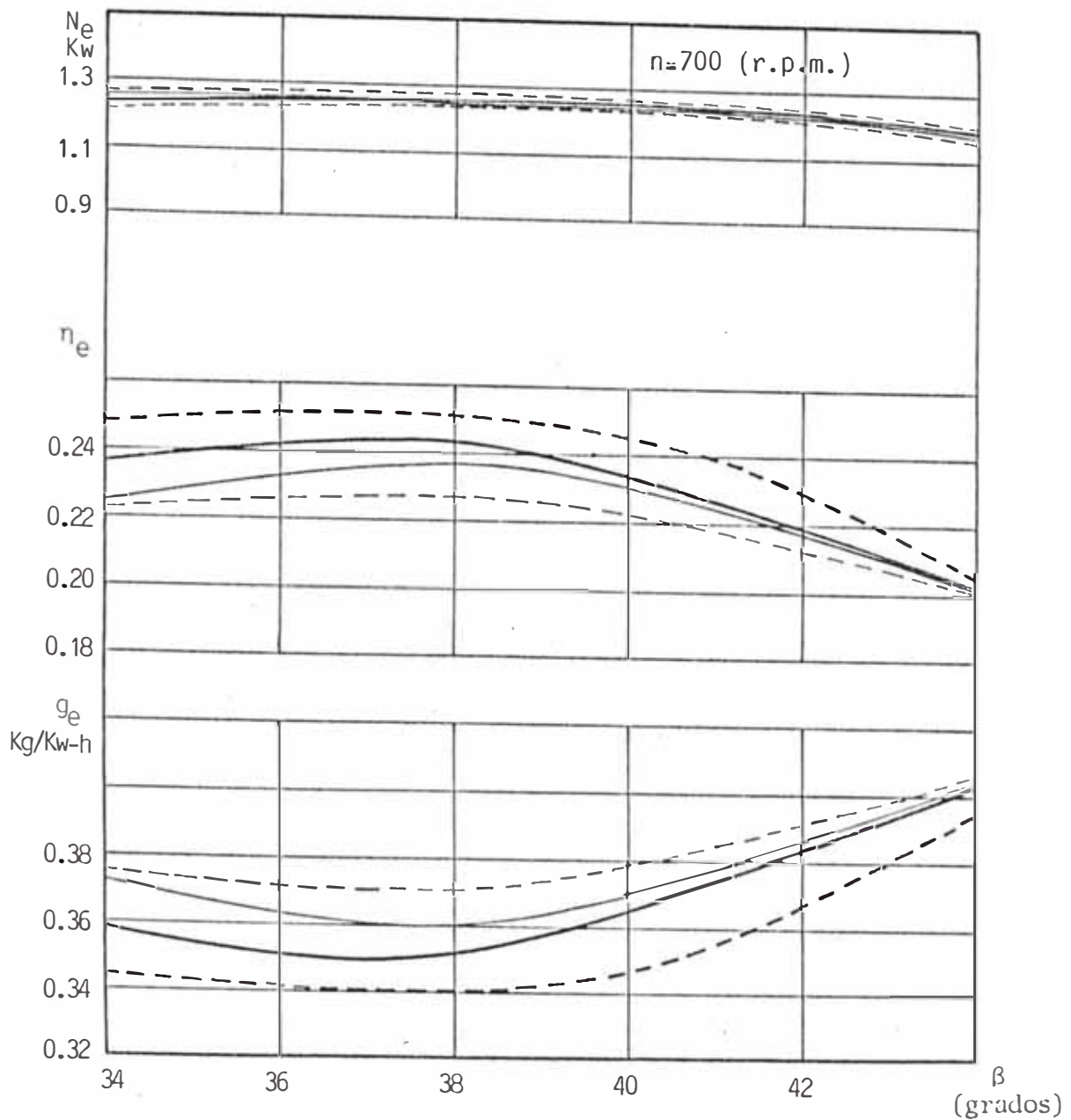


FIG. 2.21. ——— DIESEL ESP. M-1; - - - - - DIESEL ESP. M-3
 DIESEL ESP. M-2; - · - · - DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

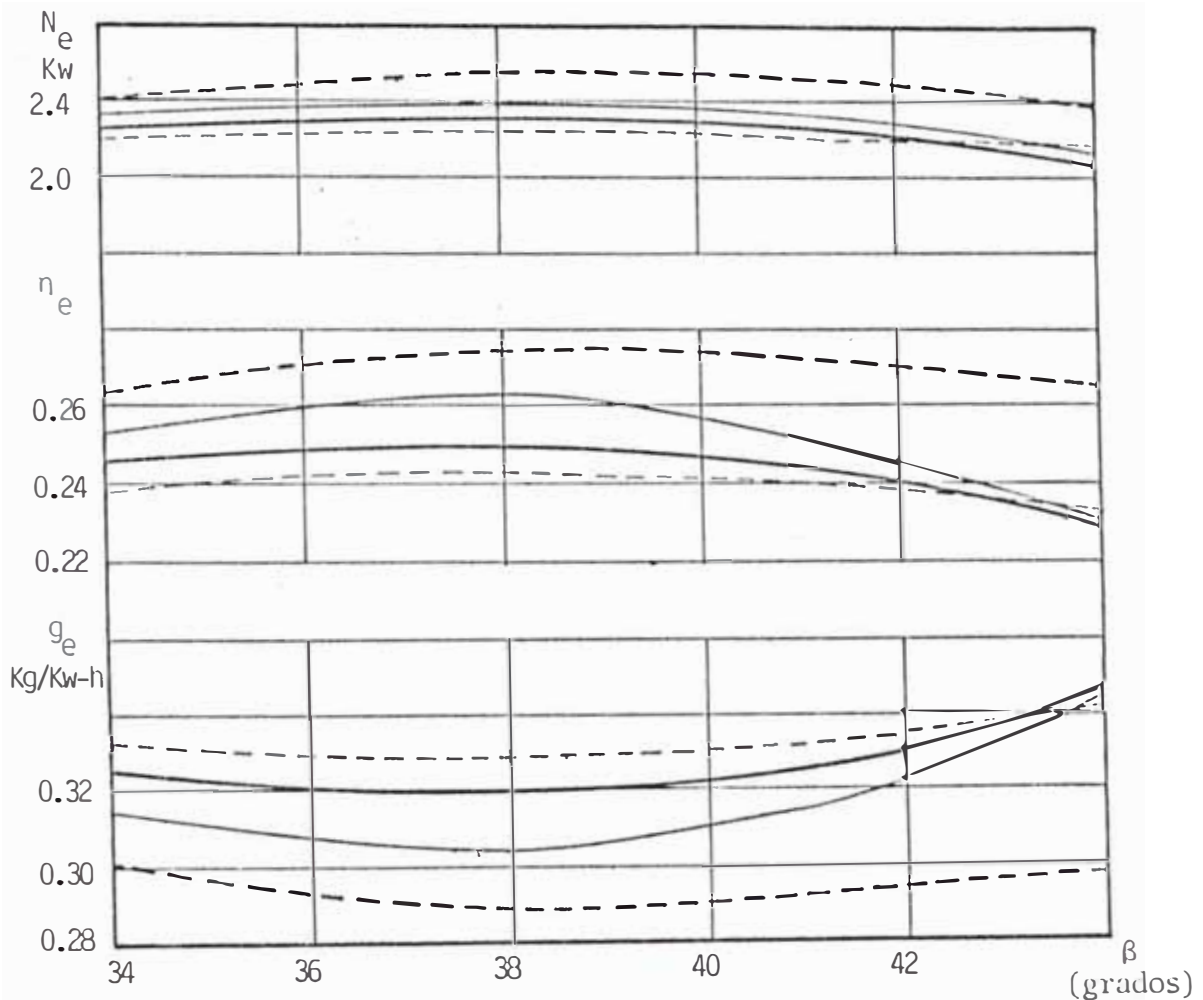
MOTOR RICARDO: GRAFICO: POTENCIA, EFICIENCIA, C. ESPECIFICO - ANGULO DE AVANCE

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 26°C; P_o : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESTON DE INYECCION: 150 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C



Para: $n = 1200$ (r.p.m.)

FIG. 2.22. ——— DIESEL ESP. M-1; - - - - - DIESEL ESP. M-3
 ——— DIESEL ESP. M-2; - - - - - DIESEL NORMAL

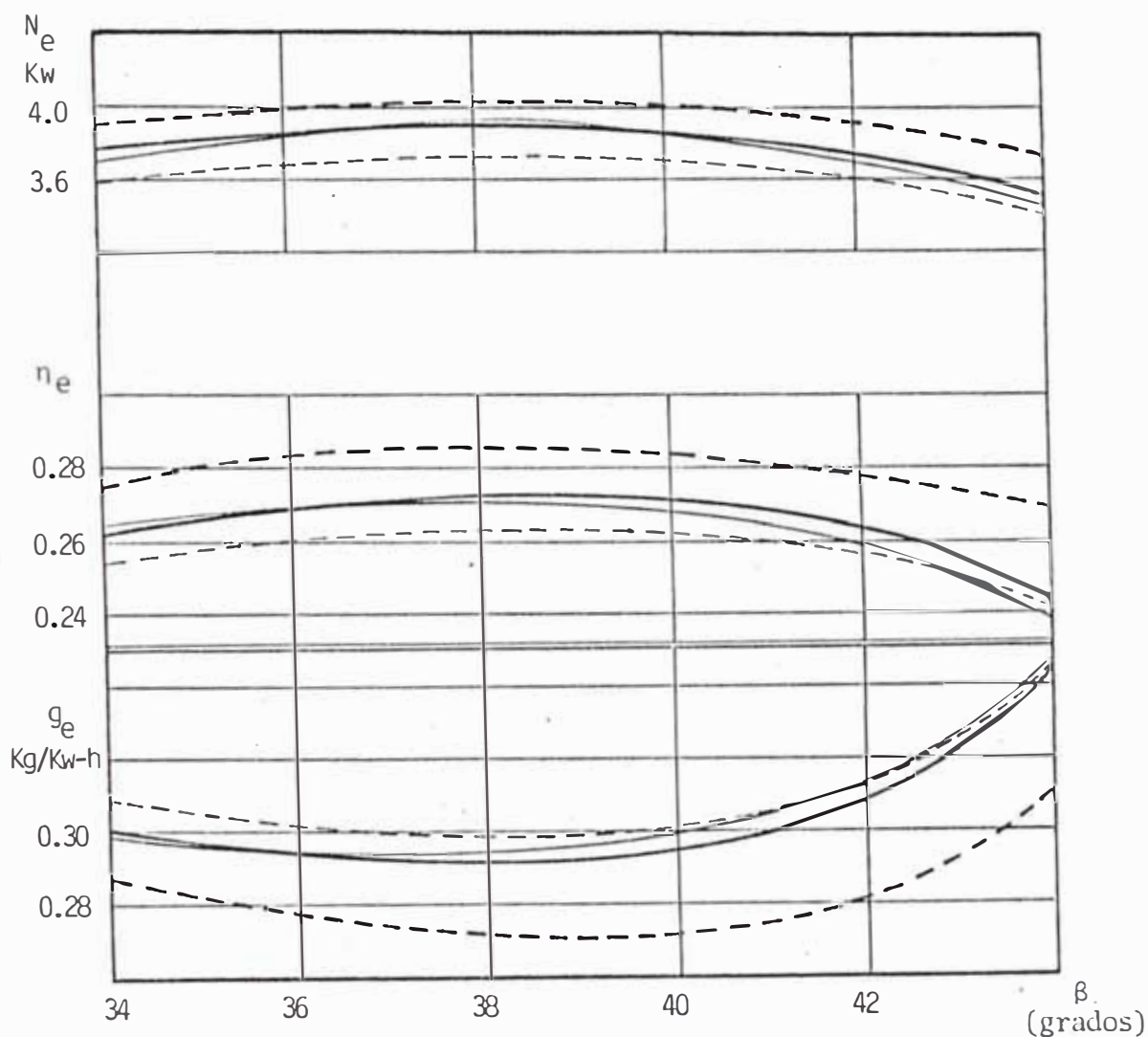
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

MOTOR RICARDO: GRAFICO: POTENCIA, EFICIENCIA, CONSUMO ESP. Vs. ANGULO DE AVANCE
 CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 28°C; P_o : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESTON DE INYECCION: 150 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C



Para: $n = 1700$ (r.p.m.)

FIG. 2.23. ——— DIESEL ESP. M-1; - - - - - DIESEL ESP. M-3
 ——— DIESEL ESP. M-2; - · - · - DIESEL NORMAL

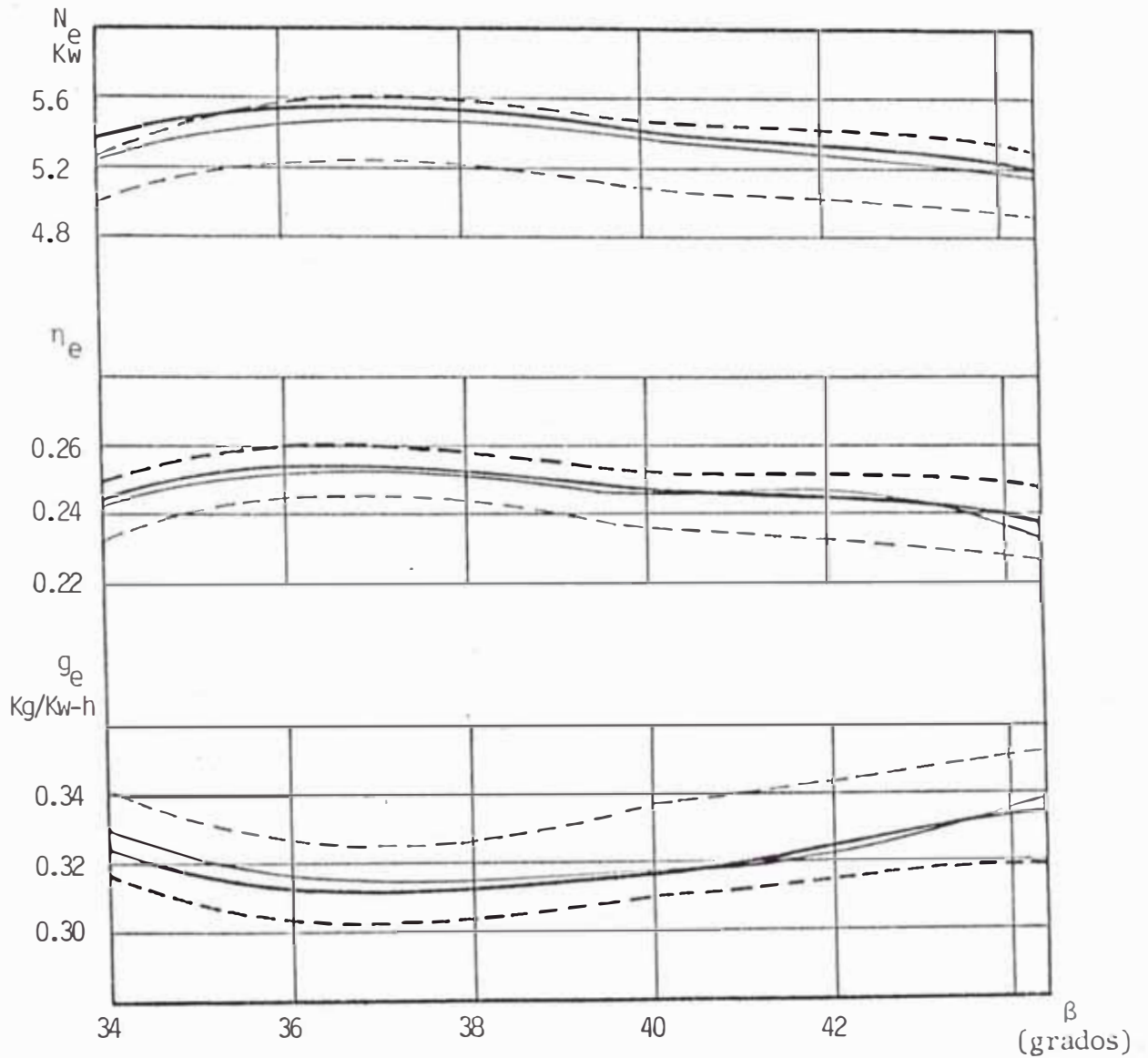
UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

MOTOR RICARDO: GRAFICO: POTENCIA, EFICIENCIA, CONSUMO ESP. Vs. ANGULO DE AVANCE
 CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 28°C; P_o : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESTON DE INYECCION: 150 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C



Para: $n = 2200$ r.p.m.

FIG. 2.24. ——— DIESEL ESP. M-1; - - - - - DIESEL ESP. M-3
 ——— DIESEL ESP. M-2; - . - . - DIESEL NORMAL

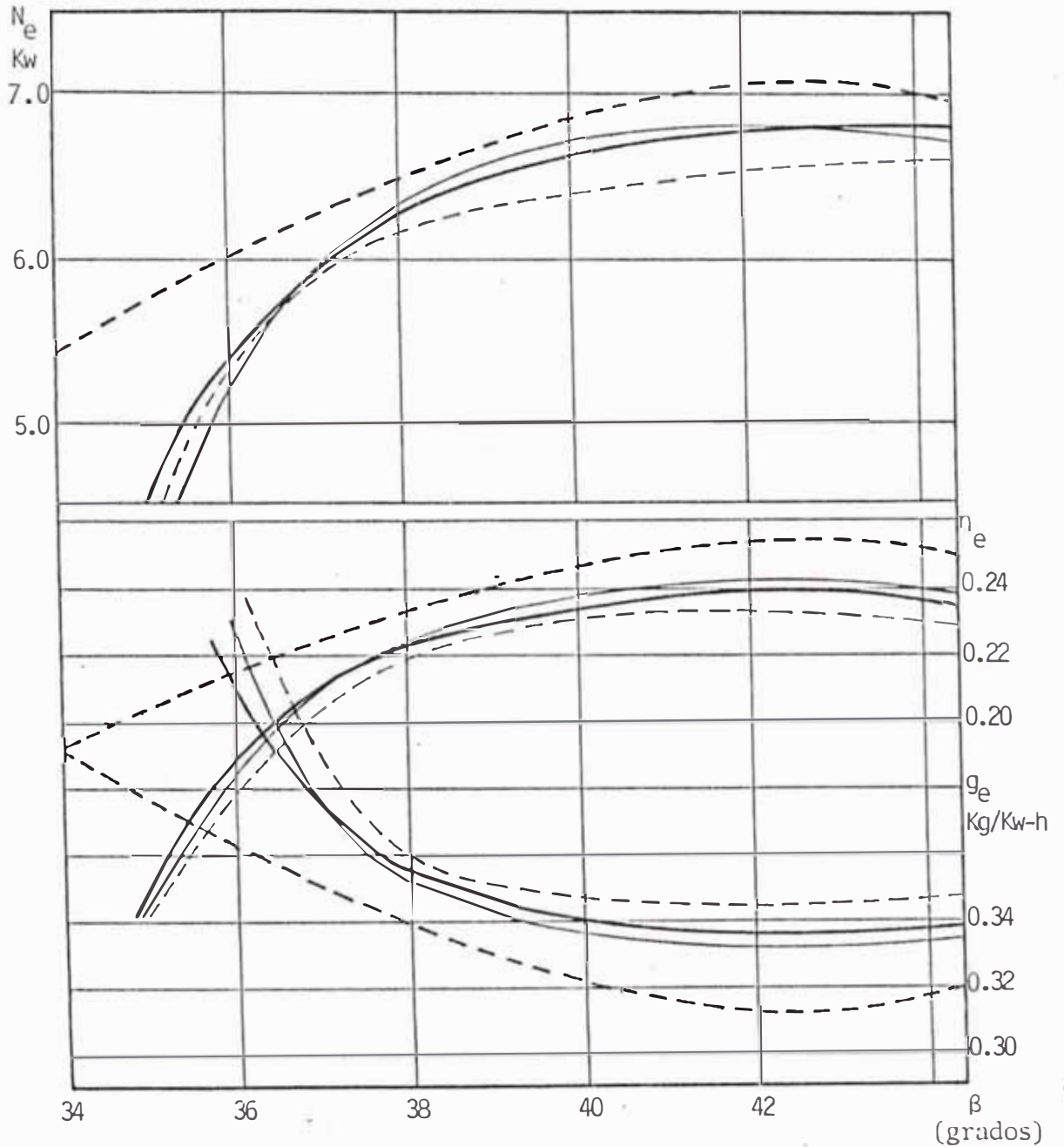
MOTOR RICARDO: GRAFICO: POTENCIA, EFICIENCIA, CONSUMO ESP. Vs. ANGULO DE AVANCE

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 26 °C, P_o : 753 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESTON DE INYECCION: 150 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C.



Para: $n = 2700$ (r.p.m.)

FIG. 2.25.

— DIESEL ESP. M-1; - - - - DIESEL ESP. M-3
 - · - · - DIESEL ESP. M-2; - - - - DIESEL NORMAL

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - F.I.M.

MOTOR RICARDO: GRAFICO: POTENCIA Vs. ANGULO DE AVANCE

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 27°C; P_o : 752 mmHg.

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESSION DE INYECCION: 150 Kg/cm²

TEMPERATURAS DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

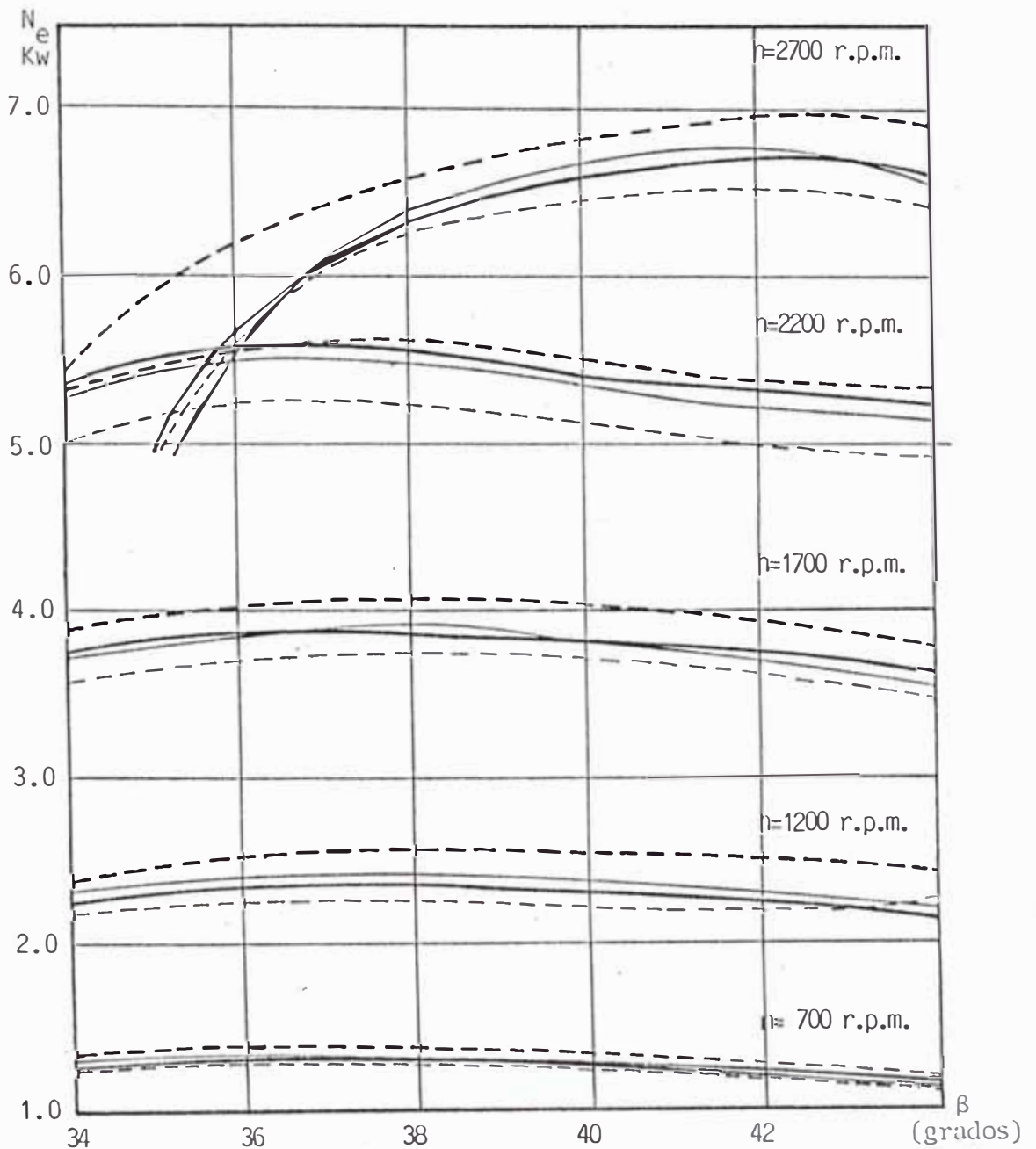


FIG. 2.26.

————— DIESEL ESP. M-1; - - - - - DIESEL ESP. M-3
 - - - - - DIESEL ESP. M-2; - · - · - DIESEL NORMAL

ce a la inyección será variable de 34° hasta 45° . Los parámetros más importantes considerados son la potencia efectiva, el rendimiento efectivo y el consumo efectivo específico de combustible.

2. Característica reguladora del motor Diesel según la presión de inyección.

Los mismos parámetros efectivos anteriormente mencionados, también fueron considerados en este caso para valores de presión de inyección que varía entre 130 Kg/cm^2 hasta 170 Kg/cm^2 y las revoluciones del cigueñal entre 700 a 2700 r.p.m.

El análisis de estos gráficos, conjuntamente con los del diagrama indicado y balance térmico se realizan en el Capítulo IV, así como un estudio más profundo de la velocidad en el cilindro del motor Ricardo de los procesos de combustión para cada tipo de combustible.

2.5. PROCESAMIENTO DEL DIAGRAMA INDICADO.

Para analizar algunos índices característicos del motor, tales como: la variación de la presión, temperatura, desprendimiento de calor, la velocidad de combustión, etc. con relación al ángulo de giro del cigueñal, se ha trazado el diagrama indicado del motor utilizando para tal efecto el Indicador de Diagrama de Diafragma equilibrado.

Se obtuvo el diagrama $P(\beta)$ (figura 2,27) para cada uno de los combustibles Diesel en las condiciones de máximo suministro de combustible, presión de inyección y ángulo de avance de la inyección en condiciones nominales, relación de compresión 18 y para la frecuencia de rotación del cigueñal de 1650 r.p.m.

De acuerdo a estos diagramas se ha considerado que es suficiente el intervalo $-8^\circ \dots 30^\circ$ para el estudio de los fenómenos de la combustión.

La temperatura de la sustancia de trabajo de cantidad variable $T(\beta)$ que aparece conjuntamente con el diagrama $P(\beta)$ en la figura 2.27, se determina con la fórmula :

$$T = \frac{T_a}{P_a} \frac{PV}{V_a \beta_x} \quad (2.9)$$

donde: P_a y T_a son la presión y temperatura al final de la admisión, en MPa y $^\circ\text{K}$.

V_a volumen admitido, en m^3
 P y V valores instantáneos de la presión y volumen para un ángulo de giro del cigueñal.

β_x es el coeficiente instantáneo de variación molecular.

1. Parámetros del proceso de admisión,

- La presión de admisión se puede calcular mediante la fórmula

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - FIM

MOTOR RICARDO: GRAFICO DEL DIAGRAMA INDICADO

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 27°C; P_o : 753 mmHg

AVANCE DE INYECCION: 38°; POSC. DE CREMALIERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESION DE INYECCION: 150 Kg/cm²

TEMP. DE SALIDA; DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

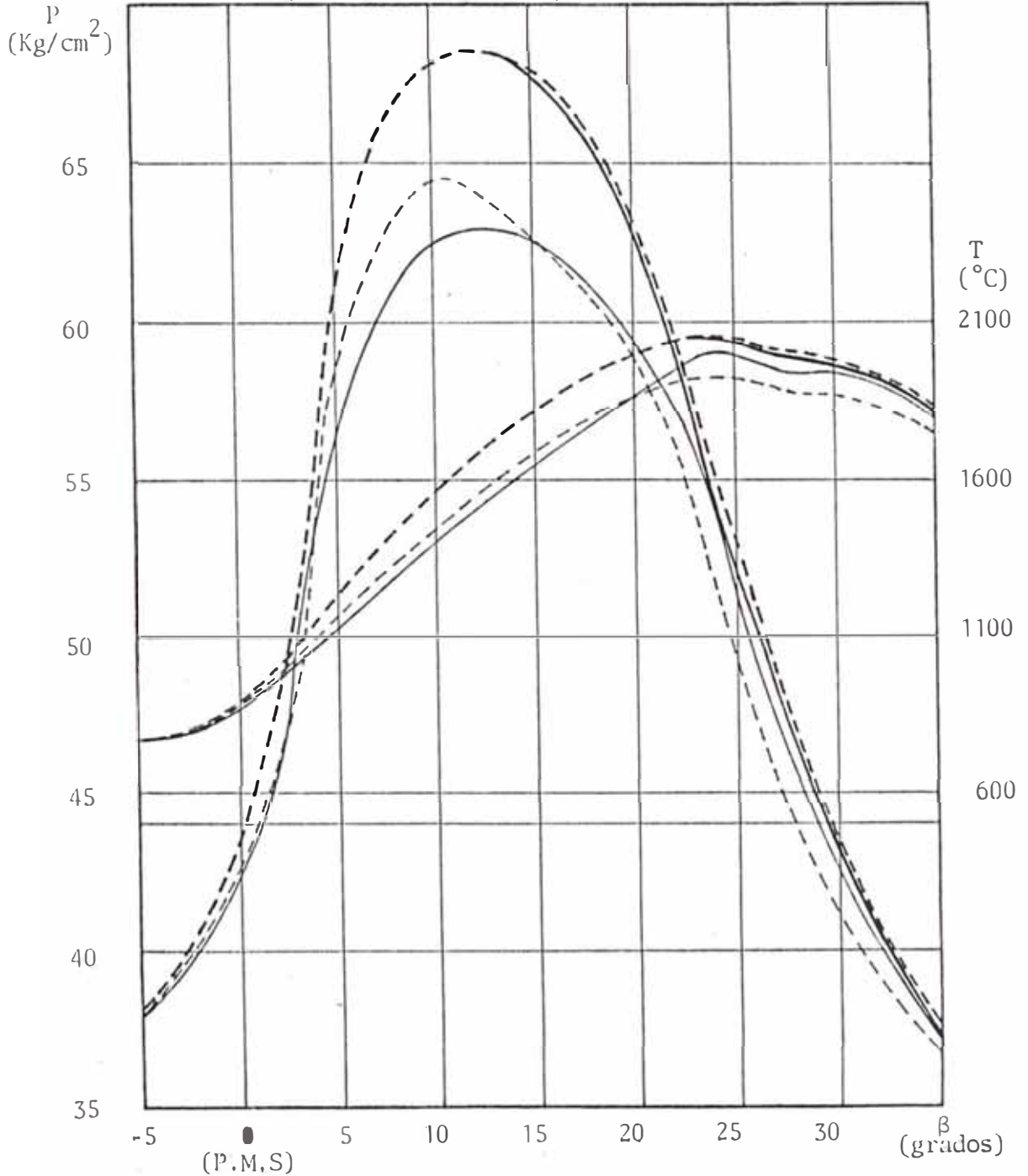


FIGURA 2.27 ——— DIESEL ESP. M-1 - - - - - DIESEL ESP. M-3
 ——— DIESEL ESP. M-2 - - - - - DIESEL NORMAL

$$P_a = P_o - (\beta_{ad}^2 + \xi_{ad}) \frac{\omega_{ad}^2}{2} \rho_o \times 10^{-6} \text{ (MPa)} \quad (2.10)$$

P_o y T_o : condiciones ambientales en MPa, °K

ρ_o : densidad de la carga a la admisión en Kg/m^3

β_{ad} : coeficiente de amortiguamiento de la velocidad de carga.

ξ_{ad} : coeficiente de resistencia del sistema de admisión referida a la sección más estrecha.

ω_{ad} : velocidad media del aire en todo el proceso de admisión medido en la válvula.

Para $P_o = 753 \text{ mmHg (0.1004 MPa)}$

$T_o = 300^\circ\text{K}$

$R = 0.287 \text{ KJ/Kg } ^\circ\text{K}$

$$\rho_o = \frac{P_o}{R T_o} = 1.166 \text{ Kg/m}^3$$

De acuerdo a los datos experimentales que se han obtenido para motores Diesel y para $n = 1650 \text{ r.p.m.}$

Asumimos :

$$\omega_{ad} = 55 \text{ m/s}$$

$$\beta_{ad}^2 + \xi_{ad} = 2.4, \text{ por lo que :}$$

$$P_a = 0.1004 - (2.4) \times 55^2 \times 1.166 \times 10^{-6} = 0.0919 \text{ MPa.}$$

- La temperatura al final de la admisión se halla con la fórmula :

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} \text{ (} ^\circ\text{K)} \quad (2.11)$$

Si adoptamos que el incremento de carga $\Delta T = 20^\circ\text{C}$ y los parámetros para los gases residuales: $P_r = 0.12$ MPa; $T_r = 800^\circ\text{K}$. Entonces el coeficiente de gases residuales se puede calcular con la expresión :

$$\gamma_r = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{P_r}{\epsilon P_a - P_r} = \frac{300 + 20}{800} \times \frac{0.12}{18 \times 0.0919 - 0.12} = 0.031$$

Entonces:

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \gamma_r T_r}{1 + \gamma_r} = \frac{300 + 20 + 0.031 \times 800}{1 + 0.031} = 334^\circ\text{K}$$

- El volumen admitido será :

$$V_a = \frac{\epsilon V_h}{\epsilon - 1} = \frac{18 \times 507 \times 10^{-6}}{17} = 536.8 \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

2. Coeficiente de variación molecular.

- El coeficiente de variación molecular se calcula con la fórmula :

$$\beta_x = 1 + \frac{0.064}{1 + \gamma_r} \cdot \frac{C_x}{\alpha}$$

donde: α coeficiente de exceso de aire

C_x coeficiente que depende del desprendimiento de calor en el proceso de combustión.

De acuerdo a las experiencias realizadas en motores Diesel por: V.K. Roshkin y B.P. Pugachov, el valor de C_x se muestra en la tabla 2.1.

Los valores de C_x que aparecen en la segunda columna de la tabla se han hallado mediante interpolación lineal para valores comprendidos entre -5°

..... 45° . Para ángulos mayores a 45° se ha extrapolado, despreciándose el valor de C_x para ángulos menores a -5° .

TABLA 2.1

β (grados)	Valores de C_x	β (grados)	Valores de C_x (interpolado)
-5.0	0.001	-8	0.008
-2.5	0.005	-6	0.000
0.0	0.050	-4	0.003
2.5	0.201	-2	0.014
5.0	0.375	0	0.050
7.5	0.520	2	0.171
10.0	0.615	4	0.305
12.5	0.681	6	0.433
15.0	0.722	8	0.539
17.5	0.755	10	0.615
20.0	0.798	12	0.668
22.5	0.823	14	0.706
25.0	0.831	16	0.735
27.5	0.843	18	0.764
30.0	0.858	20	0.798
32.5	0.871	22	0.818
35.0	0.882	24	0.828
37.5	0.895	26	0.836
40.0	0.906	28	0.846
42.5	0.914	30	0.858
45.0	0.920	32	0.868
		34	0.878
		36	0.887
		38	0.897
		40	0.906
		42	0.912
		44	0.917
		46	0.922
		48	0.927

3. Valores instantáneos de presión y volumen.

La presión se determina del diagrama de la figura 2.27 y el volumen instantáneo de acuerdo a la fórmula

$$V(\beta) = \frac{V_o}{\epsilon - 1} + \frac{V_h}{2} (1 - \cos\beta + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\beta)) \quad (2.13)$$

Para el motor Ricardo donde la relación biela-ciguenal, $\lambda = \frac{1}{4.25}$ resulta :

$$V(\beta) = 507 \left(\frac{10}{17} - \left(\frac{\cos\beta}{2} + \frac{\cos 2\beta}{34} \right) \right) \times 10^{-6} \text{ (m}^3\text{)}$$

Para β y C_x comprendidas en el intervalo $-8^\circ \dots 30^\circ$ se han calculado los parámetros instantáneos $P(\beta)$, $V(\beta)$ y $T(\beta)$ con cada uno de los combustibles Diesel sometidos a prueba, tal como se muestra en la tabla 2.2, 2.3 y 2.4.

TABLA 2.2
VALORES MEDIDOS DE LA PRESION $P(\beta)$, EN Kg/cm^2

β GRADOS	C O M B U S T I B L E S			
	M-1	M-2	M-3	D-2
-8	36.67	36.96	36.50	36.67
-6	37.50	37.59	37.14	37.50
-4	38.95	38.95	38.48	38.95
-2	40.58	40.68	39.90	40.58
0	43.81	43.11	42.70	43.81
2	49.11	47.39	47.30	49.11
4	56.74	53.41	53.95	56.74
6	63.55	58.67	60.03	63.55
8	66.91	61.26	62.96	66.91
10	68.34	62.55	64.21	68.34
12	68.57	62.72	64.04	68.57
14	68.10	62.70	63.21	68.14
16	66.85	62.00	62.04	66.90
18	65.01	60.87	60.61	65.07
20	62.75	59.44	58.82	62.82
22	59.37	57.41	56.39	59.45
24	55.34	54.48	52.36	55.42
26	50.89	50.45	48.14	50.97
28	46.89	46.61	44.50	46.96
30	43.14	43.03	41.18	43.19

TABLA 2.3

VALORES CALCULADOS DEL VOLUMEN RESPECTO AL ANGULO DE
GIRO DEL CIGUEÑAL

β GRADOS	$V(\beta)$ (c.c)
-8	32.868
-6	31.538
-4	30.586
-2	30.014
0	29.824
2	30.014
4	30.586
6	31.538
8	32.868
10	34.574
12	36.652
14	39.099
16	41.910
18	45.079
20	48.600
22	52.468
24	56.674
26	61.210
28	66.070
30	71.242

TABLA 2.4

VALORES CALCULADOS DE LA TEMPERATURA $T(\beta)$, en °K

β GRADOS	C O M B U S T I B L E S			
	M-1	M-2	M-3	D-2
-8	800.2	806.5	796.4	800.2
-6	785.2	787.0	777.6	785.2
-4	790.7	790.7	781.2	790.7
-2	808.1	810.1	794.6	808.1
0	865.7	851.9	843.8	865.7
2	971.9	937.9	936.1	971.9
	1138.2	1071.4	1082.3	1138.2
6	1308.0	1207.5	1235.5	1308.0
8	1429.1	1308.5	1344.8	1429.1
10	1531.0	1401.2	1438.4	1531.0
12	1625.1	1486.5	1517.7	1625.1
14	1719.2	1582.9	1595.8	1720.2
16	1806.9	1675.8	1676.9	1808.2
18	1887.8	1767.6	1760.0	1889.5
20	1962.0	1858.5	1839.1	1964.2
22	2002.5	1936.4	1902.0	2005.2
24	2015.5	1984.1	1906.9	2018.4
26	2001.1	1983.8	1893.0	2004.3
28	1989.5	1977.6	1888.1	1992.5
30	1972.7	1967.7	1883.1	1975.0

2.6. BALANCE TERMICO DEL MOTOR,

Una pequeña parte del calor que se obtiene al generar el combustible es para realizar el trabajo efectivo, siendo el balance térmico la distribución del calor que se suministra al motor con combustible, - en calor usado útilmente y en algunos tipos de pérdidas.

La ecuación del balance térmico (la cantidad de calor está referida a la unidad de tiempo) tiene la forma siguiente para $\alpha > 1$.

$$Q_o = Q_e + Q_{ref} + Q_g + Q_{res} \quad (2.14)$$

donde Q_o es la cantidad de calor suministrado al motor por el combustible por cierto período de tiempo por un régimen dado.

Q_e es la cantidad de calor convertido en trabajo útil.

Q_{ref} es la cantidad de calor transferido al líquido refrigerante (en este caso agua).

Q_g es el calor que se llevan del motor los gases de escape.

Q_{res} : es el término independiente del balance que establece las pérdidas no incluidas en los demás términos de la ecuación del balance térmico.

Las fórmulas empleadas para el cálculo de los componentes de la ecuación (2.14) se mencionan a continuación

1. CANTIDAD TOTAL DE CALOR SUMINISTRADO,

$$Q_o = H_u G_c \quad \text{kJ/h} \quad (2.15)$$

donde el poder calorífico H_u en kJ/Kg °K y G es el consumo horario de combustible en Kg/h.

2. CALOR EQUIVALENTE AL TRABAJO EFECTIVO.

$$Q_e = 3600 N_e \quad \text{kJ/h}$$

donde N_e está dada en KW.

3. CALOR TRANSMITIDO AL AGUA.

$$Q_{\text{ref}} = 4.186 \times G_{\text{ag}} (T_s - T_e) \quad \text{kJ/h} \quad (2.16)$$

siendo: 4.186 la capacidad calorífica del agua en kJ/(Kg.grad).

G_{ag} es la cantidad de agua en Kg que pasa por el motor en una hora.

T_s es la temperatura del agua que sale del motor, en °C.

T_e es la temperatura del agua que entra en el motor, en °C.

4. CALOR PERDIDO EN LOS GASES DE ESCAPE.

$$Q_g = G_c (M_2 \mu C_p'' T_g - M_1 \mu C_p T_o) \quad \text{kJ/h} \quad (2.17)$$

donde;

M_1, M_2 es la cantidad total de aire y de los productos de combustión en Kmól/Kg.

$\mu C_p'', \mu C_p$ son los calores específicos molares a presión constante respectivamente de los productos de combustión y de la carga fresca en kJ/(Kmól °C).

T_g, T_o son las temperaturas de los gases de escape medida detrás del colector de escape en °C y la temperatura de la carga fresca que entra en el cilindro del motor en °C.

$G_c M_2 \mu C_p T_g$ es la cantidad de calor evacuado del cilindro con los gases de escape en kJ/h.

$G_c M_1 \mu C_p T_o$ cantidad de calor que entra en el cilindro junto con la carga fresca en kJ/h.

Si asumimos que la cantidad de azufre en el combustible es despreciable y que el oxígeno $O_c = 0.004$ (valor característico de la composición elemental de oxígeno en combustible Diesel), podemos calcular la composición elemental en masa del combustible y la cantidad de aire teórica necesaria para la combustión de 1 Kg. de combustible en Kg Kmól, usando las siguientes expresiones

$$C + H + O_c = 1 \quad (2.18)$$

$$l_o = 0.23 \left(\frac{8}{3}C + 8H + O_c \right) \quad (2.19)$$

$$o = 0.21 \left(\frac{C}{12} + \frac{H}{4} + \frac{O_c}{32} \right) \quad (2.20)$$

Con los valores de C/H suministrados por PETROPERU se obtienen los siguientes resultados.

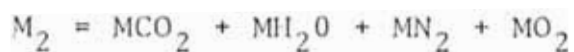
TABLA 2.5

PARAMETROS	COMBUSTIBLE	
	DIESEL NORMAL (D-2)	DIESEL ESPECIAL # 2 (M-3)
RELACION TEORICO		
Carbono /Hidrógeno	6.68	6.98
COMPOSICION ELEMENTAL EN MASA		
C	0.870	0.867
H	0.125	0.129
O	0.004	0.004
Cantidad de aire teóricamente necesaria para la combustión completa de 1 Kg. de combustible:		
L_o Kg	14.52	14.42
L_o Kmol	0.498	0.494

Con los valores de la Tabla 2.5 se puede determinar M_1 y M_2 . El número de kilomoles de aire que participa en la combustión de 1 Kg de combustible, mediante la ecuación:

$$M_1 = \alpha L_o \quad (2.21)$$

Para calcular el número en kilomoles contenidos en los productos de la combustión M_2 , se admite que la combustión es completa ($\alpha > 1$). Entonces, al quemarse el carbono se produce gas carbónico y, al quemarse el hidrógeno vapor de agua. Además, los productos de combustión contendrán nitrógeno atmosférico y exceso de oxígeno:



La cantidad (en Kmol) de los componentes por separado de los productos de la combustión se hallan aplicando las siguientes fórmulas

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} \quad (2.22)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} \quad (2.23)$$

$$M_{O_2} = 0.21 (\alpha - 1) L_o \quad y \quad (2.24)$$

$$M_{N_2} = 0.79 \alpha L_o \quad (2.25)$$

Al sumar los valores de kilomoles de gases componentes de productos de combustión y efectuar las transformaciones respectivas, se obtiene:

$$M_2 = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + (\alpha - 0.21) L_o \quad (2.26)$$

Los calores específicos molares a presión constante de la ecuación (2.17) se puede determinar como:

$$\mu C_p - \mu C_v = 8.314 \text{ kJ/Kmol-grad.} \quad (2.27)$$

$$\mu'' C_p - \mu'' C_v = 8.314 \text{ kJ/Kmol-grad.} \quad (2.28)$$

donde: $\mu'' C_v = (M_{CO_2} \mu C_v^{CO_2} + M_{H_2O} \mu C_v^{H_2O} + M_{N_2} \mu C_v^{N_2} + M_{O_2} \mu C_v^{O_2}) / M_2$

Los valores de la capacidad calorífica molar media a volumen constante de los diferentes gases se hallan en la Tabla 2.6. Las diferentes temperaturas que se mencionan en la tabla se encuentran por interpolación lineal.

5. CALCULO DEL MIEMBRO REMANENTE DEL BALANCE TERMICO

$$Q_{res} = Q_o - (Q_{ref} + Q_e + Q_g) \quad \text{kJ/h} \quad (2.29)$$

Cada uno de los componentes del balance térmico se puede determinar en porcentaje de la cantidad total de calor introducido.

En este caso:

$$q_e = \frac{Q_e}{Q_o} 100\% \quad q_{ref} = \frac{Q_{ref}}{Q_o} 100\%$$

$$q_g = \frac{Q_g}{Q_o} 100\% \quad q_{res} = \frac{Q_{res}}{Q_o} 100\%$$

Es evidente que: $q_e + q_{ref} + q_g + q_{res} = 1$

El balance térmico del motor Ricardo se ha efectuado con los combustibles Diesel Normal N° 2 y el combustible Diesel especial N° 2 (variante M-3) en función de la carga y del número de revoluciones.

El balance térmico en función de la carga se realizó para 5 posiciones de la cremallera para $n = 2700$ r.p.m., tal como se muestra en la figura 2.28 y en función del número de revoluciones, éstas fueron: 700, 1200, 1700, 2200 y 2700 para máximo suministro de combustible; figura 2.29.

Los valores medidos han sido registrados en los protocolos de ensayo A-57, A-58, A-59 y A-60.

Utilizando las ecuaciones anteriormente mencionadas se han confeccionado las tablas de resultados 2.7, 2.8, 2.9, 2.10, 2.11 y 2.12 para los combustibles M-3 y D-2.

TABLA 2.6

TEMP. t en °C	AIRE kJ/Kmol- grados	OXIGENO O ₂ kJ/Kmol- grados	NITROGENO (atmosférico) N ₂ kJ/Kmol- grados	ANHIDRIDO CARBONICO CO ₂ kJ/Kmol- grados	VAPOR DE AGUA H ₂ O kJ//Kmol grados
0	20.758	20.959	20.704	27.545	25.184
100	20.838	21.223	20.733	29.797	25.426
200	20.948	21.616	20.800	31.744	25.803
300	21.206	22.085	20.972	33.440	26.260
400	21.474	22.563	21.185	34.935	26.775
500	21.780	23.019	21.449	36.258	27.315
600	22.090	23.446	21.729	37.438	27.880
700	22.408	23.835	22.027	38.498	28.474
800	22.713	24.187	22.320	39.448	29.077
900	23.006	24.510	22.609	40.302	29.693
1000	23.283	24.803	22.881	41.077	30.304
1100	23.547	25.071	23.140	41.784	30.911
1200	23.794	25.318	23.392	42.425	31.510
1300	24.028	25.548	23.626	43.007	32.092
1400	24.350	25.761	23.848	43.543	32.661
1500	24.459	25.967	24.057	44.033	33.210
1600	24.652	26.159	24.250	44.485	33.741
1700	24.836	26.343	24.434	44.903	34.261
1800	25.003	26.519	24.602	45.289	34.755
1900	25.167	26.691	24.765	45.644	35.224
2000	25.326	26.854	24.916	45.975	35.680

TABLA 2.7

Cantidad de Kilomoles (Kmol) y Capacidad Calorífica molar de los gases a presión constante (kJ/Kmol-grad), de los combustibles Diesel M-3 y D-2 (carga variable),

	P_{to}^n (r.p.m)	1	2	3	4	5
Temp. (°C)	M-3	630	581	512	476	455
	D-2	627	567	504	472	450
CO_2	M-3	0.0723	0.0723	0.0723	0.0723	0.0723
		46.070	45.528	44.714	44.254	43.976
	D-2	0.0725	0.0725	0.0725	0.0725	0.0725
		46.038	45.363	44.619	44.201	43.910
HO_2	M-3	0.0645	0.0645	0.0645	0.0645	0.0645
		36.372	36.087	35.697	35.499	35.386
	D-2	0.0625	0.0625	0.0625	0.0625	0.0625
		36.354	36.008	35.651	35.478	35.359
$P_{rod.}$ de la comb.	M-3	0.0401	0.0528	0.0747	0.0947	0.1105
		33.877	31.679	31.384	31.223	31.128
	D-2	0.0410	0.0549	0.0731	0.0949	0.1102
		31.865	31.619	31.350	31.205	31.105
$P_{rod.}$ de la comb.	M-3	0.5413	0.5889	0.6712	0.7465	0.8059
		30.132	29.990	29.796	29.699	29.644
	D-2	0.5476	0.6000	0.6684	0.7506	0.8081
		30.123	29.951	29.774	29.689	29.631
$P_{rod.}$ de la comb.	M-3	0.7182	0.7785	0.8827	0.9781	1.0532
		32.506	32.053	31.583	31.302	31.135
	D-2	0.7236	0.7899	0.8765	0.9806	1.0533
		32.354	31.961	31.552	31.275	31.108

sigue...

Continuación Tabla 2,7

Temp.	M-3	28	28	28	28	28
(°C)	D-2	28	28	28	28	28
Carga fresca (aire)	M-3	0.6852	0.7454	0.8497	0.9450	1.0201
		29.094	29.094	29.094	29.094	29.094
	D-2	0.6932	0.7595	0.8461	0.9502	1.0229
		29.094	29.094	29.094	29.094	29.094

TABLA 2.8

Componentes del balance térmico en función de la carga (combustible M-3).

n (r.p.m.)	Q_o (kJ/h)	Q_e (kJ/h)	Q_{ref} (kJ/h)	Q_g (kJ/h)	Q_{res} (kJ/h)	q_e (%)	q_{ref} (%)	q_g (%)	q_{res} (%)
2700	83837	24620	23566	26205	9446	29.4	28.1	31.2	11.3
2700	77047	21427	23075	23642	8903	27.8	29.9	30.7	11.6
2700	67858	17780	20675	20359	9044	26.2	30.5	30.0	13.3
2700	60886	14681	18822	18566	8817	24.1	30.9	30.5	14.5
2700	56540	11398	18809	17597	8736	20.2	33.2	31.1	15.5

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - FIM

MOTOR RICARDO: GRAFICO DEL BALANCE TERMICO
(carga variable)

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 28°C; P_o = 753 mm Hg

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: VARIABLE

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESION DE INYECCION: 150 Kg/cm²

TEMP. DE SALIDA DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

PARA n = 2700 (R.P.M)

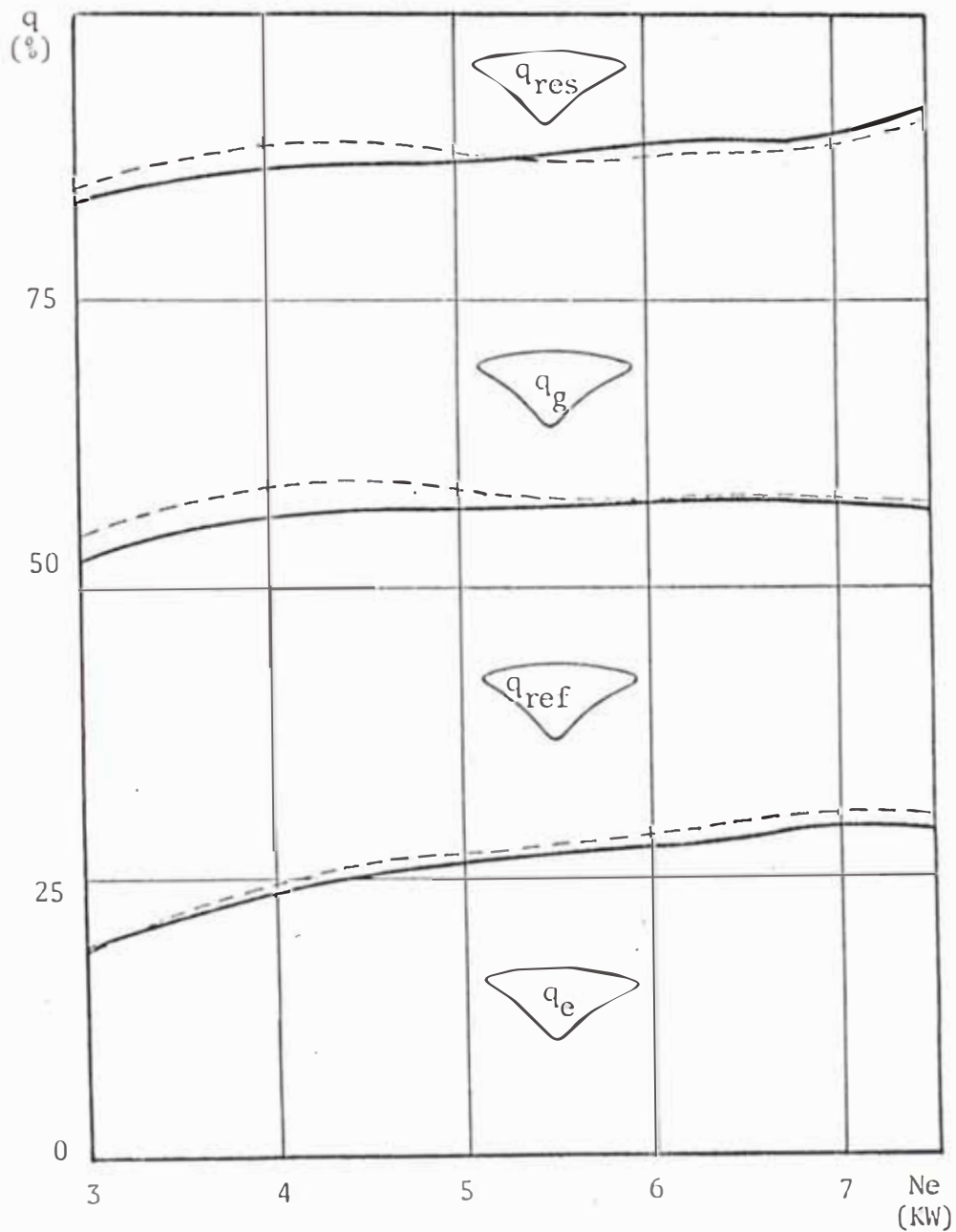


FIGURA 2.28 ——— DIESEL ESPECIAL (M-1, M-2, M-3)
----- DIESEL NORMAL

TABLA 2.9

Componentes del balance térmico en función de la carga (combustible D-2)

n (r.p.m.)	Q_o (kJ/h)	Q_e (kJ/h)	Q_{ref} (kJ/h)	Q_g (kJ/h)	Q_{res} (kJ/h)	q_e (%)	q_{ref} (%)	q_g (%)	q_{res} (%)
2700	83958	26215	22604	26013	9126	31.2	26.9	31.0	10.9
2700	76487	22338	21851	22995	9303	29.2	28.6	30.1	12.1
2700	68651	18464	21414	19966	8807	26.9	31.2	29.1	12.8
2700	60907	15728	20270	18319	6590	25.8	33.3	30.1	10.8
2700	56762	12082	19881	17334	7465	21.3	35.0	30.5	13.2

TABLA 2.10

Cantidad de kilomoles (kmol) y Capacidad Calorífica molar media de los gases a presión constante (kJ/Kmol-grad), de los combustibles Diesel M-3 y D-2.

	p_{to} n (r.p.m.)	1	2	3	4	5
Temp. (°C)	M-3	640	583	488	417	334
	D-2	625	570	472	405	327
CO ₂	M-3	0.0723	0.0723	0.0723	0.0723	0.0723
		46.176	45.551	44.413	43.474	42.262
	D-2	0.0725	0.0725	0.0725	0.0725	0.0725
		46.017	45.398	44.201	43.315	42.157
H ₂ O	M-3	0.0645	0.0645	0.0645	0.0645	0.0645
		36.432	36.098	35.564	35.181	34.749
	D-2	0.0625	0.0625	0.0625	0.0625	0.0625
		36.342	36.024	35.478	35.116	34.713

sigue ...

Continuación Tabla 2.10

O ₂	M-3	0.0367	0.0509	0.0843	0.1180	0.1873
		31.915	31.687	31.278	30.954	30.561
D-2		0.0375	0.0479	0.0833	0.1162	0.1913
		31.857	31.632	31.205	30.900	30.528
N ₂	M-3	0.5284	0.5819	0.7075	0.8344	1.0950
		30.162	29.995	29.731	29.544	29.358
D-2		0.5346	0.5736	0.7069	0.8305	1.1130
		30.117	29.959	29.689	29.512	29.344
P _{rod} de la comb.	M-3	0.7019	0.7696	0.9286	1.0892	1.4192
		32.479	32.080	31.420	30.955	30.417
D-2		0.7072	0.7565	0.9253	1.0817	1.4393
		32.122	32.046	31.350	30.910	30.810
Temp. (°C)	M-3	28.5	28.5	28.5	28.5	28.5
	D-2	29	29	29	29	29
Carga fresca (aire)	M-3	0.6689	0.7366	0.8956	1.0562	1.3862
		20.781	20.781	20.781	20.781	20.781
D-2		0.6768	0.7261	0.8949	1.0513	1.4088
		20.781	20.781	20.781	20.781	20.781

TABLA 2.11

Componentes del balance térmico para un régimen de velocidad variable (combustible M-3).

n (r.p.m.)	Q_o (kJ/h)	Q_e (kJ/h)	Q_{ref} (kJ/h)	Q_g (kJ/h)	Q_{res} (kJ/h)	q_e (%)	q_{ref} (%)	q_g (%)	q_{res} (%)
2700	85241	21654	25337	26727	11523	25.4	29.7	31.4	13.5
2200	65594	17460	19368	20224	8542	26.6	29.5	30.8	13.1
1700	42417	11624	12842	12844	5107	27.4	30.2	30.3	12.1
1200	27931	7092	8936	8289	3614	25.4	32.0	29.7	12.9
700	15437	3665	5035	4637	2100	23.7	32.6	30.0	13.7

TABLA 2.12

Componentes del balance térmico para un régimen de velocidad variable (combustible D-2).

n (r.p.m.)	Q_o (kJ/h)	Q_e (kJ/h)	Q_{ref} (kJ/h)	Q_g (kJ/h)	Q_{res} (kJ/h)	q_e (%)	q_{ref} (%)	q_g (%)	q_{res} (%)
2700	85279	22568	25337	25815	11559	26.5	29.7	30.3	13.5
2200	67011	18202	20191	19683	8935	27.2	30.1	29.4	13.3
1700	42640	12287	13001	12311	5041	28.8	30.5	28.9	11.8
1200	28609	7294	9230	8106	3978	25.5	32.3	28.3	13.9
700	15443	3784	5333	4628	1698	24.5	34.5	29.9	11.1

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - FIM

MOTOR RICARDO: GRAFICO DEL BALANCE TERMICO (R.P.M. VARIABLE)
 CONDICIONES AMBIENTALES: T_o ; 29°C ; P_o : 752.6 mmHg
 AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro
 RELACION DE COMPRESION: 18; PRESION DE INYECCION: 150 Kg/cm^2
 TEMP. DE SALIDA: DEL AGUA: $68-70^{\circ}\text{C}$; DEL ACEITE: $60-62^{\circ}\text{C}$

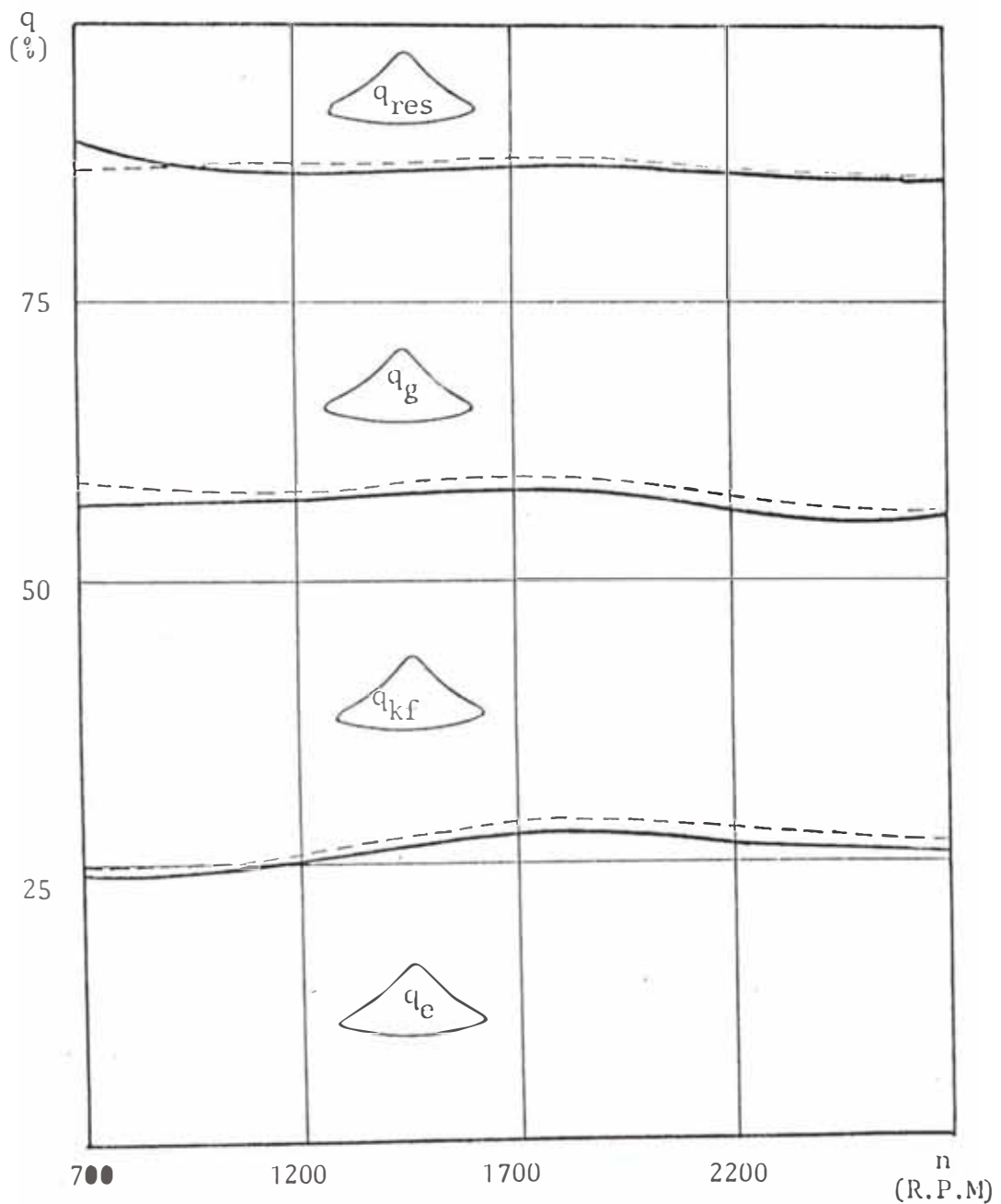


FIGURA 2.29 ——— DIESEL ESPECIAL (M-1, M-2, M-3)
 - - - - - DIESEL NORMAL

CAPÍTULO 4

ALCANCES Y LIMITACIONES DEL BANCO DE ENSAYOS RICARDO

El motor Ricardo y otros componentes del Banco de Ensayos fué desarrollado y fabricado por el británico Sir Harry Ricardo, a través de sus compañías: Ricardo & Co. Engineer y su subsidiaria la G. Cussons Ltd. quien manufactura instrumentación industrial, sistemas de ensayo y otros equiupos para propósitos de investigación. Esta subsidiaria fué la encargada de la comercialización del motor Ricardo EG/T5 del Laboratorio de Ingeniería Mecánica, a soliciutud de su personal docente. También fué la proveedora de otros equipos que utilizan patentes Ricardo. Esta lleuga a concretarse a inicios de 1970, pero no es puesta en marcha por deficiencias administrativas y técnicas. Durante una década se hace el intento y por falta de expeuriencia en el manejo de este tipo de Bancos se le causa averias.

Por la persistencia de un grupo de profesores de la Facultad de Ingeniería Mecánica y alumnos, el banco está opeurativo y ubicado en el lugar asignado.

Actualmente no se puede contar con algunos componentes y accesorios del Banco porque éstas se encuentran deterioradas y algunos no llegaron por desaciertos en el pedido.

4.1. BREVE DESCRIPCION DEL BANCO DE ENSAYOS RICARDO

4.1.1. Características de la máquina.

El motor Ricardo EG/T5/105 es monocilíndrico con válvulas en la cabeza y de cuatro tiempos, montados sobre una base común con un dinamómetro eléctrico. El motor puede funcionar en ciclo Otto y Diessel, con diferentes tipos de combustible, tales como: combustibles gaseosos, gasolina, mezcla gasolina-alcohol, combustibles Diesel y otros. El rango de variación de la relación de compresión es desde 4.5 22:1, fijándose ésta para cada versión, mediante un micrometro incorporado en el motor, el cual, segun la altura de la culata con respecto al cilindro, dará un determinado valor.

Durante la operación puede variarse el flujo de combustible y los reglajes de encendido o inyección. La unidad compresora que posee es independiente y es accionada mediante un motor eléctrico que le permite trabajar, si se desea, con sobrecarga de aire, pudiéndose también calentar el aire de ingresos hasta una temperatura de aproximadamente 80°C por encima del ambiente.

La cámara de combustión en la versión Diesel es de remolino por compresión Ricardo Comet MKV. Este tipo de sistema de combustión consiste de dos partes. La cámara de remolino en la cabeza tiene una mitad superior esférica y la mitad inferior es un cono truncado que se comunica con el cilindro por medio

de un pasaje estrecho o garganta. La segunda parte consiste de cavidades especiales en la corona del pistón. La mitad inferior de la cámara de combustión que contiene la garganta está aislada térmicamente del resto de la cabeza del cilindro.

En la carrera de compresión del motor, el aire es forzado en la cámara Comet y recibe un movimiento rotacional debido a la forma de la cámara y por la posición del pasaje de comunicación. En su trayectoria hacia la cámara Comet, el aire recibe una cierta cantidad de calor de la mitad inferior aislada de la cámara de combustión, logrando así levantar la temperatura de compresión sin pérdida en la eficiencia volumétrica. El combustible es inyectado en la cámara Comet por medio de una tobera y el remolino organizado del aire en la cámara, asegura un contacto máximo entre las partículas de combustible y el aire, por lo tanto, una máxima utilización del oxígeno suministrado.

En la versión de encendido por chispa, la cámara de combustión es cilíndrica. Existen dos agujeros de 14 mm de diámetro, permitiendo que la posición de la bujía sea cambiada para que se fije tomas de presión.

El cilindro de fierro fundido es fijado por una camiseta de fierro fundido altamente fosforoso y endu

recido. La superficie exterior de la camiseta de agua del cilindro se desliza sobre guías de fierro fundido y la porción inferior se enrosca para acomodar una tuerca dentada en su periferia. La rotación de esta tuerca, por medio de un gusano, levanta o baja el cilindro relativo al cigueñal, por lo tanto se puede variar la relación de compresión, cuando el motor está en marcha.

Las válvulas de admisión y escape son accionadas mediante un árbol de levas y por un seguidor. El árbol de levas es guiado por dos pares de engranajes cónicos, los cuales están acoplados por un eje telescópico, siendo la transmisión enclavada por medio de una chaveta deslizante; acomodándose la válvula por sí sola a cualquier posición de compresión.

El banco consta de un dinamómetro eléctrico formado por un motor-generador de corriente continua, basculante y con un brazo de palanca para las mediciones del torque de reacción.

Cuando trabaja como motor D.C. es posible variar la velocidad desde 0 hasta 3000 RPM para evaluar las pérdidas de fricción, recibiendo la energía necesaria para su accionamiento desde el panel principal, donde se disponen de puentes rectificadores para tal efecto.

Cuando lo hace como generador D.C. se encuentra co

nectado a un Banco de resistencias, siendo posible variar el ohmiaje en sólo tres valores escalonados, sin embargo, se obtiene además una variación gradual de la carga, por medio de la regulación del voltaje del campo que controla la tensión en los bornes del generador, permitiéndose se disipe mayor o menor energía, lo que ocasionaría se aplique mayor o menor freno al motor Ricardo.

Las especificaciones generales son las siguientes :

N° de serie	105/69
N° de cilindros	1
Diámetro del cilindro	76.2 mm
Carrera	111 mm
Capacidad	507 c.c
Relación de compresión (ciclo Otto)	4.5 a 20:1
Relación de compresión (ciclo Diesel)	Hasta 22:1
Válvulas	en la cabeza con eje de levas.
Reglaje de válvulas	
- Apertura de admisión	9° APSM
- Cerrada de admisión	36° DPMI
- Apertura de escape	42° APMI
- Cerrado de escape	8° DPMS
Luces en frío :	
- Admisión	0.15 mm
- Escape	0.25 mm
Relación biela/cigüeñal, (L/r)	4.25

Dinamómetro BKB 43874/1 :

- Capacidad 440V - 55A
300 RPM (22 Kw)
- Banco de resistencias 400V - 60A

4.1.2. Sistemas de alimentación de aire y combustible.

El suministro de aire puede ser de aspiración normal o con sobrecarga. La caída de presión a través del medidor es leída en un manómetro de inclinación variable, posee además una toma de presión antes del ingreso al motor, para corregir el flujo en la versión de sobrecarga. Además existe una resistencia con una capacidad de 1000 watts, que puede elevar la temperatura 80°C , por encima de la temperatura ambiente.

Para la versión con sobrecarga se cuenta con una unidad independiente, compuesto por un motor eléctrico y compresor rotativo que permite trabajar con el máximo número de RPM (3000) a una presión de 1.0 Kg/cm^2 . La regulación se efectúa mediante la derivación del flujo a la atmósfera.

El combustible líquido se deposita en un tanque de 9 litros para suministro principal y un tanque de un litro para muestras y un medidor de flujo con las válvulas necesarias. El combustible pasa a través del medidor de flujo y del filtro de combustible, ya sea por gravedad hacia el carburador o a la

succión de la bomba de diafragma eléctrico, si la alimentación es por medio de inyectores.

La medición del flujo se efectúa anotándose el tiempo transcurrido en consumirse 50 a 100 mililitros graduados en las probetas de vidrio.

La alimentación gaseosa tiene una línea principal, seguida de una válvula solenoide, que como medida de precaución sólo se abre cuando la presión es mayor de 10 PSI. A continuación existen dos válvulas reductoras; la primera permite una lectura consistente en el medidor de flujo, tipo rotámetro y el segundo baja aún más la presión del gas, antes de pasar por una válvula de paso e ingrese a un controlador que regule la alimentación en velocidades lentas del motor. Finalmente el gas ingresa al carburador diseñado para trabajar con gas propano y de construcción y operación muy sencilla.

En el carburador para gasolina, el chorro principal es variado mediante una válvula tipo aguja que permite la variación de la riqueza de la mezcla en un amplio rango durante las pruebas.

La bomba de inyección es movida por una extensión del eje de levas en la parte superior del motor. La bomba se utiliza en la versión gasolina o diesel, además puede variarse el reglaje y suministro de combustible, con el motor en marcha. Los inyector -

res están fijados para descargas de 40 y 150 atmósferas para gasolina y combustible diesel respectivamente.

A continuación se dan las especificaciones para cada sistema.

1. SISTEMA DE ALIMENTACION DE AIRE.

Medidor de aire	ALCOCK VISCOUS Flow Tipe 413V
Calentador de aire	1000 watts
Filtro de aire	VOKES 100 HPL/1
Motor eléctrico de compresor	9 HP, 220V 1740 RPM
Compresor rotativo Wellworthy Ricardo WS5 MK.III A.P. 4006	3.25 litros 3000 RPM

2. SISTEMA DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE LIQUIDO.

Suministro del carburador	Gravedad
Método de suministro de inyección (C.I.) - Combustible Diesel	Gravedad o alimentación a presión
Método de suministro de inyección Combustible volátil	Alimentación a presión.
Motor de la bomba de combustible de diafragma	eléctrico G.V. D.C.

BOMBA DE INYECCION

Marca	C.A.V. Bosch
Tipo	B P E 1 B 60 w 10056039
Forma de la leva	P.P.Z. 6/1
Pistón	6 mm (diámetro)
Reglaje de inyección	15° mientras está operando.

Reglaje (ciclo Otto)	5° - 20° (retrasado) PMS.
Reglaje (ciclo Diesel)	30° - 45° (adelantado) PMS

INYECTORES

Marca	C.A.V.
Cuerpo (Otto)	BKB 35SD5188
(Diesel)	BKB 3555153
Toberas (Otto)	BNN OSPC 6339
(Diesel)	BDN OSD 21
Presión de abertura (Otto)	40 atmósferas
(Diesel)	150 atmósferas

CARBURADOR

Marca	SOLEX
Tipo	35 FA1
Medida del estrangulador	27 mm

3. SISTEMA DE ALIMENTACION DE COMBUSTIBLE GASEOSO.

Carburador	REGO 1P GE/DSK 207
Estrangulador	27 mm
Rotámetro 1.5 Kg/cm ² , 15°C	de 1 hasta 8 Kg/hr
Controlador de combustible (válvula de demanda)	REGO - 2601 Presión máx. 2 PSI
Apertura de la válvula del selenoi de	10 PSI

4.1.3. Sistema de Lubricación y Enfriamiento del motor.

El sistema de enfriamiento del motor en las versiones Diesel y gasolina comprende áreas de enfriamiento

to, tanto en la cabeza como en el cuerpo del cilindro. El agua circula mediante una bomba centrífuga de gran capacidad, movida por un motor eléctrico, asegurándose una distribución uniforme de temperatura en la culata.

El flujo es medido con un orificio mediante un manómetro de columna de mercurio.

La lubricación es del tipo Carter. El aceite es entregado directamente al cigueñal y cojinetes planos del extremo, mediante una bomba de engranajes montado en la cubierta frontal del motor movido por el cigueñal. Se ha fijado una válvula de despegue para controlar la presión (30 PSI) y un filtro de aceite total para asegurar un suministro de aceite limpio a todos los cojinetes y rodamientos. Una tubería de aceite sube a la parte superior de la caja de levas y al rodamiento del extremo frontal, el cual suministra aceite al centro del eje de levas por medio de una alimentación sincronizada. La lubricación a los engranajes que mueven al eje de levas es proporcionado por un chorro de aceite del suministro principal dirigido sobre los engranajes.

La lubricación en las levas se efectúa mediante un agujero en la cara principal desde el conducto central de aceite.

El aceite se calienta mediante una resistencia eléctrica de 1000 watts en el carter, antes del arranque

si es necesario o durante la operación, si se quiere alcanzar antes una temperatura determinada. Un intercambiador de calor: aceite-agua, hace posible que la temperatura del aceite pueda ser regulada a cualquier valor deseado.

4.1.4. Sistemas de Ignición y Control.

El sistema de ignición es del tipo electrónico de descarga de capacitor, donde el capacitor de corriente continua se descarga periódicamente por un rectificador controlado de silicón a través del primario de una bobina de encendido. Un captador magnético - fijado al cigueñal da la señal para el inicio de la descarga. El reglaje de ignición es variable sobre un rango de 0° a 60° , sin variación en el voltaje máximo.

Además el sistema comprende

La unidad generadora de pulso.

La bobina de encendido.

El captador magnético.

La bujía recomendada es del tipo K.L.C.F. 100 con una abertura de 0.635 mm, estas bujías han sido favorables para marchar en diferentes condiciones de operación, incluso en sobrecargas.

El control de todos los mandos eléctricos se efectúa mediante el panel principal, que permite regular la

tensión en los arrollamientos de campo y armadura del motor-generador de corriente continua, lográndose que sirva de motor en el arranque y generador que actúa como carga para el motor Ricardo.

El tablero tiene el interruptor de encendido de la bomba de agua, de combustible, del calentador de aceite y del aire, el cual es graduable. Complementa este sistema de control el panel electrónico de ignición que permite el paso de la corriente hacia la bobina que se conecta con la bujía. Además fuera del panel se encuentra ubicado (juntos) los sistemas de medición de combustible, tacómetro eléctrico y manómetros.

INSTRUMENTOS PRINCIPALES

Medidor de flujo de agua	Tipo orificio Rango: -5 a +5 pulg.
Medidor de flujo de combustible	Tipo volumétrico (50 y 100 c.c.)
Rotámetro de gas combustible	Rango aproximado 200 ₂ gr/hr (a 15°C y 1.5 Kg/cm ²)
Manómetro de inclinación - variable	Tipo: Diferencial Rango: 0-25 cm de H ₂ O
Manómetro del medidor de aire	Rango: 0-15 lbs/pulg. ²
Manómetros para presión de gas	Rangos: 0-21 Kg/cm ² 0-4 Kg/cm ²
Termómetro para el aire de ingreso	Rango: 0-100°C
Termómetros para el aceite	Rangos: 0-100°C (para ambos)

Termómetros para el agua . . .	Rangos: -20 a 100°C (para ambos)
Termocupla	Tipo: Indicador electrónico "COMARK"
Tacómetro	Tipo: Generador eléctrico Rango: 0-3000 RPM
Balanza de resorte	Rango: 0 a 5 Kgs.
Dispositivo de reglaje de ignición	Variación de 5 en 5° (hasta 60° antes de P.M.S)
Bomba de inyección	Reglaje: (retrazo 5-20° E.CH.) (adelanto 30-45° E.C.) Variación de 5 en 5°
Micrómetro	Rango: 0-25 mm
Voltímetro de armadura	Rango: 0-500 voltios
Voltímetro de campo	Rango: 0-250 voltios
Amperímetro	Rango: 0-60 Amp.
Watímetro del calentador de aire	Rango: 100-1200 watts

INSTRUMENTOS ACCESORIOS

Detector de vibraciones	Tipo: M7, MB Electronics
Sistema Indicador Electrónico :	
- Transductor piezoeléctrico de presión	Tipo: BQP 500C N° 480
- Transductor inductivo de presión	Tipo: G 301
- Sistema marcador angular	Volante: mayor de 150 mm Marcas: 10° y 5°
- Sistema de sincronización	Ranura: 4 x 4 mm (en la volante)
- Transductor para detectar la presión en la línea de combustible	Tipo: Cussons P-4561 adecuado para: 70-1400 Kg/cm ²

- Transductor de funcionamiento de la aguja del inyector Tipo: Cussons P-4564
- Canal de "Strain Gauge" Tipo: Cussons P-4551
- Canal piezoeléctrico Tipo: Cussons P-4552
- Canal F.M. Tipo: Cussons P-4550
- Canal del marcador angular Para: variación angular (osciloscopio)
- Osciloscopio Marca: Tetronix-561B
Unidad de tiempo : 2867
Unidad de conexión: 3A74

Además el banco consta de un indicador de diagrama - FARNBORO, el cual registra el instante en el cual la presión del motor a ser medida se iguala a una presión indicada conocida. Los componentes auxiliares son el registrador, captador de diagrama, unidad de filtro y secado, unidad de relé y convertidor de diagrama "BURSTALL".

Por último el calorímetro de gases de escape sirve para evaluar la cantidad de calor que se pierde en los gases de escape.

4.2. ESTADO ACTUAL DEL BANCO Y DE SU INSTRUMENTACION.

Como no hubo personal capacitado técnicamente para la puesta en marcha, por falta de experiencia e información (la compra se hizo por carta), se malograron algunos componentes al intentar ponerla en operación, con la agravante de que muchos no llegaron por

las deficiencias en la compra. Es esta la razón por la que actualmente se hayan reparado o reemplazado algunos de los instrumentos del banco , para llevarse a cabo los proyectos de investigación que realiza la Facultad de Ingeniería Mecánica.

ESTADO ACTUAL DEL BANCO RICARDO

DESCRIPCION	ESTADO
Motor Ricardo EG/T5/105	B
Cámara de combustión (ciclo Otto)	B
Cámara de combustión (ciclo Diesel)	B
Cilindro	B
Válvulas	B
Dinamómetro eléctrico	B
Banco de resistencias	B
Medidor de aire ALCOCK VISCOUS	B
Calentador de aire	B
Filtro de aire	B
Motor eléctrico del compresor	B
Compresor rotativo Wellworthy	B
Bomba de agua	B
Intercambiador de calor agua-agua	B
Bomba de aceite	B
Intercambiador de calor aceite-agua	B
Carburador SOLEX 35 FA1	B
Carburador REGO L.P. GE/DSK/207	B

Motor de la bomba de combustible	B
Bomba de inyección CAV BOSCH	B
Inyectores (Otto)	B
Inyectores (Diesel)	B
Rotámetro	B
Válvulas de control comb. gaseoso	B
Unidad generadora de pulso (Sistema de ignición)	B
Bobina de encendido	B
Captador magnético	B
Bujías	N.E
Panel de control	B
Tacómetro	B
Medidor de flujo de agua	B
Medidor de flujo de combustible	B
Manómetro de inclinación variable	B
Manómetro del medidor de aire	B
Manómetro para presión de gas	B
Termómetro para el aire de ingreso	B
Termómetro para el aceite	B
Termómetro para el agua	B
Termocupla	B
Balanza de resorte	B
Dispositivo de reglaje de ignición	B
Micrómetro	B
Voltímetro de armadura	B
Voltímetro de campo	B

Amperímetro	B
Watímetro del calentador de aire	B
Indicador de diagrama	B
Calorímetro de gases de escape	N.E.

B : Buen estado
 N.E No existe

El Indicador del Diagrama Equilibrado se encuentra en buen estado, pero es necesario concluir con la - instalación básica para que su confiabilidad sea óptimo.

El Detector de Vibraciones, el Sistema Indicador Electrónico que consta de: transductores y amplificadores y el osciloscopio, algunos se encuentran en buen estado, otros funcionan para algunos usos, tal es el caso del osciloscopio, donde el sistema de sincronización externa está fuera de operación, y por último, algunos no existen, estos inconvenientes sumados a que la mayoría están descontinuados - por la obsolescencia (han transcurrido 20 años de su adquisición), hacen que actualmente no se le de el uso adecuado.

El estado actual del banco, con algunas modificaciones, en cuanto a su instalación y su respectiva instrumentación se pueden visualizar en las figuras 3.1, 3.2 y 3.3.

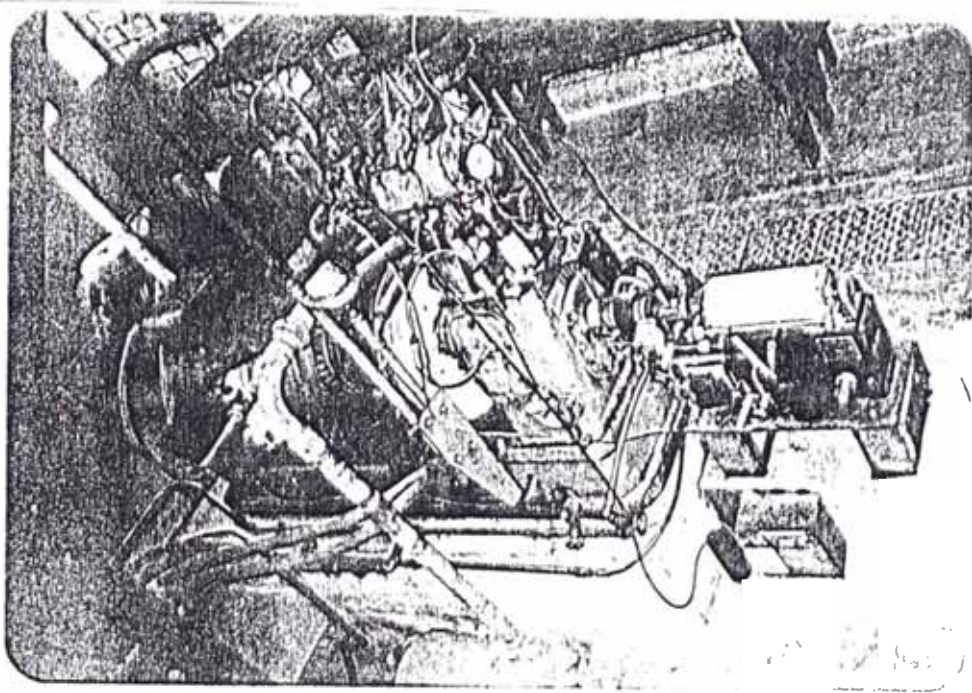


Figura 3.1 - BANCO DE ENSAYOS RICARDO

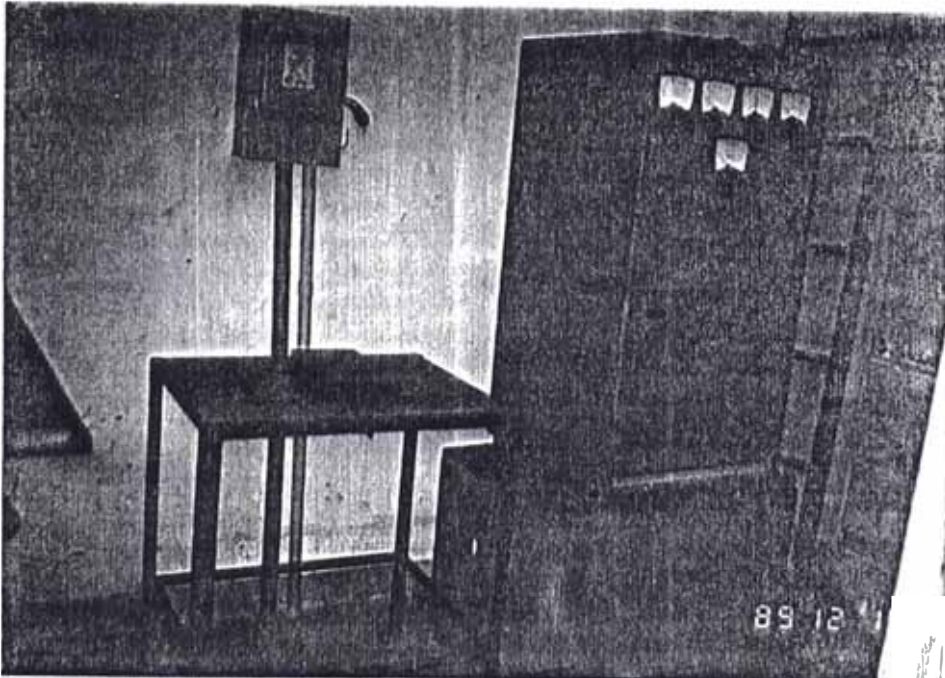


Figura 3.2 - TABLERO DE CONTROL

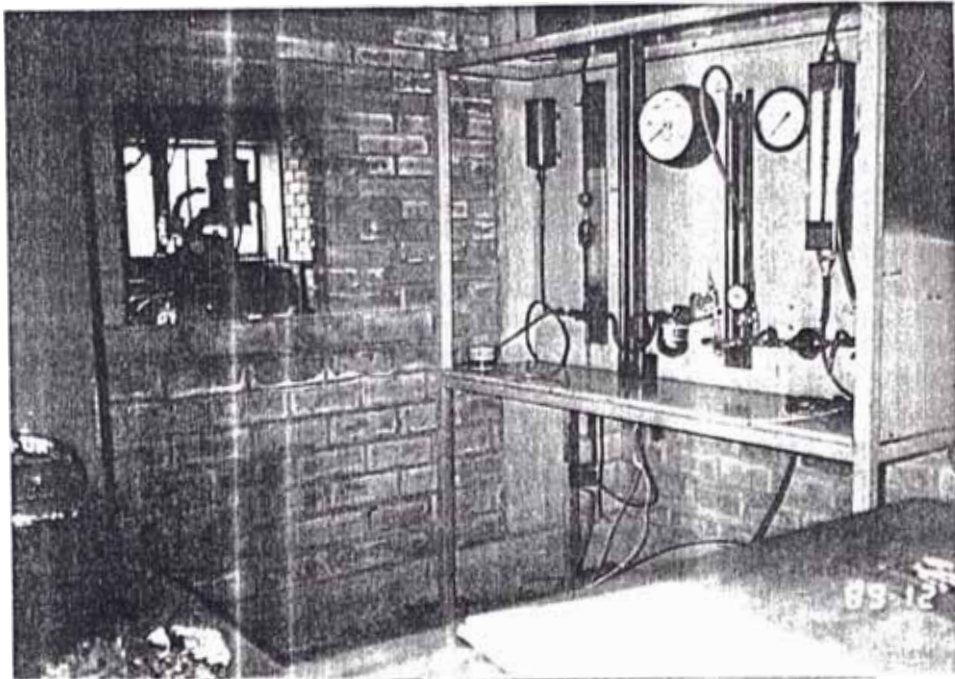


Figura 3.3 - TABLERO DE MEDICION DE COMBUSTIBLE

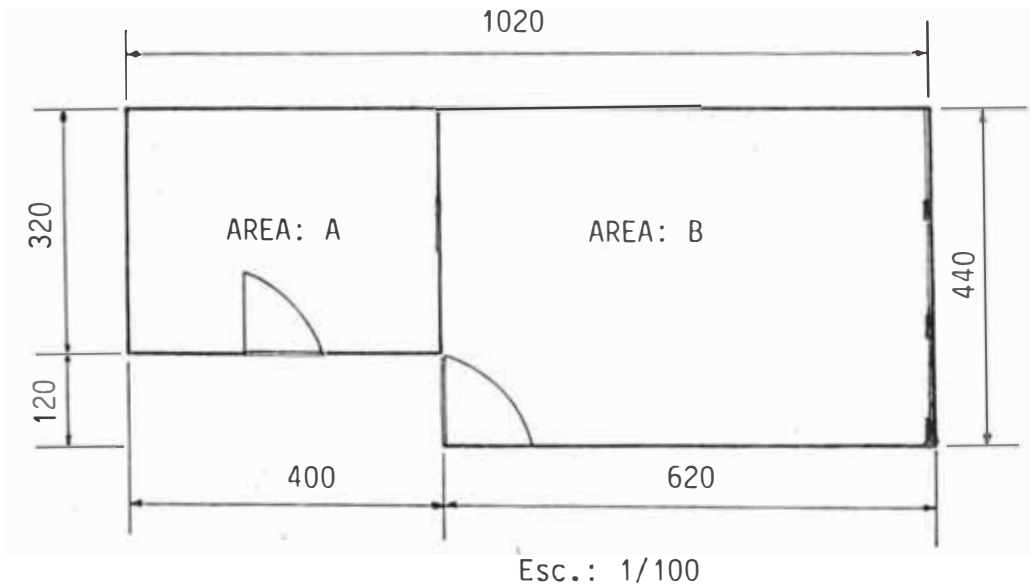


Figura 3.4 - VISTA DE PLANTA DE LA SALA DE MAQUINAS

4.3. LIMITACIONES DEL BANCO EXPERIMENTAL RICARDO PARA REALIZAR ENSAYOS DE INVESTIGACION,

El año en que fué adquirido el Banco de Esnayos Ricardo, éste se podía catalogar entre los mejores de su época.

Transcurridos dos décadas, el avance tecnológico y la automatización, por la mayor incorporación de elementos del estado sólido en sus componentes; hacen que en la actualidad, el estudio de los procesos de trabajo en motores de combustión interna sea más precisa y confiable. Como se mencionó anteriormente el Banco no vino completo y con el transcurso de los años se deterioraron parte de su instrumentación o se malograron en los procesos de puesta en marcha por diferentes factores. Podemos enumerar varias limitaciones del Banco; entre ellos, que no es posible realizar el análisis de los productos de la combustión, restringiéndose una valiosa información para el estudio de los procesos de combustión, el tipo de sustancias que quedan después de la combustión, la cantidad de aire utilizado en relación con el monto de combustible quemado y la composición del combustible.

No se puede evaluar el calor suministrado al lubricante para calcular la cantidad de calor perdido, porque no tiene un medidor de flujo de aceite.

Se carece de instrumentación necesaria para efectuar mediciones de desgaste que ocasionan los combustibles en estudio: en el cilindro, anillos, pistón, válvulas, inyector, ciguenal, árbol de levas, etc. Durante la experiencia se presentó la necesidad inmediata de hacer un estudio de la formación de gomas y sedimentos; siendo éstos perjudiciales en el proceso de combustión, desgaste de las piezas y del filtro, de acuerdo al tipo de combustible, las características de almacenamiento y tiempo transcurrido.

Con el indicador de diagrama equilibrado se pueden determinar los parámetros indicados con mayor exactitud y confiabilidad si se concluyen las instalaciones de algunas válvulas, manómetros y otros accesorios que faltan; en cuanto al ruido que es un factor limitante, cuando se realizan experiencias muy prolongadas, se puede disminuir haciendo algunas modificaciones. En general podemos asegurar que la limitación del Banco de Ensayos Ricardo, no es un factor determinante para la realización de ensayos de investigación, ya que en la mayoría de los casos pueden ser superados durante la ejecución de pruebas.

4.4. PROPUESTA DE MEJORAMIENTO DE ALGUNOS SISTEMAS ADICIONALES DEL BANCO DE ENSAYOS RICARDO,

El Banco de ensayos Ricardo se encuentra ubicado actualmente en el área B, figura 3.4. En el área A se encuentra el panel de control y de medición (de flujo de combustible, de r.p.m., etc.), encontrándose ubicados la mayor parte de los instrumentos en el mismo Banco, lo cual no es recomendable por el ruido que produce en esta zona y la mayor cantidad de personal operativo que se requiere por la diferente ubicación de los instrumentos.

Se trata de que solo opere una persona en el Banco en intervalos de tiempo no muy prolongado (rotativo) y dos personas en el área de medición y control, donde se ubicarían casi la totalidad de los instrumentos para la medición a distancia. De tal manera que para algunas mediciones sólo se requiera de un personal por área.

Las sugerencias que se dan a continuación son aquellas que pueden llevarse a cabo inmediatamente, considerando que la próxima década, con el avance tecnológico y mejor captación económica a través de fuentes exteriores, por parte de la facultad, se equipará el Banco con equipos e instrumentación más moderna, acorde a la época.

4.4.1. Sistema de medición del gasto de combustible y aire.

La medición del gasto del combustible (líquido) se puede hacer por el método másico o volumétrico. El método más simple (el que se utiliza actualmente) pero no aceptado formalmente por los códigos de pruebas, es el de medir el volumen del combustible usado en un intervalo determinado con el reloj y convertir el volumen a peso, después de medir el peso específico.

El método aceptado para medir la cantidad de combustible usado por un motor, es el de pesarlo mediante un equipo de pruebas semejante al mostrado en la figura 3.5. En uno de los platillos de la balanza se coloca el recipiente 2, que se llena con el combustible procedente del depósito 7. El tubo 4 y la bomba de alimentación 5, hacen que el combustible llegue al motor.

Durante el funcionamiento del motor, cuando no se mide el gasto de combustible, se mantiene un nivel constante en el recipiente abriendo la llave electromagnética 1 con el interruptor de final de carrera 3. Antes de comenzar la medición se interrumpe el suministro de combustible desde el depósito. Cuando el fiel de la balanza llega a la división en que debe empezar la medición, se pone en marcha au

tomáticamente (por ejemplo, con una célula fotoeléctrica) un cronómetro. Cuando el fiel alcanza la posición correspondiente a la dosis establecida, el cronómetro se para automáticamente. De esta forma dicho cronómetro marca el tiempo que tarda en gastarse una determinada cantidad de gramos de combustible.

El medidor de aire "ALCOCK VISCOUS 413V" ha sido diseñada para eliminar los posibles errores que existirían debido al flujo pulsátil en cualquier otro tipo de instrumento convencional, llámese orificio, venturi, etc. Pero este medidor está conectado mediante tuberías de metal y manguera flexible a un filtro de aire. Durante mucho tiempo se ha venido utilizando el medidor sin el filtro, lo cual probablemente haya ocasionado algunos daños al instrumento, éste puede ser separado, pero como se desea medir el flujo de aire, desde el área A, se recomienda utilizar un medidor de gasto de émbolos giratorios acoplada a las tuberías de acceso de aire. La estructura de un medidor de este tipo se muestra en la figura 3.6.

Dentro de una caja de fundición se encuentran los rotores huecos de aluminio, enlazados entre sí por unos engranajes. La diferencia de presión entre la entrada y la salida (15-30 mmH₂O), hacen que los ro

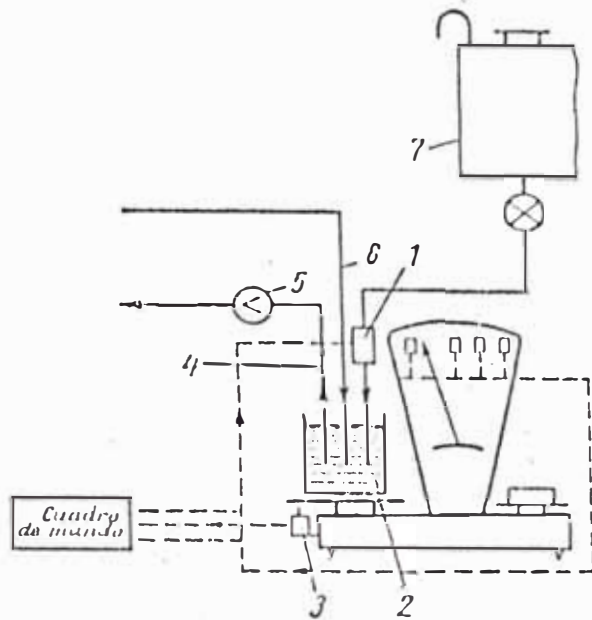


FIG. 3.5 Esquema del dispositivo para medir el gasto de combustible por el procedimiento másico.

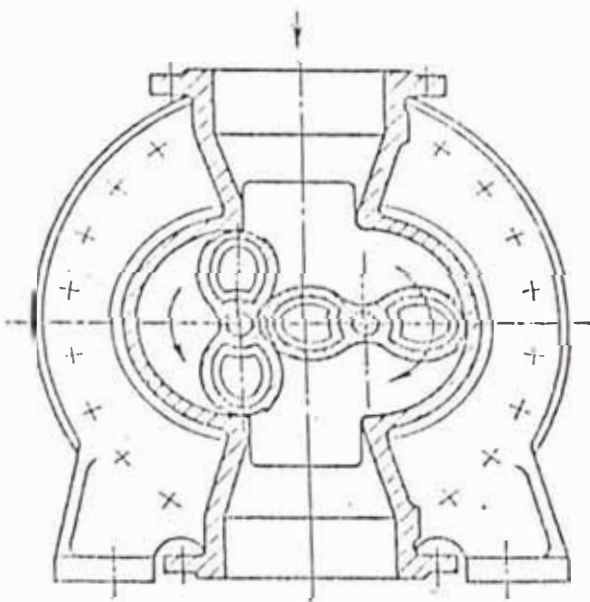


FIG. 3.6 Esquema de un medidor de gasto de émbolos giratorios.

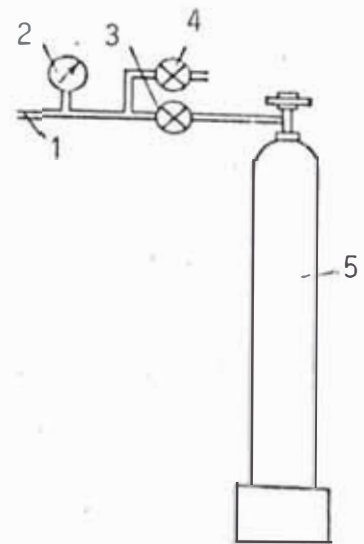


FIG. 3.7 Manómetros y Válvulas de un Indicador Neumoeléctrico.

tores giren empujándole al volumen de aire encerrado entre la pared interna de la carga y la superficie - del rotor.

Uno de los ejes del rotor va unido a un contador que indica el volumen de aire (en m^3) que pasa a través del medidor de gasto.

Entre las ventajas de estos medidores deben señalarse la posibilidad de medir el gasto a presiones barométricas de hasta 20 Kg/cm^2 , la pequeñez de las pérdidas de presión, la posibilidad de sufrir sobrecargas breves (de hasta un 20%), su seguridad y el hecho de que equipándolos con los captadores correspondientes se puedan efectuar mediciones a distancia.

4.4.2. Medidores de temperatura y presión.

Para medir a distancia la temperatura se deben usar pares termoeléctricos, la cual está constituida por dos alambres de distintos metales o aleaciones (hierro y constantán, cobre y constantán, cromel-alumel y otros) soldados entre sí por uno de sus extremos - (extremidad caliente) y unidos por otro a un milivoltímetro (extremidad fría). Al calentar la extremidad caliente, debido a la diferencia de temperaturas entre las extremidades, se produce una fuerza electromotriz termoeléctrica proporcional a la temperatura de calentamiento. Actualmente se dispone del po

tenciómetro, lo que hace falta serían las conexiones de las termocuplas, desde el Banco hasta la zona de medición.

Para la medición de la presión a distancia se puede usar manómetros eléctricos o electrónicos, algunos de éstos, básicamente no son más que una bobina con un diafragma metálico en su base; el cual bajo una variación de la presión ocasionará un cambio en el campo magnético. Como el flujo magnético es proporcional al voltaje inducido, la lectura en unidades de presión requiere de un circuito integrador y mecanismos auxiliares. Estos medidores son bastantes precisos.

4.4.3. Iluminación, aislamiento acústico y ventilación.

De acuerdo a las dimensiones de las áreas A y B, el uso que se asignará a dichas áreas considerando que las superficies (de la pared y el techo) están pintadas uniformemente se puede iluminar optimamente :

AREA A :

Para la realización de tareas visuales de contraste medio o tamaño pequeño (como en nuestro caso) se requiere de una iluminación nominal entre 500-1000 lux.

Para grados de deflexión entre 30-70%.

AREA B

Localización de tareas visuales de gran tamaño o gran contraste se requiere de una iluminación nominal entre 250-500 lux.

Para grados de deflexión entre 30-70%.

Para ambos casos es suficiente una luminaria con dos tubos fluorescentes T-12, luz de día, de 40 watios y de 48 pulgadas cada uno, empotrados en el techo.

En el área B, por su mayor dimensión, se pueden separar las fluorescentes a una distancia de 3 metros, - colocándose en este caso, en cada luminaria, un tubo fluorescente.

Según la naturaleza física el ruido de una máquina - térmica se debe a los procesos aerodinámicos y gaseo dinámicos que se desarrollan en sus sistemas, así como a los procesos de interacción mecánica entre las piezas.

En el banco de ensayos Ricardo y sobre todo cuando funciona el compresor, el ruido se hace insoportable aún cuando se proteja el oído en diferentes formas o métodos. Por lo tanto existe la necesidad de debilitar la transmisión de las vibraciones acústicas a partir de la fuente de perturbación hacia las superficies que emiten ruido, disminuyendo la eficacia de

la emisión, mediante elementos aislados, exteriores de la estructura del Diesel, utilizando para tales efectos planchas paralelas de triplay que tengan como núcleo tecnopor o corcho.

La ventana que comunica el área A con la B, debería tener 3 lunas dobles, separadas medio centímetro entre ellas. La puerta debe ser de triplay - de 8 mm de espesor contraplacada, con núcleo de tecnopor de un espesor total de la puerta superior a 5 centímetros.

Por la disposición en que se encuentra el compresor sería mejor recubrirlo con hojas de acero con espesor de 0.6 - 0.8 mm a una distancia de 10-15 mm o más de su superficie exterior. El espacio - entre las superficies de la pantalla y el compresor puede llenarse con los materiales absorbentes, anteriormente mencionados.

Para una mejor ventilación se pueden utilizar ventiladores en ambas áreas, una en cada una, para ello tiene que asignarse una adecuada entrada y salida de aire, lo que no es problema para el área B que tiene dos ventanas grandes al exterior.

4.4.4. Indicador de diagrama equilibrado y otros sistemas adicionales.

El indicador "Farnboro", la unidad del registra

dor y el captador de diagrama que es un interruptor controlado por presión, se encuentran en condiciones aceptables, más bien los accesorios que se encuentran entre la botella y el receptor, la instalación no está concluida. Esta se debe de hacer tal como aparece en la figura 3.7.

En la tubería de aire hay un manómetro 2, una llave de llenado 3 y otra llave 4 para quitar la presión. Para obtener el diagrama de indicador se acopla el sistema manteniendo cerrada la llave 4 y abriendo lentamente la 3, se hace llegar el aire de la botella 5 a la tubería 1, observando al mismo tiempo la variación de presión en el manómetro 2, esta misma presión se establecerá en el receptor. Además variando la presión en 2, para la que se abre la llave 4 y se deja salir lentamente el aire de la tubería, se puede obtener una serie de saltos de chispas, donde cada una de ellas caracterizará la presión del proceso de compresión (cierre del circuito) o de expansión (apertura del circuito) correspondiente a un determinado ángulo de giro del cigüeñal. En definitiva, se obtendrá un diagrama indicado más confiable.

También es necesario evaluar el flujo de aceite instalando medidores directos o indirectos para calcular el calor que se pierde en el lubricante. El ta

cómetro eléctrico da mediciones que están fuera del rango recomendado.

Para evitar diferentes inconvenientes es necesario - instalar una gaveta de metal o madera, donde se puedan guardar los uniformes, aparatos, instrumentos o cualquier otro implemento que se requiera.

Lo anteriormente indicado es el requerimiento mínimo que se necesita para el Banco de ensayos Ricardo.

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS DE LA INFLUENCIA DE UN NUEVO COMBUSTIBLE DIESEL SOBRE EL PROCESO DE COMBUSTIÓN E ÍNDICES INDICADOS Y EFECTIVOS DEL MOTOR.

5.1. ANALISIS DE LOS RESULTADOS EXPERIMENTALES

Antes de analizar los resultados experimentales veamos la influencia de distintos factores sobre características indicadoras y efectivas del motor, tales como: Propiedades del combustible, de la composición de la mezcla, de las condiciones de enfriamiento, del grado de compresión, de los parámetros de inyección y atomización del combustible, de las regulaciones, del tipo de la cámara de combustión, del carácter y de la intensidad del movimiento de la carga, del llenado de cilindros, de los parámetros del ambiente, de la velocidad de rotación, etc.

1. PROPIEDADES DEL COMBUSTIBLE

La relación $\frac{H_u}{I}$ que está relacionada directamente con las potencias indicadas y efectivas del motor, prácticamente no varía por usarse diferentes combustibles sometidos a prueba

Combustible Diesel	$\frac{H_u}{I_0}$, en MJ/Kg	
M-1	3.132
M-2	3.137

M-3	3,139
D-2	3,138

La clase de combustible sin embargo, puede influenciar sobre las características indicadoras del motor Diesel, debido a la variación de los parámetros de inyección y de atomización, a las diferencias en cuanto a capacidad de evaporación y a la inflamabilidad. Al aligerarse la composición fraccionaria del combustible y mantener invariable el exceso de aire mediante el aumento del suministro volumétrico de combustible, según sea el modo de carburación, las características indicadoras pueden tanto mejorar como empeorar.

Con mayor probabilidad las características indicadoras pueden empeorar, al tratarse de una carburación volumétrica debido a la inyección más prolongada y a longitudes más pequeñas de los chorros de combustible, a causa de que las presiones de inyección bajan en vigor de una mayor compresibilidad del combustible liviano, así como a la consecuencia de la reducción del tamaño de las gotas y del aumento del ángulo de los chorros debido a una viscosidad y una tensión superficial menores.

Las características indicadoras y efectivas pueden mejorarse en los motores Diesel con carburación en paredes, como resultado de la postcombustión menor

y de la combustión incompleta del combustible baja. Una composición fraccionaria más liviana del combustible conduce a la disminución de la temperatura de las gotas en evaporación. Ello hace menores las diferencias de las velocidades de evaporación de los combustibles que a una misma temperatura tienen elasticidad diferente de los vapores. La aproximación de las velocidad de evaporación se pone especialmente grande a las temperaturas altas del medio en que se inyecta el combustible, es decir en regímenes de trabajo del motor Diesel. En la curva de destilación (figura 1.1) se observa que la rapidez de arranque es superior con el combustible Diesel normal, respecto al Diesel especial N° 2; porque el porcentaje de volumen vaporizado (aproximadamente 20%) durante el arranque ocurre para un menor incremento de temperatura en caso del Diesel Normal N° 2. En los regímenes de arranque, las diferencias de velocidades de evaporación son de consideración, pudiendo los aditivos de las fracciones livianas hacer más fácil el arranque del motor Diesel. En regímenes de trabajo la influencia de la composición fraccionaria aligerada de los combustibles sobre los procesos de inflamación y combustión se debe básicamente, al índice de cetano más bajo, al aumento del período de retardo de la inflamación y de la velocidad de emisión calorífica en la fase de la combus

ti3n r3pida,

Esta diferencia se notar3a entre el combustible Diesel normal y el combustible Diesel especial N3 2 si la formaci3n de la mezcla fuese volum3trica: porque la diferencia entre los n3meros de cetano, cerca de 5 unidades, incrementar3a la velocidad de aumento de la presi3n y de la presi3n m3xima de combusti3n. Como la formaci3n de la mezcla en el motor Ricardo, se realiza aprovechando la energ3a de trasiego del aire y de los gases a trav3s del canal entre la cavidad formada por encima del 3mbolo y la c3mara; act3a contrariamente a la disminuci3n del n3mero de cetano, en cuanto se refiere al aumento de la velocidad de presi3n respecto al 3ngulo de giro del cigueñal y la presi3n m3xima de combusti3n.

Los par3metros indicados dependen tambi3n de la densidad del combustible, donde

$$\rho_{M-1} = 0.8756 \text{ gr/cm}^3$$

$$\rho_{M-2} = 0.8762 \text{ gr/cm}^3$$

$$\rho_{M-3} = 0.8745 \text{ gr/cm}^3$$

$$\rho_{D-2} = 0.8581 \text{ gr/cm}^3$$

Si los combustibles van a emplearse en motores donde la formaci3n de la mezcla es preponderantemente volum3trica, siendo constante el suministro de combustible por ciclo, el m3ximo valor de la presi3n -

media indicada que puede obtenerse disminuye, mientras que el consumo específico y la cantidad de emisión de humos se incrementa a medida que aumenta la densidad del combustible, ocasionando una desventaja al Diesel especial N° 2 (y sus tres variantes) respecto al Diesel normal, pero la presión máxima del ciclo y la variación de la presión respecto al ángulo de giro del cigueñal disminuyen.

A pequeñas cargas, cuando la temperatura de las paredes que limitan la cámara de combustión disminuye considerablemente, existe un buen aprovechamiento de calor para densidades cercanas a 0.82 gr/cm^3 del combustible Diesel.

2. COMPOSICION DE LA MEZCLA.

Para analizar la variación del rendimiento indicado en función de la composición de la mezcla se evaluarán antes las pérdidas mecánicas.

Las pérdidas mecánicas en un motor Diesel es la suma de las pérdidas por fricción en todos los mecanismos del motor, de las pérdidas por puesta en acción de los grupos auxiliares, o sea, las bombas de combustible, de aceite, de agua y las pérdidas por los recorridos de bombeos, el de admisión del aire, y el de escape de los gases de los cilindros.

En la evaluación de estas pérdidas se ha tenido bas

tante cuidado en controlar la temperatura de salida del agua de refrigeración, inclusive repitiéndose las mediciones en tres ocasiones, tal como se puede apreciar en la siguiente tabla.

TABLA 4.1

Pérdidas mecánicas en el MOTOR RICARDO para n variable.

n (r.p.m)	MAGNITUDES MEDIDAS						PARAMETROS CALCULADOS	
	1ra.medición $P_2 - P_1$ (Kg)	T_s^* (°C)	2da.medición $P_2 - P_1$ (Kg)	T_s (°C)	3ra.medición $P_2 - P_1$ (Kg)	T_s (°C)	Valor prom. $P_2 - P_1$ (Kg)	N_m^{**} (Kw)
1500	2.40	71.2	2.43	71.2	2.47	71.2	2.43	1.71
1300	2.20	71.0	2.24	70.8	2.25	71.0	2.23	1.36
1100	2.06	70.5	2.00	70.0	2.00	70.6	2.02	1.04
900	1.91	70.0	1.87	69.5	1.86	70.2	1.88	0.79
700	1.80	69.8	1.78	69.0	1.75	69.8	1.78	0.58
500	1.70	69.2	1.68	68.70	1.66	69.4	1.68	0.39

* es la temperatura de salida del agua de refrigeración.

** N_m potencia de pérdidas mecánicas.

Con los valores de la tabla anterior se puede graficar las potencia de pérdidas, la cual ha sido prolongada después de los 1500 r.p.m. por la tendencia parabólica que tienen estas curvas de pérdidas mecánicas.

Del gráfico 4.1 pueden calcularse los siguientes - valores :

n	N_m
r.p.m.	(Kw)
2200	2.6
2700	3.6

Como las pérdidas mecánicas dependen mayormente del número de revoluciones del cigueñal y de la temperatura de las piezas del motor (temperatura del agua de refrigeración y del aceite), se pueden confeccionar las tablas 4.2, 4.3 y 4.4 con la ayuda de las siguientes fórmulas

$$N_i = N_e + N_m \quad (4.1)$$

$$\eta_m = \frac{N_e}{N} \quad (4.2)$$

$$\eta_i = \eta_e \cdot \eta_m \quad (4.3)$$

donde: N - es la potencia indicada

N_m es la potencia de pérdidas mecánicas

η_m , η - son los rendimientos mecánico y indicado respectivamente.

A efectos de mejorar las características del motor, no sólo importa conseguir una alta utilización del calor, estimado con η_i , sino procurar también el mayor valor posible de la relación η_i/α , ya que en tal caso resulta elevado el trabajo específico del ciclo. Estos parámetros aparecen graficados en función de la composición de la mezcla α en las figu-

TABLA 4.2

Parámetros indicados η_i y η_i/α en función de α (carga variable), con el combustible M-1.

Para: n = 2200 r.p.m.						
α	N_e (Kw)	N_i (Kw)	η_e	η_m	η_i	η_i/α
0.622	6.418	9.018	0.152	0.712	0.214	0.343
0.745	6.707	9.307	0.190	0.721	0.264	0.354
0.897	6.656	9.256	0.225	0.719	0.313	0.349
1.132	6.006	8.606	0.254	0.698	0.364	0.322
1.385	4.953	7.553	0.257	0.656	0.392	0.283
1.757	3.453	6.053	0.229	0.570	0.401	0.228
2.090	2.425	5.025	0.195	0.483	0.404	0.193
Para: n = 2700 r.p.m.						
0.575	6.775	10.375	0.119	0.653	0.182	0.317
0.695	7.472	11.072	0.162	0.675	0.240	0.345
0.861	7.345	10.945	0.198	0.671	0.295	0.343
1.055	6.965	10.565	0.232	0.659	0.352	0.334
1.247	5.762	9.362	0.226	0.615	0.367	0.294
1.534	4.116	7.716	0.195	0.533	0.365	0.238
1.792	2.976	6.576	0.166	0.453	0.366	0.205

TABLA 4.3

Parámetros indicados η_i y η_i/α en función de α (carga variable), con el combustible M-2.

Para: $n = 2200$ r.p.m.

	N (Kw)	N_i (Kw)	η_e	η_m	η_i	η_i/α
0.616	6.191	8.791	0.144	0.704	0.204	0.332
0.745	6.553	9.153	0.185	0.716	0.258	0.347
0.891	6.604	9.204	0.224	0.718	0.312	0.350
1.164	5.884	8.484	0.260	0.694	0.375	0.322
1.462	4.747	7.347	0.263	0.646	0.407	0.278
1.729	3.663	6.263	0.240	0.585	0.410	0.237
2.060	2.786	5.386	0.218	0.517	0.421	0.205

Para n : 2700 r.p.m.

0.570	5.762	9.362	0.105	0.615	0.171	0.299
0.682	6.775	10.375	0.148	0.653	0.227	0.332
0.841	7.155	10.755	0.192	0.665	0.289	0.343
1.034	6.902	10.502	0.223	0.657	0.339	0.328
1.286	5.509	9.109	0.219	0.605	0.362	0.281
1.566	3.799	7.393	0.184	0.513	0.358	0.229
1.746	3.103	6.703	0.168	0.463	0.362	0.208

TABLA 4.4

Parámetros indicados η_i y η_i/α en función de α (carga variable), con el combustible M-3.

Para: n = 2200 r.p.m.

α	N_e (Kw)	N_i (Kw)	η_e	η_m	η_i	η_i/α
0.623	6.274	8.874	0.149	0.707	0.211	0.338
0.720	6.480	9.080	0.177	0.714	0.248	0.344
0.882	6.449	9.049	0.215	0.713	0.302	0.342
1.155	6.088	8.688	0.265	0.701	0.378	0.327
1.449	4.850	7.450	0.264	0.651	0.406	0.280
1.765	3.508	6.108	0.228	0.574	0.397	0.225
1.937	2.662	5.262	0.190	0.506	0.376	0.194
2.148	2.373	4.973	0.186	0.477	0.389	0.181

Para: n = 2700 r.p.m.

0.580	6.332	9.932	0.115	0.638	0.180	0.311
0.690	6.864	10.464	0.148	0.656	0.226	0.327
0.871	7.257	10.857	0.198	0.668	0.296	0.340
1.032	6.889	10.489	0.223	0.657	0.340	0.329
1.290	5.598	9.198	0.226	0.609	0.371	0.288
1.644	4.015	7.615	0.205	0.527	0.389	0.237
1.805	3.166	6.766	0.178	0.468	0.380	0.211
1.929	1.140	4.740	0.068	0.241	0.283	0.147

TABLA 4.5

Parámetros indicados η_i y η_i/α en función de α (carga variable), con el combustible Diesel D-2.

Para: $n = 2200$ r.p.m.

α	N_e (kw)	N_i (Kw)	η_e	η_m	η_i	η_i/α
0.637	6.583	9.183	0.156	0.717	0.218	0.342
0.740	6.707	9.307	0.186	0.721	0.258	0.349
0.918	6.811	9.411	0.234	0.724	0.323	0.352
1.216	6.057	8.657	0.273	0.670	0.390	0.321
1.530	4.540	7.140	0.257	0.636	0.404	0.264
2.022	3.075	5.675	0.228	0.542	0.421	0.208
2.320	2.425	5.025	0.206	0.483	0.426	0.184
2.420	2.270	4.870	0.159	0.466	0.341	0.141

Para: $n = 2700$ r.p.m.

0.596	7.218	10.818	0.133	0.667	0.199	0.334
0.709	7.472	11.072	0.164	0.675	0.243	0.343
0.884	7.598	11.198	0.209	0.679	0.308	0.348
1.085	7.282	10.882	0.245	0.669	0.366	0.337
1.296	6.015	9.615	0.241	0.626	0.385	0.297
1.611	4.432	8.032	0.220	0.552	0.399	0.247
1.763	3.673	7.273	0.200	0.505	0.396	0.225
1.862	3.166	6.766	0.182	0.468	0.389	0.209

ras 4.2 y 4.3 para $n = 2200$ y 2700 r.p.m. respectivamente.

El aumento brusco del rendimiento indicado en un intervalo de valores pequeños de α : $1.0 - 1.5$, se debe principalmente a la reducción de la cantidad de combustible que sufre la postcombustión. Al mismo tiempo, debido al aumento de α , se reduce el poder calorífico de la mezcla H_{mez} de la mezcla, es decir la cantidad de calor disponible referida a un 1 Kg de carga

$$H_{mez} = \frac{H_u}{(1 + \alpha l_o)} \quad (4.4)$$

Como resultado se reducen las temperaturas máxima y media del ciclo de trabajo. La consecuencia de esto es la disminución de las pérdidas de calor hacia el agua, el aceite y con los gases de escape.

El crecimiento ulterior de η_i se debe a las mismas causas: aumento del grado de combustión y reducción de las pérdidas. El valor máximo de η_i se logra en la cámara de combustión RICARDO COMET MKV para frecuencias de rotación del cigueñal: 2200 y 2700 para valores de α comprendidos entre: $1.8 - 2$, siendo ligeramente superior el η_i ($0.8 - 1.2\%$) del combustible Diesel normal debido a su mayor número de cetano y poder calorífico.

Las dependencias aducidas $\eta_i = f(\alpha)$ muestran también que con valores iguales de α , el rendimiento indica

do crece con el aumento de la frecuencia de rotación puesto que en este caso se reduce el tiempo del ciclo y de sus procesos, lo cual disminuye las pérdidas de calor a las paredes del cilindro y demás zonas de combustión durante la compresión y combustión. De confirmación sirven los diagramas de indicador - cuya elaboración muestra el aumento del índice de la curva politrópica de la compresión y el decrecimiento del índice de la curva politrópica de expansión. Esto último indica que tiene lugar la post-combustión en la línea de expansión, lo que aumenta algo las pérdidas de calor junto con los gases de escape. Al aumento del rendimiento indicado contribuye también cierto mejoramiento en la formación de la mezcla y de la combustión a consecuencia de la intensificación de la turbulencia de la carga de aire. Este incremento casi imperceptible al aumentar la frecuencia de rotación de 2200 a 2700 r.p.m. se debe a que empeoran las condiciones de suministro de combustible, hecho que influye desfavorablemente sobre el proceso de funcionamiento, reduciendo el rendimiento indicado. Para prevenirlo se requiere cambios en los aparatos de suministro de combustible, lo cual no se ha realizado por mucho tiempo en el motor Ricardo.

La disminución brusca de η_i , en especial en el combustible Diesel especial N° 2 para valores de $\alpha > 2$,

se debe a que una cantidad de calor relativa mas elevada se pierde en el ámbito refrigerante, mayormente es debido a la peor atomización del combustible. A las mismas condiciones de prueba, la mayor caída relativa del rendimiento indicado en el combustible Diesel especial N° 2, se debe a la influencia de las propiedades físicas del combustible. De todas las propiedades físicas del combustible la mayor influencia en la finura y homogeneidad de la atomización ejerce la viscosidad. Esta disminuye las excitaciones del flujo durante su movimiento en el atomizador. Con el aumento de la viscosidad y de las fuerzas de la tensión superficial se reduce el ángulo de dispersión y la anchura del chorro, pero aumenta su longitud. Como la viscosidad y el nitrógeno pirrólico, principal causante de la formación de gomas y sedimentos de los combustibles Diesel especial N° 2, son mayores que el Diesel normal, disminuyen con mayor rapidez su rendimiento indicado al aumentarse la composición de la mezcla; por encima de su valor límite ($\alpha_{lim.} \geq 2$).

El valor mínimo de α , con el cual se consigue que arda totalmente el combustible es: $\alpha = 1.10 - 1.12$. Al enriquecerse más la mezcla, el proceso de la combustión empeora bruscamente, aparece humo en los gases de escape y el motor se recalienta más de lo tolerable. La cantidad de humo y el color más gris

o negro se observa con el combustible especial Diesel N° 2, acentuándose con la variante M-1, porque ésta no tiene aditivos que disminuyan la formación de gomas y sedimentos, debido mayormente al nitrógeno pirrolico.

El valor de η_i/α caracteriza la perfección del proceso que tiene lugar en el motor. Para aumentar la potencia, el valor de η_i/α debe ser lo mayor posible. Cuando la relación η_i/α alcanza su valor máximo corresponde al enriquecimiento máximo tolerable de la mezcla. Pero el motor Diesel nunca es regulado para el régimen de trabajo correspondiente, lo cual no se debe únicamente al deseo de conseguir el más alto valor de η_i , sino también a que al regular $(\eta_i/\alpha)_{\text{máx}}$ como se mencionó anteriormente, resultan muy elevadas la fumocidad de los gases de escape y la intensidad térmica de las piezas. Para el caso del motor Diesel Ricardo, el valor de α (máximo suministro de combustible sin exceso de humo) es de $\alpha = 1.20 - 1.25$ para diferentes revoluciones del cigüeñal.

3. GRADO DE COMPRESION,

El aumento del grado de compresión en una serie de casos influye de un modo favorable sobre el trabajo del motor Diesel al utilizar combustibles de bajo índice de cetano (menos de 45 para los tres va-

riantes de los combustibles Diesel especiales M-1, M-2 y M-3). Esto se debe a que al aumentar la temperatura, la velocidad de las reacciones preinflamatorias se incrementan en mayor grado que la velocidad de evaporación. Como resultado se acorta el período de retardo de la inflamación y disminuye la cantidad de la mezcla combustible que se forma en ese período. Aumenta la estabilidad de la inflamación y disminuye la velocidad con que se acrecienta la presión durante la combustión. Se aproximan entre sí las características de trabajo del motor con combustible de diferente composición fraccionaria. Estas fueron las razones por la cual se bajo la relación de compresión a 18, sin embargo es difícil asegurar que las características indicadoras hayan disminuido por este hecho.

4. TIPO DE CAMARA DE COMBUSTION.

Para cámaras de combustión separadas, como es el caso de la cámara COMET del motor Ricardo, son las pérdidas caloríficas y gasodinámicas las que resultan elevadas. Por lo tanto, el empleo calorífico - en los motores Diesel de las cámaras separadas es peor, debido a la alta velocidad de movimiento de la carga (lo que predetermina un coeficiente elevado de traspaso de calor) y porque la superficie bañada por los gases calientes es más desarrollada,

las pérdidas térmicas en estas cámaras son considerablemente más altas que en las cámaras no separadas. También el consumo específico de combustible aumenta y empeora notablemente las cualidades de arranque, por la mayor e inevitable transferencia de calor hacia el medio refrigerante.

5. PARAMETROS AMBIENTALES.

Al aumentar la temperatura del aire y bajar la presión atmosférica, disminuye el llenado en masa. En caso de efectuarse la máxima alimentación de combustible invariable, esto va acompañado de la reducción proporcional del coeficiente de exceso de aire, lo cual a su vez, hace disminuir el rendimiento indicado y rebajar de modo proporcional, la presión media indicada. Cabe notar que cada motor Diesel posee su propia relación $\eta_i = f(\alpha)$, por lo tanto el grado en que las condiciones atmosféricas afectan los índices económicos y de potencia de distintos motores Diesel no es igual.

Durante las experiencias no se registraron cambios apreciables de las condiciones ambientales, tal como aparecen registrados en los protocolos de ensayo.

6. FRECUENCIA DE ROTACION.

Al comparar los gráficos 4.1 y 4.2 donde la utilización de calor mejora al incrementarse la frecuencia de rotación, no obstante una cierta rebaja del exceso de aire. Debido a que al incrementarse la frecuencia de rotación, mejora la atomización del combustible, cambia de un modo favorable la combinación de velocidades de alimentación del combustible y del movimiento de la carga, lo cual hace su efecto positivo sobre el desarrollo de la combustión.

El análisis de las curvas características, diagrama indicado y el balance térmico del motor Ricardo empleando los combustibles Diesel especial M-1, M-2 y M-3 y el combustible Diesel normal D-2 es la siguiente:

1. CARACTERISTICAS DE VELOCIDAD.

En el gráfico 2.1 se observa que el torque máximo - se produce, para el número de revoluciones del cigüeñal n alrededor de los 2200 r.p.m. ($0.7 n_{\text{máx}}$), - siendo la diferencia de torques de 4% entre el Diesel normal y el Diesel especial, reduciéndose esta diferencia al 2% para $n = 2700$. Para revoluciones menores a 2200, el torque que se obtiene con el Diesel normal es mayor entre 4-6%.

La potencia varía entre 3-5%, al disminuir los r.p.m. desde 2700 a 1200.

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - FIM

MOTOR RICARDO: GRAFICO: POT. DE PERDIDAS MECANICAS VS. R.P.M.

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 27°C ; $P_o = 752.5 \text{ mmHg}$

AVANCE DE INYECCION: 38° ; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18 ; PRESION DE INYECCION: 150 Kg/cm^2

TEMP. DE SALIDA: DEL AGUA: $68-70^{\circ}\text{C}$; DEL ACEITE: $60-62^{\circ}\text{C}$

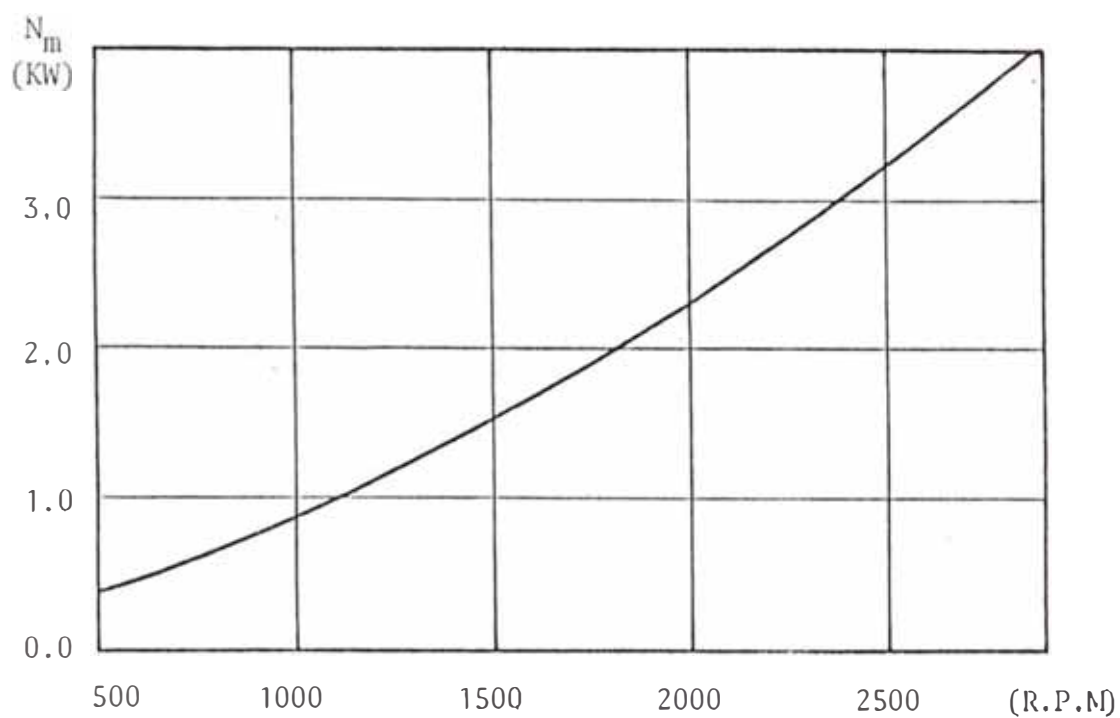


Figura 4.1

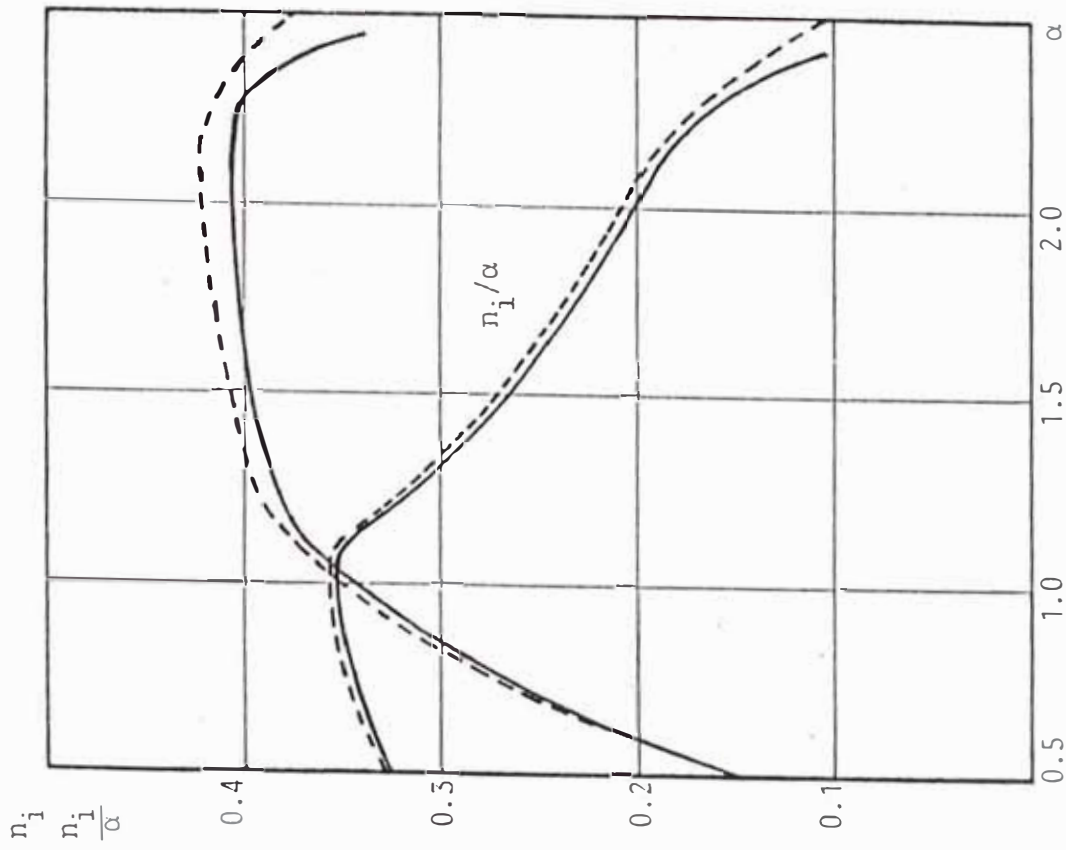


Figura 4.2; para $n = 2200$ (R.P.M.)

Influencia de la composición de la mezcla en el rendimiento económico y en la potencia del motor Diesel Ricardo. — Diesel especial
 ----- Diesel normal

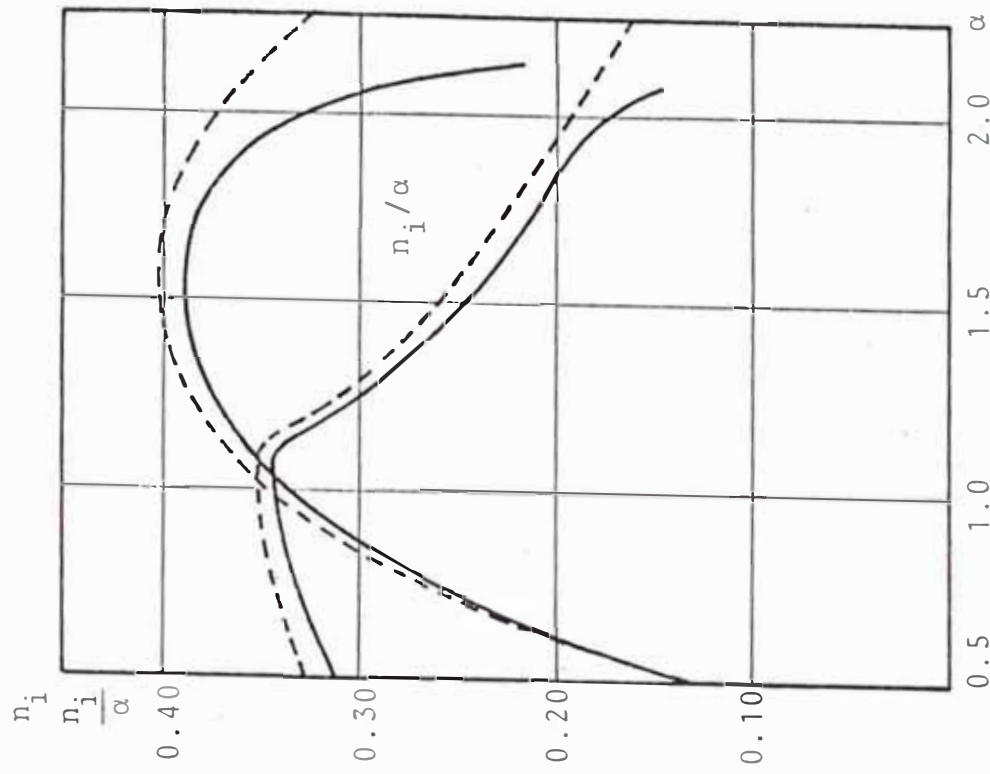


Figura 4.3; para $n = 2700$ (R.P.M.)

Para el rendimiento efectivo y el consumo específico de combustible las diferencias se incrementan también a bajas r.p.m., pero no exceden al 5%. Los valores máximos y mínimos de estos parámetros se registran cuando $n = 1700$, lo cual es debido a las características propias del motor Ricardo.

En su trayectoria hacia la cámara de COMET el aire recibe una cierta cantidad de calor de la mitad inferior aislada de la cámara de combustión, sirviendo así para levantar la temperatura de compresión - sin pérdidas en la eficiencia volumétrica; mejorando este hecho a bajas r.p.m. debido inclusive a la disminución de las pérdidas hidrodinámicas en la admisión del motor Diesel Ricardo. La eficiencia volumétrica, el consumo horario de aire, el consumo - horario de combustible y el coeficiente de exceso de aire prácticamente es el mismo para ambos tipos de combustibles, debido a las mismas condiciones de prueba y características muy similares de los mencionados combustibles. La pequeña diferencia que se observa para G_c y α se debe a la menor densidad del combustible Diesel normal,

2. CARACTERISTICAS DE CARGA,

Analizando los gráficos de las figuras 2.3, 2.4, 2.5, 2.6, 2.7, 2.8 y 2.9 se observa :

En las zonas de trabajo del motor Ricardo (para diferentes r.p.m.) el combustible Diesel normal aventaja entre 3-5% al combustible Diesel especial en cuanto se refiere al consumo específico de combustible; acortándose ligeramente esta diferencia para el caso del rendimiento efectivo, debido al menor poder calorífico del combustible Diesel especial N° 2.

La pendiente del consumo horario de combustible se incrementa al aumentar las r.p.m. para ambos combustibles, variando la posición de la cremallera y el mayor intervalo de α en la cual el motor Ricardo trabaja (sin apagarse) es a bajas r.p.m., figura 2.9.

3. CARACTERISTICAS DE REGULACION.

Estas pruebas se efectuaron variando la presión de inyección y el ángulo de avance de la inyección, para diferentes r.p.m.

Se obtiene mayor potencia para la presión de inyección recomendada por el fabricante (150 Kg/cm^2).

Haciendo una comparación entre el Diesel normal y el Diesel especial N° 2, no hay una diferencia apreciable variando las presiones de inyección ($130-170 \text{ Kg/cm}^2$) y el número de revoluciones del ciguenal (1700-2700 r.p.m.), llegando en el peor de los casos alrededor del 5%.

Como era de esperarse los valores máximo y mínimo - del rendimiento efectivo y consumo específico efectivo de combustible se da para $n = 1700$, independiente de la presión de inyección, lo cual es cierto para este tipo de cámaras separadas hasta un cierto valor (alrededor de 130 Kg/cm^2 , para este motor), - debajo de este valor empeoran los parámetros indicados y efectivos.

Variando el ángulo de avance a la inyección se observan diferencias similares al caso anterior, con excepción del cambio brusco de los parámetros efectivos (figura 2.25) para $n = 2700$ y ángulos de avance menores del óptimo $\beta = 38^\circ$. Esto se debe que al aumentar la frecuencia de rotación la duración - absoluta de los retrasos de la inflamación (en milisegundos) se reduce, pero la duración relativa (en grados de rotación del cigueñal) se acrecienta.

Por eso, con la elevación de la frecuencia de rotación, generalmente se tiene que incrementar un tanto el ángulo de avance a la inyección, lo contrario a la prueba. Además, como el combustible Diesel especial N° 2 tiene menor índice de cetano, lo que conduce al crecimiento del retraso de la inflamación y respectivamente a la alteración de las condiciones en que se forma la mezcla. Siendo grande el retraso a una parte considerable de las gotas de combustible les da tiempo a evaporarse y formar zonas

uniformes de mezcla empobrecidas en las cuales la combustión es muy lenta.

El ángulo óptimo es mayor que el recomendado por el fabricante, llegando a $\beta = 42^\circ$ para $n = 2700$ r.p.m, con la que se obtiene mejor rendimiento, menor consumo específico efectivo de combustible y potencia efectiva. Generalmente este ángulo se toma un tanto menor debido a que la disminución del ángulo de avance a la inyección, hasta ciertos límites, permite una reducción considerable de la presión máxima, de la gradiente de la presión máxima, respecto al ángulo de giro del cigueñal y del contenido de óxido nítrico, empeorándose relativamente poco las características indicadoras y aumentando un tanto la emisión de humo.

4. DIAGRAMA INDICADO.

Los ensayos para evaluar los parámetros que caracterizan la rigidez del ciclo han establecido que pese a la presencia de hasta un 20% de fracciones aromáticas en el combustible Diesel Especial N° 2, la rigidez del motor se encuentra dentro de los límites normales de funcionamiento. En cuanto a la presión máxima la variante M-1 del Diesel Especial es la que prácticamente se acerca al Diesel Normal; mientras que con M-3 se obtiene presiones máximas P_z más bajas (8% menor) que el Diesel normal. Ob-

servándose además un crecimiento más "suave" de la curva. La máxima presión ocurre aproximadamente - 12 grados después del punto muerto superior (p.m.s) y la máxima temperatura después de 10° del punto antes mencionado.

5. BALANCE TERMICO.

Tampoco el análisis de las curvas del balance térmico da mayores diferencias entre el combustible Diesel Normal y el combustible Diesel Especial N° 2. Siendo el más desfavorable para el segundo combustible (2-5%) para el calor equivalente al trabajo - efectivo. Esto se da variando las revoluciones del ciguenal o variando la posición de la cremallera.

5.2. INFLUENCIA DEL NUEVO COMBUSTIBLE DIESEL EN LA VELOCIDAD DE COMBUSTION,

5.2.1. Química de la combustión.

La combustión es una reacción química que implica átomos de gas, oxígeno y átomos de otros elementos, tales como hidrógeno o carbono.

Un átomo de oxígeno tiene ocho protones y ocho neutrones en su núcleo y alrededor de éste giran ocho electrones en dos órbitas separadas. La orbita interior tiene dos electrones. La exterior tiene seis. Pero la orbita exterior posee "espacio" para ocho electrones y si en las cercanías existen dos electrones libres los captará. El átomo de hidrógeno tiene un protón en su núcleo y un electrón. Cuando el combustible arde, las moléculas se escinden en átomos de hidrógeno y de carbono; combinándose estos átomos con los del oxígeno.

Si consideramos los productos finales más no las intermedias en un proceso de combustión, cuando se combinan átomos de hidrógeno y de oxígeno, la acción que tiene lugar es, aproximadamente la siguiente dos átomos de hidrógeno pierden sus electrones, mientras un átomo de oxígeno capta estos electrones perdidos. Los citados electrones (dos) "rellenan" la capa exterior del átomo de oxígeno. Esto significa que el átomo de oxígeno ha adquirido dos cargas eléc

tricas negativas más. Mientras tanto, los dos átomos de hidrógeno quedan con sus cargas eléctricas positivas (de sus protones). La atracción resultante entre los átomos de hidrógeno y de oxígeno provoca la combinación de los mismos en una molécula de símbolo químico H_2O .

Al mismo tiempo los átomos de carbono se combinan con átomos de oxígeno. El átomo de carbono tiene seis protones y seis neutrones en su núcleo y seis electrones circulando alrededor del mismo en dos órbitas. En el proceso de combustión, los cuatro electrones son captados por dos átomos de oxígeno. Como consecuencia de las cargas positiva y negativa resultantes de los átomos de carbono y de oxígeno se combinan. Un átomo de carbono se combina con dos de oxígeno para formar dióxido de carbono.

Por lo general, las reacciones de oxidación tienen carácter multietápico y se realizan en cadena, donde el papel principal lo juegan los productos intermedios que se forman en el curso de la reacción (partículas con valencias libres no sustituidas-átomos, radicales.), aquí se hará un resumen de los conceptos básicos de ciertos aspectos de la estructura química y molecular, para el mejor entendimiento del proceso de combustión.

RADICALES: Todos los compuestos químicos se forman a partir de dos o más radicales, Radical es el nombre que se da a un átomo o un grupo de átomos que pueden permanecer invariables, o bien ser reemplazados por otro radical en una reacción química. Por lo tanto, un radical se comporta en una reacción química como si fuera un solo átomo. Por lo dicho, el H_2O puede considerarse como una combinación de dos radicales: el radical hidrógeno H y el radical hidróxido OH; o bien, pueden encararse tres radicales: los radicales hidrógeno H y un radical oxígeno O. Los componentes orgánicos (o poseedores de carbono) están formados, en su totalidad o en parte, por dos radicales orgánicos. Una familia de radicales orgánicos, que frecuentemente es mencionada, tiene la fórmula general: C_nH_{2n+1} .

Es posible el aislamiento de los radicales como una sola sustancia, aún cuando la vida de tales partículas es limitada.

IONES: Se llama "ión" a un radical que soporta una carga eléctrica. En el caso más simple se sabe que el átomo de hidrógeno H consta de un protón y un electrón. Si aparece un átomo de hidrógeno en el electrón, la partícula se llama ión positivo. Por lo tanto, el hidrógeno podrá existir como una molécula H_2 , como un átomo H (con protón y elec

trón) y como un ión positivo H^+ o H_2^+ y aún H_3^+ . Que los iones juegan o no un papel importante en la combustión, es cuestión debatible, es de creerse que su papel es relativamente insignificante.

REACCION SUPERFICIAL: Algunas reacciones se catalizan por la presencia de una superficie; esto es, que es necesaria una superficie de área definida, por volumen de mezcla antes de que ocurra la reacción, también el material de la superficie juega un papel importante. El mecanismo exacto de las superficies en estas reacciones es desconocido. Posiblemente uno o más de los gases son absorbidos en la superficie uniéndose con el metal o bien uniéndose unos con otros, de cualquier forma es un motivo para que les proporcione nuevas propiedades químicas.

Otra teoría indica que el gas puede desintegrarse en la superficie y formar una película atómica o radical que, a su vez, proporcionará una corriente de átomos o radicales a la reacción; en este caso, como en el anterior, pueden participar varios gases de la acción de la superficie.

DESCOMPOSICION PIROGENICA: Cuando un hidrocarburo es expuesto a las altas temperaturas en ausencia del oxígeno, puede desintegrarse o romperse en dos o más moléculas pequeñas.

De esta descomposición pueden resultar radicales libres.

EQUILIBRIO QUIMICO Y DISOCIACION: Las temperaturas máximas alcanzadas en los procesos de combustión, apreciablemente son más bajas que las basadas en la combustión completa, debido a las pérdidas de calor y a la disociación de los productos de combustión, una disociación importante ocurre a temperaturas elevadas y está acompañada de una absorción de energía interna que se transforma en energía química. Así los productos disociados tendrán energía química asociados con ellos y la energía química neta liberada aparece como energía interna o entalpía de los productos y como pérdidas de calor u otro efecto de energía.

En la reacción del monóxido de carbono y el oxígeno produce bióxido de carbono con liberación de energía que eleva la temperatura :

$$\text{CO} + 1/2 \text{O}_2 \rightarrow \text{CO}_2 + \text{liberación de energía química latente.}$$
 Pero el CO_2 se disocia especialmente a altas temperaturas con absorción de energía :



Por consiguiente, en la reacción del monóxido de carbono y el oxígeno se forma CO_2 y aumenta la temperatura. Como el CO_2 se disocia en CO y O_2 se al

canza una temperatura límite cuando la reacción tiene la misma relación en ambas direcciones, luego la relación está en Equilibrio Químico.



Esto es, que a cada temperatura están presentes en la mezcla en equilibrio, proporciones definidas de CO, O₂ y CO₂; a temperaturas bajas la proporción de CO₂ es alta, en tanto que a altas temperaturas la proporción de CO₂ es baja. Por esta razón, no puede alcanzarse la temperatura teórica calculada en el supuesto de que la mezcla se convierta completamente en productos, ya que la elevación de temperatura de la combustión limita el grado de plenitud de la reacción y, por lo mismo, limita la liberación de la energía química.

O sea los combustibles hidrocarbonados producen al quemarse CO₂ y H₂O que aparecen en los productos junto con N₂ cuando se emplea aire como agente de oxidación. La disociación lleva consigo la formación de importantes cantidades de CO, H₂ y O₂, de acuerdo con las reacciones reversibles anteriormente mencionados.

Otros constituyentes, tales como N, O, H, OH, NO y C pueden formarse por disociación posterior y combinación de distintos constituyentes. Por lo tanto la combinación de los distintos constituyentes en

los productos de combustión y la disociación de los productos se supone que ocurren simultáneamente en distintas partes de la mezcla, en condiciones de equilibrio químico, el resultado neto de los procesos de combinación es exactamente equivalente a los procesos de disociación, si la temperatura permanece constante.

5.2.2. Teoría de la combustión.

La combustión es un proceso físico-químico complejo: el surgimiento, desarrollo y plenitud quedan definidos por las particularidades y velocidades de las reacciones químicas, por las condiciones de transferencia de calor y masa en la zona de la llama, así como por el traspaso de calor a las paredes. La combustión puede clasificarse bajo diferentes parámetros:

Según la propagación de la llama:

laminar
turbulenta

Según la velocidad (μ):

normal ($\mu < 35$ m/s)
detonante ($\mu > 1000$ m/s)

Según el tipo de encendido:

por chispa
por superficie incandescente
por autoinflamación

Por el tipo de propagación de la llama;

difusiva

térmica

En función de las condiciones de realización del proceso

a presión constante

a volumen constante

La velocidad de los procesos de oxidación y combustión pueden evaluarse a partir de la velocidad con que se consumen las sustancias iniciales (combustible u oxígeno) o bien por la velocidad de elevación de la temperatura o presión, lo que para fines prácticos es más cómodo.

La combustión transcurre en la fase gaseosa. Para que las reacciones de oxidación puedan desarrollarse a velocidades suficientemente elevadas, el combustible líquido deberá convertirse en vapor y mezclarse con el aire. Los procesos de combustión transcurren con mayor rapidez en caso de mezclas homogéneas, cuando las moléculas de combustible están uniformemente distribuidas entre las moléculas de oxígeno. En las mezclas no homogéneas, la velocidad de combustión se determina fundamentalmente por las velocidades de difusión recíproca de los vapores de combustible y del aire; mientras que la velocidad de las reacciones químicas tienen importancia secundaria. La velocidad con que quema el combusti

ble líquido queda definida por las velocidades de su evaporación y mezclado de los vapores formados con el aire.

Cuando se mezcla combustible con aire a la temperatura ambiente, generalmente se observa que la reacción es extremadamente lenta. Una teoría para explicar esta inacción, supone que las colisiones entre moléculas no ocasionan la formación de una nueva molécula, a menos que las moléculas en colisión posean energía en exceso, de un valor mínimo llamada ENERGIA DE ACTIVACION. Mediante esta teoría, la rapidez de la reacción podrá elevarse aumentando la concentración de las moléculas (presión), incrementándose en esa forma la frecuencia de las colisiones moleculares; también será posible aumentarla elevando la temperatura, en cuyo caso se aumentará el número de moléculas con energía en exceso. Con este concepto en mente, considérese que se coloca a la mezcla en un recipiente adiabático. Cuando ocurre la reacción se libera la energía y se aumenta la temperatura. Pero a esta temperatura mayor aumenta la reacción, por lo que se libera mayor energía. Consecuentemente la rapidez de la reacción es acelerada continuamente por el aumento de temperatura pudiendo ocurrir una explosión. Esta es la TEORIA TERMICA de la explosión.

Experimentalmente se ha encontrado que si se disminuye la presión de una mezcla oxígeno-hidrógeno a temperatura constante, disminuye invariablemente la rapidez de la reacción (esto concuerda con la explicación térmica) hasta que se alcanza una presión en la que ocurre la reacción a velocidades explosivas. A presiones todavía menores, se encuentra un límite inferior de explosión, bajo del cual la reacción no es explosiva. Es claro que el concepto de la teoría térmica es inadecuado para explicar este fenómeno. Como se ha mencionado anteriormente, con la elevación de la presión se incrementa la frecuencia de colisiones que se debe al aumento del número de moléculas de cada reactivo en la unidad de volumen, con la particularidad de que la colisión ocurre tan to más cuanto mayor sea el número de moléculas n_{mol} que participe en el acto elemental de la reacción. La velocidad de las reacciones químicas medida por la cantidad de sustancia que haya reaccionado en la unidad de volumen por unidad de tiempo $\text{Kg}/(\text{s} \cdot \text{m}^3)$,

es:

$$\omega = \frac{dc}{d\tau} = K_0 p^{n_{\text{mol}}} e^{-E/R_u T} \quad (4.5)$$

donde: $\frac{dc}{d\tau}$ es la velocidad de variación en tiempo de la concentración de cualquiera de las sustancias iniciales,

K_0 un factor constante que depende de las propiedades del combustible y de la composición de la mezcla carburante.

- E energía de activación, en $J/(gr.mol.^{\circ}K)$.
 n_{mol} el orden de reacción,
 R_u constante universal de los gases
 ($R = 8.31434 J/(mol.^{\circ}K)$).
 T la temperatura en $^{\circ}K$.

La influencia de la temperatura " T " en " ω " fué estudiada por el químico alemán Arestenius, quien determinó la variación de las moléculas de una forma exponencial con la temperatura, mediante la siguiente relación experimental :

$$= z_0 e^{-E/R_u T} \quad (4.6)$$

- donde: Z_e número de moléculas que son activadas -
 para la reacción.
 Z número total de moléculas que intervienen en la reacción.

La relación dada en la ecuación (4.5) es justa para el caso, cuando la concentración de reactivos se mantiene invariable. En realidad se cambia, por lo tanto, en el curso de la reacción la velocidad llega al máximo, luego baja hasta cero.

Las nociones expuestas antes sobre las reacciones químicas que tienen lugar debido a la colisión de las moléculas térmicamente activas de las sustancias iniciales, resultaron insuficientes para poder explicar una serie de observaciones, puesto que:

1. Las relaciones obtenidas por experiencias entre la velocidad de reacciones y la presión tienen - muchas veces el positivo exponente de la potencia fraccionaria, aunque es evidente que en la reacción no puede participar el número fraccionario de moléculas.
2. La adición de algunas sustancias llamadas aditivos a los combustibles ejerce una gran influencia en el proceso de combustión, a pesar de las concentraciones muy pequeñas.
3. La dependencia de las velocidades de las reacciones de antellama de los parámetros del estado se desvía notablemente de la determinada en (4.5), hasta que en un diapasón el aumento de la temperatura va acompañada por la disminución de la velocidad de la reacción (dependencia negativa de la temperatura).
4. Una serie de reacciones transcurren con mayor velocidad sin aumentar la temperatura de la mezcla. Este y muchos otros fenómenos se logró explicar - a base de la teoría de las reacciones en cadena, en cuya elaboración un papel muy notable pertenece a la escuela de los científicos soviéticos encabezados por el académico N.N. Semiónov, De acuerdo a las nociones de esta teoría, la mayoría de las reacciones químicas transcurren según un mecanismo en cadena, o sea las sustancias ini

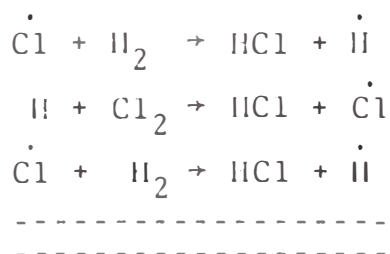
ciales pasan a las finales a través de una cadena más o menos larga y de algunas reacciones, formando una serie de combinaciones intermedias, a veces muy inestables.

En el desarrollo de la reacción en cadena representan papel importante las partículas químicamente activas dotadas de valencias libres que entran con facilidad en combinación con los productos iniciales o intermedios sin activación térmica. Debido a las reacciones indicadas se obtienen productos finales y simultáneamente de nuevo se forman cierta cantidad de partículas activas similares u otras, las cuales entran de nuevo en reacciones recomenzando la cadena de transformaciones.

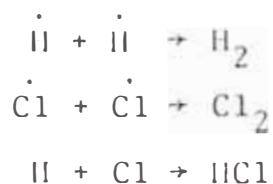
Si como resultado del acto elemental de la partícula químicamente activa con alguna molécula se restituye sólo una partícula activa, en este caso tiene lugar una simple continuación de la reacción y esta REACCION ES NO RAMIFICADA. La velocidad de la reacción en cadena no ramificada se determina por el número de partículas activas producidas por un tiempo y por la longitud media de la cadena. Las partículas químicamente activas se forman como resultado de las colisiones o descomposición espontánea de las moléculas térmicamente activas. Por esta razón, la relación $\omega = f(P,T)$ pa

ra la reacción en cadena no ramificada es similar a la ecuación (4.5). Con ello se examina cierta energía eficiente de la activación que caracteriza la dependencia conclusiva entre la velocidad del proceso y la temperatura.

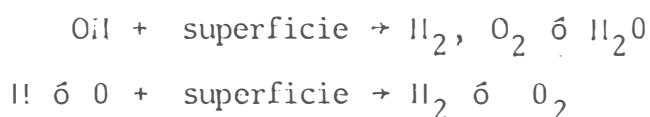
Vemos el siguiente caso, donde la molécula del cloro Cl_2 se desdobra en dos radicales $\dot{\text{Cl}}$ al recibir un quantum de luz (fotosíntesis). Este radical da inicio a la reacción en cadena no ramificada combinándose por ejemplo con una molécula de hidrógeno, obteniéndose el radical $\dot{\text{H}}$ el cual al combinarse con una molécula de cloro dará $\text{HCl} + \dot{\text{Cl}}$. Con este último radical se puede repetir el proceso varias veces



El proceso termina cuando chocan dos radicales como:



o pueden ser destruidos al chocar estos radicales con una superficie ;



Si como resultado de la reacción elemental con la participación de una partícula activa aparecen dos o un número mayor de partículas activas nuevas, en este caso tiene lugar la llamada RAMIFICACION DE LA CADENA. La velocidad de esta reacción crece con rapidez, incluso sin aumento de la temperatura. La rotura de la cadena ocurre al chocarse entre sí partículas químicamente activas y como resultado de su absorción por las paredes que rodean la mezcla reaccionante. Por este motivo el aumento de la concentración de las partículas químicamente activas se acompañan por el aumento del número de roturas de las cadenas, y como resultado, la velocidad de la reacción en cadena ramificada se estabiliza. luego disminuye por quemarse las sustancias iniciales.

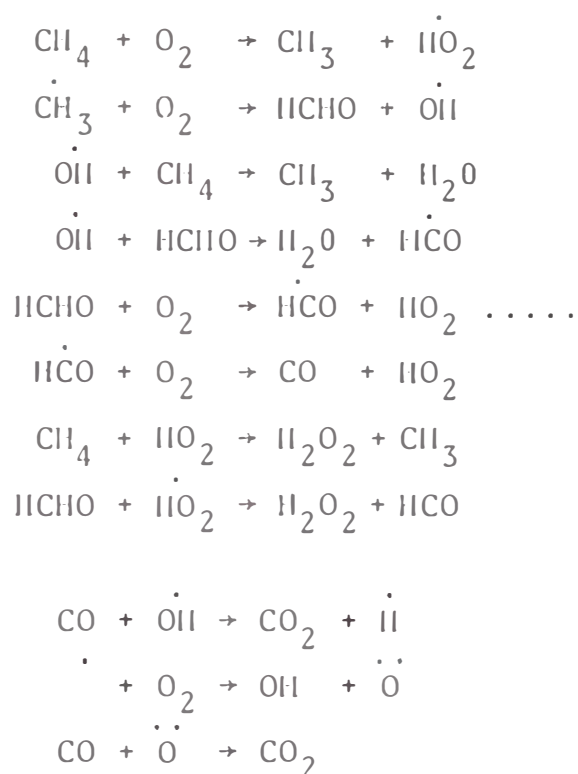
En correspondencia con la teoría de reacciones en cadena, el orden fraccionario de la reacción es el resultado del mecanismo complicado del proceso de reacción que comprende una serie de etapas elementales teniendo cada uno su orden. En función de la importancia de cada una de las etapas intermedias - se obtienen unos u otros valores del exponente en la ecuación (4.5). La circunstancia de que cada partícula químicamente activa es la fuente de una serie de transformaciones, permite explicar la acción acelerante o frenante de pequeñas cantidades -

de aditivos al combustible, La dependencia de la temperatura negativa de " ω " se explica por el hecho de que el aumento de la temperatura conduce al crecimiento de la concentración del producto intermedio de la reacción que frena la formación de productos finales.

Un ejemplo de la reacción en cadena ramificada es la que se muestra a continuación con el metano (CH_4)



En una reacción en cadena



En las reacciones químicas de los motores de émbolo influyen tanto la activación térmica como química de las partículas. Para distintas condiciones el predominante puede ser uno de los procedimientos de

activación. Sin embargo en la mayoría de los casos la influencia decisiva ejerce autoaceleración de las reacciones. La exclusión constituye el proceso de autoinflamación.

En los motores de émbolo tienen lugar tres tipos característicos de combustión y sus combinaciones: inflamación volumétrica, de la descarga por chispa con la propagación posterior de la llama y la combustión por difusión.

En motores Diesel se produce la inflamación volumétrica y la combustión por difusión (después de la presión máxima hasta el final del desprendimiento de calor). La combustión por difusión tiene lugar cuando la probable velocidad de la reacción es mucho más superior a la velocidad del mezclado de reactivos y la velocidad del proceso se limita por el mezclado.

5.2.3. Combustión en el motor Diesel.

El aumento rápido y considerable de la temperatura y de la presión de los gases en el motor Diesel llega sólo cierto tiempo después de la inyección del combustible. Durante este período el combustible sufre cambios físicos: calentamiento, evaporación, difusión, así como cambios químicos: desintegración de algunas moléculas y oxidaciones primarias.

Estos cambios se superponen mutuamente, introduciendo complicaciones adicionales en la investigación del proceso, a consecuencia de lo cual hasta el presente no existe un punto de vista único sobre el mecanismo de la inflamación del combustible en el motor Diesel.

En caso de una mezcla homogénea el tiempo de combustión se determina, en lo fundamental, sólo por la cinética química, es decir, por la velocidad con que se desarrollan las reacciones.

Existe la suposición de que para una mezcla heterogénea que se forma al inyectar el combustible en la cámara de combustión del motor Diesel, el tiempo de combustión depende principalmente del tiempo en que se opera el mezclado difusivo, puesto que a una temperatura alta del aire en el motor Diesel, la velocidad de las reacciones supera muchas veces la velocidad de evaporación o de difusión. Se supone que durante el proceso difusivo la combustión empieza en las zonas con coeficiente óptimo del exceso de aire $\alpha = 0,8 \dots 0,9$ en las cuales se encuentran unas pequeñas nubes de vapores que aparecen como resultado de la evaporación parcial de una gota de combustible, estas nubes la rodean y sus límites se hallan a una distancia de 3-4 diámetros de la gota. En opinión de otros investigadores durante la infla

mación espontánea del combustible en el Diesel prevalece la influencia del factor químico. Ciertos autores consideran que el proceso de evaporación del combustible en el motor Diesel, en general, no puede tener lugar a causa de las propiedades físico químicas del combustible, puesto que éste se somete al proceso de termólisis que se desarrolla a una temperatura más baja que la evaporación, a la presión en la cámara de combustión en el momento de inyección del combustible. Además, la velocidad del termólisis supera muchas veces la velocidad de evaporación.

El período que transcurre desde el comienzo de la inyección del combustible hasta el inicio visible de la combustión que se caracteriza en el diagrama de indicador por el momento en que la línea de combustión sube por encima de la de compresión, obtuvo el nombre de retardo a la inflamación. El análisis del diagrama de indicador, efectuado por Neumann, -mostró que ya antes de comenzar la inyección del combustible, cuando al ciguenal le faltan 50° hasta el p.m.s., la temperatura del aire en el cilindro -comienza a igualarse a la temperatura de inflamación espontánea del combustible a la presión que se alcanza en este momento. Continuando la compresión, la temperatura del aire sube y la temperatura de inflamación espontánea del combustible desciende. En

el momento de la inyección, la temperatura del aire supera aproximadamente en 100°C la de inflamación espontánea del combustible, pero la inflamación tiene lugar sólo cuando la diferencia de estas temperaturas se hace igual, aproximadamente a 220°C . El valor del retardo a la inflamación varía desde 0,001 hasta 0,003 s. El período de retardo a la inflamación se reduce, al aumentar la temperatura y la presión en el cilindro en el momento de inyección del combustible (al aumentar el grado de compresión o de la carga, en el caso de sobrealimentación o reducción del ángulo de avance a la inyección del combustible); al acrecentar la turbulencia del aire y el porcentaje en él de gotitas de combustible (con diámetros menores de $20\ \mu\text{m}$) en el dardo de pulverización.

El período de retardo a la inflamación depende también de la ley de suministro del combustible, del procedimiento de formación de la mezcla y de las propiedades químicas del combustible, es decir, de la facilidad con que éste se inflama. Esta última se caracteriza por el índice de cetano. Por sus revelaciones exteriores el proceso de combustión se divide convencionalmente en varias fases. Ricardo divide el proceso en tres fases.

La primera fase desde el comienzo de la inyección del combustible transcurre sin aumento perceptible

de la presión y corresponde al período de retardo a la inflamación.

En la segunda fase tiene lugar un crecimiento rápido de la temperatura y de la presión debido a la inflamación de una masa grande de combustible que ha entrado al cilindro durante la primera fase. Cuanto más duradero sea el retardo a la inflamación, tanta mayor cantidad de calor se desprenderá en un lapso pequeño de tiempo y el proceso de combustión se volverá incontrolable. En esta fase la velocidad de crecimiento de la presión (que se llama rigidez) depende también de la intensidad de turbulencia del aire que ejerce una influencia sustancial sobre la velocidad de propagación de la llama, por lo que la duración de la segunda fase en tiempo se reduce con el aumento de la frecuencia de rotación del ciguenal del Diesel.

La tercera fase se caracteriza por la combustión casi inmediata de las partículas de combustible a la salida del chorro del inyector. Esto puede transcurrir una vez que la presión, la temperatura y la velocidad de combustión aumenten considerablemente en la segunda fase. La tercera fase depende también de la velocidad con que se suministra el combustible, y de la velocidad con que las gotitas se mueven respecto a los gases.

En otro caso de división convencional del proceso se examinan cuatro fases. La primera no se diferencia de la descrita antes; la segunda termina al alcanzarse la presión máxima; la tercera continúa hasta obtenerse la temperatura máxima del ciclo y la cuarta, es la postcombustión en la línea de expansión, hasta el final de la combustión.

De ambos esquemas de combustión aducidos se deduce que la velocidad de crecimiento de la presión en el motor Diesel depende, en lo fundamental, de como transcurren la primera y segunda fases del proceso. Si esta velocidad supera un valor determinado, el funcionamiento del motor Diesel se verá acompañado de golpes bruscos y se caracterizará como funcionamiento "rígido". Así, por ejemplo, de acuerdo con las investigaciones de Schnauffer, a una velocidad de crecimiento de la presión cerca de 2 kgf/cm^2 (0,2 MPa) por 1° de giro del cigueñal, el motor Diesel funciona "suavemente".

La velocidad de crecimiento de la presión de $3,5 \text{ kgf/cm}^2$ (0,34 MPa) por 1° de giro del cigueñal es el límite del trabajo suave y se caracteriza por la aparición de golpes. Según los datos de Ricardo, el trabajo suave se limita aproximadamente por la velocidad de 4 kgf/cm^2 (0,38 MPa) por 1° de giro del cigueñal.

Pese a una perfección considerable de los métodos

de formación de la mezcla y de una elección más corr^orecta del combustible, en los motores Diesel rápi dos todavía no están eliminadas por completo las inconveniencias siguientes: el trabajo rígi do, la formación de humos, sobre todo a cargas elevadas y el aprovechamiento insuficiente del aire que entra en el motor Diesel (valores grandes de α)y, por consiguiente, menores valores de la potencia por litro que en motores que trabajan con menores α . El coeficiente de exceso de aire influye sobre el proceso de combustión en todas sus etapas.

A magnitudes pequeñas de α el proceso de combustión se prolonga considerablemente lo que empeora el ren dimiento del motor Diesel, provoca la formación de humos y aumenta la temperatura de las válvulas de escape. La necesidad de tener grandes magnitudes de α se explica por la formación de la mezcla y la combustión imperfectas. Al aumentar la frecuencia de rotación crece la turbulencia del aire en el ci lindro y se reduce el retraso a la inflamación. Pe ro con esto se acorta también el tiempo del ciclo y además, en mayor medida que decrece la duración de la combustión. Para evitar una postcombustión pro longada se aumenta el ángulo de avance a la inyec ción, al subir la frecuencia de rotación, eligiendo su magnitud óptima.

Para mejorar el proceso de combustión, reducir α y

elevant los índices del motor Diesel, a consecuencia de las investigaciones de la influencia ejercida por diferentes factores, se eligen los valores óptimos para el motor Diesel de estructura dada. En otros casos las investigaciones permiten proponer una estructura nueva. Así, por ejemplo, como resultado de unas investigaciones Meurer dió la siguiente explicación esquemática de los procesos que tienen lugar en el Diesel.

Bajo acción de temperaturas y presiones altas en el motor Diesel se opera la desintegración de las moléculas de combustible que transcurren más rápidamente que la oxidación. Los átomos desprendidos del hidrógeno se oxidan de modo más activo que los del carbono. La oxidación del carbono restante se dificulta también debido a que de éste se alejan los átomos de hidrógeno que sirve de catalizador. La parte no oxidada del carbono puede quedarse en forma de carbono duro, lo que origina precisamente la formación de humos. Por eso la formación de humos puede observarse no sólo en el caso de escasez general o local de oxígeno, sino también el caso de exceso.

La propensión de diferentes tipos de combustible a la formación de humos no es igual y depende de la composición de grupo.

Una pulverización más fina del combustible y su mejor mezclado con el aire incrementan el calentamiento del mismo y provocan su desintegración intensa y el aumento de la cantidad de carbono inerte lo que es precisamente la causa del trabajo rígido y de la formación de humos.

Partiendo de esto se han propuesto tres condiciones principales para obtener un nuevo proceso (denominado proceso M).

1. La cantidad de combustible que se inflama espontáneamente ha de ser mínima y servir como fuente para inflamar el combustible restante.
2. La masa principal de combustible ha de calentarse con la oxidación más lenta posible, sin recalentamiento para evitar la desintegración de las moléculas.
3. La masa principal de combustible ha de evaporarse paulatinamente, con un mezclado ulterior rápido de la parte evaporada con aire y su inflamación a partir de una fuente exterior (de la llama propagada surgida de la combustión de la primera porción pequeña).

Para cumplir estas condiciones Meurer propuso una estructura de cámara de combustión y un procedimiento de formación de la mezcla en ésta.

5.2.4. Influencia del nuevo combustible Diesel en la velocidad de combustión,

El diagrama indicado conjuntamente con la característica del desprendimiento de calor en el cilindro, dá una idea más completa sobre la dinámica del proceso de combustión y de la transformación del calor en trabajo mecánico.

La característica de desprendimiento de calor viene a ser la dependencia entre la variación de la porción del calor desprendido en el cilindro, en un tiempo determinado, respecto al ángulo de giro del ciguenal. Esta relación tiene la forma siguiente:

$$x = \frac{Q(\beta)}{H_u g_c} \quad (4.7)$$

donde x porción del combustible combustionado en el momento dado del proceso.

$Q(\beta)$ es la cantidad de calor desprendido durante la combustión hasta un tiempo dado.

g_c : suministro por ciclo del combustible.

En las investigaciones científicas para el estudio del proceso de la combustión en los motores y la construcción de la curva de la dinámica del desprendimiento del calor se resuelve un problema inverso; es decir se determina las características del desprendimiento de calor sobre la base de datos experi

mentales procesando el diagrama indicado,

De acuerdo a la primera ley de la termodinámica :

$$dQ = dU + A p dV + dQ_w + dQ_{dis} \quad (4.8)$$

donde dU : variación de la energía interna del gas

$A p dV$ calor equivalente al trabajo mecánico de expansión del gas.

dQ_w pérdida de calor debido a la transferencia de calor al medio refrigerante a través de las paredes.

dQ_{dis} pérdida de calor por disociación de los productos de la combustión.

Integrando la expresión anterior, entre los límites desde $p_o V_o$ hasta $p_n V_n$ para $k = \text{const.}$ obtenemos:

$$Q = A \int_{p_o V_o}^{p_n V_n} \frac{d(pV)}{k-1} + A \int_{V_o}^{V_n} p dV + Q_w + Q_{dis} \quad (4.9)$$

La solución de esta ecuación es conveniente realizarlo gráficamente, de tal forma que los sectores $\Delta\beta$ que se tomen en el diagrama indicado sea menor que 5° de giro del ciguenal.

Para el caso de la integración gráfica la ecuación tomará la forma siguiente

$$Q = A \sum_1^n \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{k-1} + AL + Q_w + Q_{dis} \quad (4.10)$$

donde $p_1 V_1$ y $p_2 V_2$: es la presión y el volumen - al inicio y final del incremento $d\beta$.

L : es el trabajo de los gases desde el inicio de la compresión hasta el final del mencionado incremento,

La cantidad de calor desprendido durante el ciclo - por combustión en partes relativas (en %) a todo el calor disponible es :

$$x = \frac{Q}{H_u g_c} = \frac{A}{H_u g_c} \left(\sum_1^n \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{k-1} + L \right) + \frac{Q}{H_u g_c} + \frac{Q_{dis}}{H_u g_c} \quad (4.11)$$

también :

$$x = x_i + x_w + x_{dis} \quad (4.12)$$

donde x_i , x_w , x_{dis} son las porciones respectivas de calor que se gastan en aumentar la energía interna de la sustancia de trabajo y en la realización del trabajo mecánico, es decir el calor empleado activamente; la porción del calor perdido por transferencia de calor al medio refrigerante y la porción de calor perdido debido a la disociación y combustión incompleta.

Entonces, el calor activamente desprendido x_i se determina como resultado del tratamiento del diagrama indicado directamente con la fórmula :

$$x_i = \frac{A}{H_u g_c} \left(\sum_1^n \frac{p_2 V_2 - p_1 V_1}{k-1} + L \right) \quad (4.13)$$

El calor x_w se determina con una primera aproximación con la fórmula de Briling

$$x_w = \frac{Q_w}{H_u g_c} = \frac{10^3}{3600 \cdot 6n H_u g_c} \left\{ 0.362 \sum_1^n \left| \left(\frac{T_r}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_p}{100} \right)^4 \right| + 0.99(a + bC_m) \sum_1^n (p_r^2 T_r)^{1/3} (T_r - T_p) \right\} F \Delta \beta \quad (4.14)$$

donde $p_r T_r$: son la presión y la temperatura del gas.

F : es la superficie de las paredes bañadas por el gas; en m^2

T_p : es la temperatura de las paredes; en $^{\circ}K$

C_m : es la velocidad media del émbolo; en m/s

a y b : son los coeficientes que dependen del tipo de motor.

También se puede determinar el calor por disociación con ayuda de la fórmula del profesor Inozémtsev :

$$x_{dis} = \frac{Q_{dis}}{H_u g_c} = \frac{10^3}{200 H_u g_c} (115600 M_{H_2O} Q_{H_2O} + 136440 M_{CO_2} Q_{CO_2}) \quad (4.15)$$

donde M_{H_2O} y M_{CO_2} : es la cantidad de moles del agua y el dióxido de carbono.

Q_{H_2O} y Q_{CO_2} : es el grado de disociación de las sustancias mencionadas.

Debido a la dificultad que ocasiona el cálculo de los valores de x_w y x_{dis} ; se puede tomar en cuenta mediante el coeficiente de utilización de calor del proceso real :

$$\psi = \frac{x_i}{x} = \frac{x_i}{x_i + x_w + x_{dis}} \quad (4.16)$$

La magnitud de ψ se determina en cualquier momento, solamente con las pérdidas relativas de x_w y x_{dis} . El desarrollo del proceso de combustión no ejerce influencia sobre la magnitud de ψ , por lo que se justifica su elección.

Según datos del profesor V.K. Koshkin, para el caso de los motores Diesel, el valor intermedio del coeficiente ψ durante la combustión varía entre los límites de 0.92 - 0.96.

Como el propósito en esta parte es el estudio de la velocidad de combustión de los combustibles Diesel sometidos a investigación, la relación entre los parámetros de las características del desprendimiento de calor y los parámetros del diagrama indicado se establecen con la ecuación de la primera ley de la termodinámica mediante la siguiente expresión:

$$\frac{dx}{d\beta} = \frac{1}{(k-1)H_u g_c} \left(V \frac{dp}{d\beta} + kp \frac{dV}{d\beta} + \frac{pV}{k-1} \cdot \frac{dk}{d\beta} \right) + \frac{1}{H_u g_c} \cdot \frac{dQ_w}{d\beta} \quad (4.17)$$

Donde la magnitud del índice adiabático de compresión k que refleja las propiedades de la sustancia de trabajo en el cilindro puede calcularse con la fórmula :

$$k = 1.43 - 0.03 \frac{C_x}{\alpha} - 0.05 \frac{T}{1000} \quad (4.18)$$

Los valores de C_x se encuentran en la tabla 2.1.

Si derivamos la expresión anterior se tiene:

$$\frac{dk}{d\beta} = -0.03 \frac{dC_x}{d\beta} - \frac{0.05}{1000} \frac{dT}{d\beta} \quad (4.19)$$

Como este valor es muy pequeño se puede despreciar el tercer valor que se encuentra dentro del paréntesis en la ecuación de la velocidad de combustión.

Además despreciando $dQ_w/d\beta$ se tiene :

$$\frac{dx}{d\beta} = \frac{1}{(k-1)H_u g_c} \left(V \frac{dp}{d\beta} + k_p \frac{dV}{d\beta} \right) \quad (4.20)$$

Es recomendable que al dividir el diagrama indicado en áreas rectangulares de base $\Delta\beta$, éstas deben estar comprendidas entre los siguientes rangos :

$$\begin{array}{l} - 180^\circ \text{ a } - 40^\circ \dots\dots \Delta\beta = 10^\circ \\ - 40^\circ \text{ a } 0^\circ \dots\dots \Delta\beta = 5^\circ \\ 0^\circ \text{ a } 40^\circ \dots\dots \Delta\beta = 2^\circ \\ + 40^\circ \text{ a } + 90^\circ \dots\dots \Delta\beta = 5^\circ \\ + 90^\circ \text{ a } + 180^\circ \dots\dots \Delta\beta = 10^\circ \end{array}$$

Como el análisis en este caso comprende el intervalo $-8^\circ \dots 30^\circ$, asumimos $\Delta\beta = 2^\circ$ como suficiente.

Para el cálculo de $\frac{dp}{d\beta}$ en el punto $j + 1$ se utiliza:

$$\left(\frac{dp}{d\beta} \right)_{j+1} = \frac{P_{j+1} - P_j}{\Delta\beta} \quad (4.21)$$

Para el intervalo comprendido entre $\beta = + 30^\circ$ se

puede simplificar más aún la ecuación de la velocidad de combustión como :

$$V = V_c \left(1 + \frac{\epsilon - 1}{2} f(\beta) \right), \quad y$$

$$f(\beta) = 1 + \frac{h}{4} - \cos\beta - \frac{h}{4} \cos 2\beta$$

desarrollando la función coseno en series de potencia y despreciando los valores con potencias altas, por ser éstos muy pequeños se tiene :

$$y = \frac{\pi\beta}{180} \text{ (en radianes) la expresión :}$$

$$f(y) = 1 + \frac{h}{4} - \left(1 - \frac{y^2}{2} + \dots \right) - \frac{h}{4} \left(1 - \frac{(2y)^2}{2} + \dots \right)$$

$$f(y) = (1 + h) \frac{y^2}{2}, \text{ de donde :}$$

$$V = V_c \left(1 + \frac{\epsilon - 1}{2} \left(\frac{1 + h}{2} \right) \frac{\pi^2 \beta^2}{180^2} \right)$$

Si hacemos:

$$B = \frac{4(180)^2}{(\epsilon - 1)(1 + h)\pi^2} \quad \text{resulta}$$

$$V = V_c \left(1 + \frac{\beta^2}{B} \right) \quad (4.22)$$

$$\frac{dV}{d\beta} = \frac{2 V_c}{B} \beta \quad (4.23)$$

reemplazando estas dos ecuaciones en la ecuación (4.20) se tiene :

$$\frac{dx}{d\beta} = \frac{V_c}{(k-1)H_u g_c} \left| \left(1 + \frac{\beta^2}{B} \right) \frac{dp}{d\beta} + \frac{2kp\beta}{B} \right| \quad (4.24)$$

Esta ecuación ocasiona como máximo un error del 5%. Para el caso del motor Ricardo en estas pruebas se tiene:

$$\epsilon = 18 ; V_h = 507 \times 10^{-6} \text{ m}^3 ;$$

$$h = \frac{1}{4.25} ; V_c = \frac{V_h}{\epsilon - 1} = \frac{507}{17} \times 10^{-6} \text{ m}^3$$

$$B = \frac{4(180)^2}{(17) \left(1 + \frac{1}{4.25}\right) \pi^2} = 625$$

$$\alpha = 1.55 ; G_c = 1.1 \text{ Kg/hora} ; n = 1650 \text{ r.p.m.}$$

$$g_c = \frac{2 \cdot G_c}{n} \text{ (n en r.p.s)}$$

Asumiendo $\psi = 0.94$ y un factor de corrección por la reducción de la fórmula de 0.95 (5%) se tiene la expresión definitiva para calcular la velocidad de combustión:

$$\frac{dx}{d\beta} = \frac{161}{(k-1)G_c H_u} \left(\left(1 + \frac{\beta^2}{B}\right) \frac{dp}{d\beta} + \frac{2kp\beta}{B} \right) \quad (4.25)$$

donde $dx/d\beta$: resultan en 1/grado

G_c : consumo de combustible en Kg/hora

H_u : poder calorífico del combustible en kJ/Kg.

β : está expresada en grados

p : la presión está dada en Kgf/cm^2 .

Con las fórmulas anteriormente mencionadas se han confeccionado las tablas 4.6, 4.7, 4.8 y 4.9 para cada uno de los combustibles Diesel.

El valor negativo del desprendimiento de calor tal como se observa en la figura 4.4 (próximo a -5°) es porque durante cierto tiempo, después del comienzo

TABLA 4.6

Velocidad de la combustión con el combustible Diesel especial M-1, respecto al ángulo de giro del ciguenal.

β (grados)	$dp/d\beta$ (Kg/cm ² .grados)	K	$dx/d\beta$ (1/grado)
-8	0.300	1.390	-0.0075
-6	0.415	1.391	-0.0046
-4	0.725	1.390	0.0004
-2	0.815	1.389	0.0038
0	1.615	1.386	0.0134
2	2.650	1.378	0.0263
4	3.815	1.367	0.0429
6	3.405	1.356	0.0474
8	1.680	1.348	0.0384
10	0.715	1.342	0.0354
12	0.115	1.336	0.0350
14	-0.420	1.330	0.0343
16	-0.625	1.325	0.0363
18	-0.920	1.321	0.0357
20	-1.130	1.316	0.0351
22	-1.690	1.314	0.0257
24	-2.015	1.313	0.0176
26	-2.225	1.314	0.0096
28	-2.000	1.314	0.0105
30	-1.875	1.315	0.0087

TABLA 4.7

Velocidad de la combustión con el combustible Diesel especial M-2, respecto al ángulo de giro del cigueñal.

β (grados)	$\frac{dp}{d\beta}$ (Kg/cm ² .grados)	K	$\frac{dx}{d\beta}$ (1/grado)
-8	0.285	1.389	-0.0089
-6	0.315	1.391	-0.0059
-4	0.680	1.390	0.0001
-2	0.865	1.389	0.0045
0	1.215	1.386	0.0109
2	2.140	1.380	0.0235
4	3.010	1.381	0.0376
6	2.630	1.361	0.0416
8	1.295	1.354	0.0348
10	0.645	1.348	0.0343
12	0.085	1.343	0.0337
14	-0.325	1.337	0.0342
16	-0.350	1.332	0.0389
18	-0.565	1.327	0.0402
20	-0.715	1.322	0.0413
22	-1.015	1.317	0.0385
24	-1.465	1.315	0.0321
26	-2.015	1.315	0.0146
28	-1.920	1.315	0.0128
30	-1.790	1.315	0.0117

TABLA 4, 8

Velocidad de la combustión con el combustible Diesel especial M-3, respecto al ángulo de giro del cigueñal.

β (grados)	$\frac{dp}{d\beta}$ (Kg/cm ² .grados)	K	$\frac{dx}{d\beta}$ (1/grado)
-8	0.295	1.390	-0.0081
-6	0.320	1.391	-0.0054
-4	0.670	1.391	0.0001
-2	0.710	1.390	0.0030
0	1.400	1.387	0.0117
2	2.300	1.380	0.0232
4	3.325	1.370	0.0381
6	3.040	1.360	0.0430
8	1.465	1.352	0.0348
10	0.625	1.346	0.0326
12	-0.335	1.341	0.0274
14	-0.415	1.337	0.0311
16	-0.585	1.332	0.0332
18	-0.715	1.327	0.0351
20	-0.895	1.323	0.0352
22	-1.215	1.319	0.0312
24	-2.015	1.319	0.0415
26	-2.110	1.319	0.0090
28	-1.820	1.319	0.0117
30	-1.660	1.319	0.0118

TABLA 4.9

Velocidad de la combustión con el combustible Diesel Normal, respecto al ángulo de giro del cigueñal.

β (grados)	$dp/d\beta$ (Kg/cm ² .grados)	K	$dx/d\beta$ (1/grado)
-8	0.300	1.390	-0.0081
-6	0.415	1.391	-0.0047
-4	0.725	1.390	0.0004
-2	0.815	1.389	0.0038
0	1.615	1.386	0.0135
2	2.650	1.378	0.0265
4	3.815	1.367	0.0432
6	3.405	1.356	0.0478
8	1.680	1.348	0.0387
10	0.715	1.342	0.0356
12	0.115	1.336	0.0352
14	-0.415	1.330	0.0342
16	-0.620	1.325	0.363
18	-0.915	1.321	0.0356
20	-1.125	1.316	0.0350
22	-1.685	1.314	0.0258
24	-2.015	1.313	0.0176
26	-2.225	1.313	0.0096
28	-2.005	1.314	0.0103
30	-1.885	1.314	0.0086

UNIVERSIDAD NACIONAL DE INGENIERIA - FIM

MOTOR RICARDO; GRAFICO DE LA VELOCIDAD DE COMBUSTION

CONDICIONES AMBIENTALES: T_o : 27°C; P_o : 753 mmHg

AVANCE DE INYECCION: 38°; POSC. DE CREMALLERA: Máximo suministro

RELACION DE COMPRESION: 18; PRESION DE INYECCION: 150 Kg/cm²

TEMP. DE SALIDA: DEL AGUA: 68-70°C; DEL ACEITE: 60-62°C

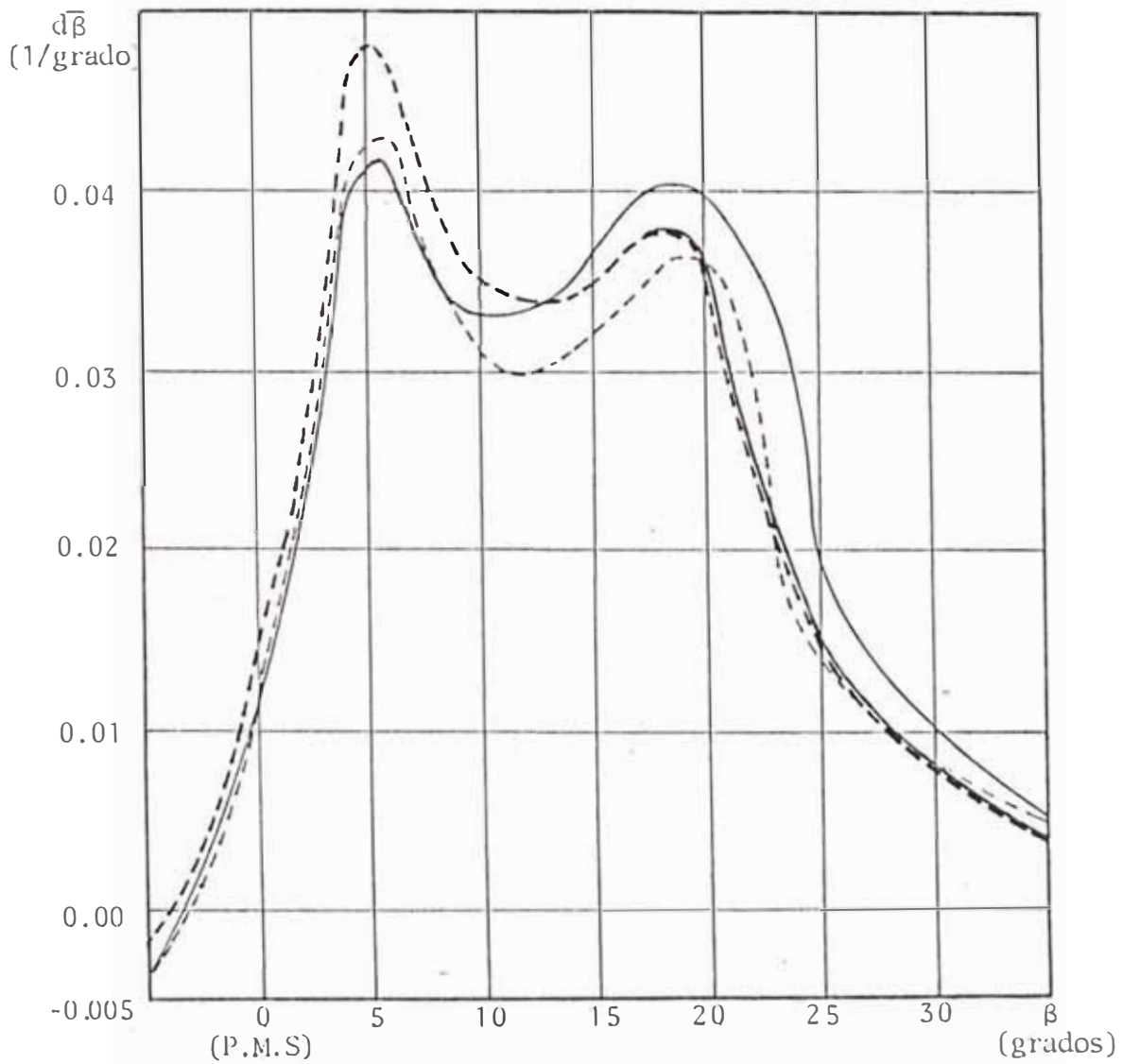


FIGURA 4.4 ——— DIESEL ESP, M-1 - - - - - DIESEL ESP, M-3
————— DIESEL ESP, M-2 - - - - - DIESEL NORMAL

de la inyección, la combustión todavía no empieza. La presión en este período varía, debido a que la compresión continua desarrollándose, además, la temperatura al principio disminuye un poco y por lo tanto el desprendimiento de calor, por efecto del consumo de calor para calentar y evaporar el combustible suministrado. Durante la primera fase de la combustión los valores de $dx/d\beta$ al principio aumentan bruscamente hasta un valor máximo comprendido dentro de los intervalos: 0.04-0.05 (1/grado), cuando el ángulo de giro del cigueñal se registra alrededor de los 5° ; alcanzándose con los combustibles D-2 y M-1 los valores más altos. Posteriormente disminuyen rápidamente, pero al final de la segunda fase de combustión, habitualmente se observa de nuevo cierto incremento de $dx/d\beta$ debido a la turbulencia adicional de la carga al comenzar el pistón su carrera descendente (tiene lugar la aspiración de los gases ardientes hacia los huelgos entre la culata y los bordes del pistón que crecen rápidamente). En la tercera fase de la combustión la velocidad de desprendimiento de calor disminuye sin cesar, además, el proceso difusivo de la combustión residual abarca una parte considerable de la carrera de expansión.

Para el combustible especial M-2, debido a que el desprendimiento de calor alcanza un alto valor antes

de finalizar la segunda fase la postcombustión será mayor (figura 2.27), incrementando en la expansión el valor de la temperatura después de experimentar una disminución (figura 4.4). Si se desea usar este combustible se tendría que cambiar el sistema de suministro de combustible. Con los demás combustibles no se registra este hecho, razón por la cual es conveniente mejorar el combustible M-3, en cuanto se refiere a la formación de gomas y sedimentos, para que pueda reemplazar al Diesel normal.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

CONCLUSIONES

1. El empeoramiento de los principales índices de Potencia y de Economía del motor Ricardo empleando el combustible Diesel Especial N° 2, respecto al combustible Diesel normal, no excede el 5%, cifra que consideramos aceptable y susceptible de ser disminuída.
2. Durante los ensayos comparativos existia indicios de que el combustible especial M-1 taponeaba los filtros de combustible con mayor rapidez, análisis posteriores a la muestra realizados por PETROPERU confirmaron el hecho.
3. Cualquiera de las 3 variantes de los combustibles Diesel Especial N° 2 puede emplearse si no se toma en cuenta el fenómeno de la formación de gomas.
4. Ninguna de las tres variantes del combustible Diesel Especial N° 2 puede sustituir al Diesel normal, porque no hay una diferencia sustancial en la formación de gomas en el filtro. Naturalmente que un suministro óptimo de aditivos puede disminuir o eliminar este inconveniente.
5. Para un tiempo relativamente corto (30 días) las características del Diesel especial empeoran, motivadas por la formación de gomas y la vaporización de componentes

ligeros del combustible, Esto no satisface el tiempo de almacenamiento mínimo que se requiere para este tipo de combustible.

6. El aditivo suministrado para disminuir la formación de gomas disminuye ligeramente los parámetros indicados y efectivos del motor, tal como se puede apreciar en las diferentes curvas características y el diagrama indicado del motor Ricardo.

RECOMENDACIONES

1. Se considera necesario ampliar el estudio de la formación de gomas en los filtros, estableciendo para ello, una metodología propia de ensayos, el cual debe incluir entre otras cosas, los siguientes aspectos :

Adaptación de un Banco de experimentación (puede ser el Ricardo) que permita realizar mediciones y análisis durante el funcionamiento del motor.

Búsqueda de un filtro de fabricación nacional que mejor defienda al motor de la incidencia de gomas provenientes del combustible.

Ensayos con una de las variantes del combustible especial N° 2 (recomendamos M-3), con diferentes porcentajes de aditivos contra la formación de gomas a fin de establecer el punto óptimo de mezcla.

2. Si es posible se deben realizar estudios de desgaste -

en las diferentes piezas del motor Diesel con el combustible seleccionado y analizar la toxicidad de los productos de la combustión.

3. Se debe de priorizar la investigación con la finalidad de mejorar la baja preparación técnica de los estudiantes que egresan de la Facultad de Ingeniería Mecánica y buscar nuevas formas de autofinanciamiento en beneficio de la U.N.I.

Es cierto que la investigación requiere de muchos esfuerzos y recursos económicos, pero estos pueden ser superados en la mayoría de los casos. Para esto es necesario la formación de un grupo de profesionales, personal de apoyo y alumnos abocados a este fin. Por propia experiencia se ve la inquietud de los estudiantes de ingeniería al participar en este tipo de proyectos con la finalidad de ampliar sus conocimientos con una adecuada dirección teórica-técnica. El concurso de los alumnos sería mayor si se le otorga un diploma por su participación en el proyecto después de 6 meses, durante 8 horas semanales y a nombre de la Facultad.

Sin el concurso y creatividad de un grupo homogéneo que pueda captar los recursos económicos necesarios para llevar a cabo la investigación, mediante convenios de la Universidad con las empresas públicas y privadas es difícil salir del subdesarrollo, porque siempre serán insuficientes los propios recursos económicos del que

se dispone, además debe ser la Universidad la fuente generadora de nuevas iniciativas que transformen nuestra realidad en otra donde se iluminan mejores horizontes hacia el progreso.

BIBLIOGRAFIA

1. Curso Práctico de Mecánica Automotriz y Diesel.
Editado por: California Aircraft Institute, Inc.
1976 E.U.A.
2. Procesos de los Motores de Combustión (6ta. Edición)
Autor: Lester C. Lichty
Editorial: Mc. Graw-Hill Book Company Inc.
1970 E.U.A.
3. Combustibles Aceites lubricantes y líquidos para auto
móviles.
Editado por: Avto Export-Moscu-U.R.S.S. 1980
4. Motores de Combustión Interna.
Autor : V.N. Lukanin
Editorial: MIR-MOSCU, 1988
5. Motores de Automovil
Autor: M.S. Jovaj y G.S. Maslov
Editorial: MIR-MOSCU, 1973
6. Laboratorios del Ingeniero Mecánico
Autor: Jesse Seymour Doolittle
Editorial: Mc. Graw-Hill Book Company Inc.
1965 E.U.A.
7. Manual de Motores Diesel para Tractores
Autor: B.A. Vsorov.
Editorial: MIR-MOSCU, 1986
8. Motores de Combustión Interna (6ta. Edición)
Autor: Edward F. Obert
Editorial: Internacional Text Book Company
9. Teoría de Motores de Combustión Interna
Autor: N.J. Diachenko
Editorial: Mashinostroenie Leningrado, 1974 U.R.S.S
10. Manual de los Motores
Autor: N.J. Diachenko
Editorial: Mashinostroenie Leningrado, 1974 U.R.S.S

11. Motores de Combustión Interna
Autor: A.S. Orlin - MOSCU, 1955
Editorial: Mashguiz
12. Combustibles
Autor: Peyret, Henry
Editorial: Mc. Graw-Hill Book Company Inc.
1968 E.U.A.
13. Motores Diesel
Editado por: Diesel Engine Manufacturers Association
1971 E.U.A.
14. Combustibles
Editado por: el Ministerio de Energía y Minas, 1971
15. Teoría de la Combustión
Autor: Ludeña Luque, Abelardo
Copias de clase - Postgrado en Motores de Combustión
Interna, 1989 - U.N.I.
16. Normas sobre Máquinas Térmicas
Norma Peruana: ITINTEC 2698(I), 12699(II), 1988
ITINTEC 360.002; 1982
ITINTEC 383.006; 1988

Norma Española: UNE 5151657 , 1978
UNE 1005984 1R, 1972

Norma Alemana: DIN 6271, 1976