

Lej.
12



Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE INGENIERIA

ASPECTOS SOBRE LA FABRICACION EN MEXICO DE MOTORES DIESEL DE 400 C. P.

T E S I S
Que para Obtener el Título de
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A N

*Daniel Gonzalo Aranda Baltazar
Mariano Grajales Narcia
José Luis Pérez Avila
Virgilio Angel Garcia Garcia*



Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.

INDICE.

INTRODUCCION.	1
CAPITULO I. MOTOR DIESEL.	4
BOSQUEJO HISTORICO.	4
ASPECTOS TECNICOS.	5
<i>Ciclo Termodinámico.</i>	5
<i>Funcionamiento del Motor Diesel.</i>	12
<i>Principales Aditamentos Utilizados en Motores Diesel para mejorar su funcionamiento.</i> ..	23
<i>Comparación del Ciclo Diesel con el Ciclo Otto.</i>	32
CAPITULO II. LA INDUSTRIA DE MOTORES DIESEL EN MEXICO.	36
ANTECEDENTES Y SITUACION ACTUAL.	36
MOTORES DIESEL EXISTENTES EN MEXICO.	41
CAPITULO III. SELECCION DEL PRODUCTO.	65
ANALISIS COMPARATIVO ENTRE LOS MOTORES EXISTENTES CON UN RANGO DE POTENCIA DE 230 a 400 C.P.	65
CARACTERISTICAS TECNICAS COMPARATIVAS ENTRE LOS MOTORES CUMMINS Y DETROIT DIESEL.	67
DESCRIPCION DEL MOTOR NH/NT.	68
CAPITULO IV. ESTUDIO DE MERCADO.	73
ANALISIS DE LA DEMANDA.	73
<i>Comportamiento Histórico.</i>	73
<i>Comportamiento Futuro.</i>	75
CAPITULO V. ASPECTOS DE POLITICA INDUSTRIAL.	85
ANALISIS DEL DECRETO PARA EL FOMENTO DE LA INDUSTRIA AUTOMOTRIZ.	85
CALCULO DEL GRADO DE INTEGRACION NACIONAL DEL MOTOR A FABRICAR.	92

CAPITULO VI. INGENIERIA DEL PROYECTO.	94
LOCALIZACION DE LA PLANTA.	94
<i>Importancia de la Localización.</i>	<i>94</i>
<i>Factores de Localización.</i>	<i>94</i>
<i>Análisis de Alternativas.</i>	<i>95</i>
CAPACIDAD DE LA PLANTA.	98
<i>Capacidad Nominal.</i>	<i>98</i>
<i>Producción Anual.</i>	<i>100</i>
<i>Futuras Ampliaciones.</i>	<i>100</i>
FABRICACION DEL MOTOR NH/NT.	100
<i>Líneas de Maquinado.</i>	<i>100</i>
<i>Diagrama de Proceso de Operaciones del</i> <i>Maquinado del Monobloque.</i>	<i>103</i>
<i>Línea de Ensamble.</i>	<i>113</i>
<i>Distribución de Areas y Personal en las</i> <i>Líneas de Maquinado y Ensamble.</i>	<i>117</i>
APENDICE.	
SECCION I. TECNICAS DE PRONOSTICO.	119
SECCION II. POSIBLES PROVEEDORES.	139
SECCION III. MATERIALES Y NORMAS DE INSPECCION UTILIZADAS EN LA FABRICACION DE ALGUNAS PIEZAS DEL MOTOR DIESEL.	142
BIBLIOGRAFIA.	184

INTRODUCCION.

En la actualidad, época de cambios continuos y de asombrosos descubrimientos en todos los campos de la ciencia, es necesario contar con fuentes de potencia que impulsen a las diferentes industrias en el ramo de la construcción, del transporte, agrícola, etc.

Dentro de la amplia gama de motores existentes hoy en día, destaca el motor Diesel por su eficiencia, durabilidad y limpieza, en comparación con otros motores de combustión. Aunque se están perfeccionando otras fuentes de potencia motriz, tales como la turbina de gas, Motor Stirling, el de carga estratificada y de ciclo Rankine, los expertos admiten que en el futuro cercano la fuente de potencia más confiable seguirá siendo el Diesel, ya que los nuevos perfeccionamientos han reducido el tamaño y peso de estos motores, lo cual ha incrementado las aplicaciones de manera lucrativa y segura.

Con el fin de ubicarnos dentro del contexto de las máquinas de combustión interna, se hace mención de algunas características del motor Diesel:

En primer lugar, el motor Diesel y el de gasolina funcionan con los mismos principios de una máquina reciprocante, por lo que cuentan con mecanismos comunes como son: monobloque, pistones, cigüeñal, bielas, etc.; por otra parte, la principal diferencia se encuentra entre los ciclos de operación, diferencia que favorece al ciclo Diesel, el cual permite trabajar con altas relaciones de compresión, logrando con ello una mayor eficiencia; la ignición del combustible se logra exclusivamente por las altas temperaturas alcanzadas dentro de las cámaras de combustión, lo que permite prescindir de un sistema de encendido eléctrico.

Debido a lo anterior, a su durabilidad, bajo costo del Diesel

con respecto a la gasolina (especialmente en México), y a sus pocos requerimientos de servicio, resulta ser más económico en su funcionamiento que el motor de gasolina.

Actualmente la tendencia es hacia el uso de camiones de servicio pesado y autobuses, la cual se ve favorecida principalmente por: la existencia de 70,000 Kms. de carreteras pavimentadas en comparación de los 25,000 Kms. de vías de ferrocarril, la descentralización de la industria, lo que traerá como consecuencia una mayor utilización de transporte para materias primas y productos terminados, desde los centros de producción -- hasta los de consumo; la menor contaminación y consumo de combustible por tonelada-kilómetro cuando se utilizan grandes vehículos; en fin, el crecimiento de la economía en general marcará la pauta a seguir en la demanda de motores Diesel, ya que a mayor producción, existirá mayor movimiento de mercancías. - Lo anterior justifica en cierto grado la fabricación de motores Diesel, pero además de debe de tomar en cuenta el aspecto de mercado, ya que es necesario producir cierta cantidad de -- unidades anuales que justifiquen la instalación de la planta, ya que de otra manera, los sobrecostos dejarían al producto -- fuera del alcance del consumidor y sin posibilidades de competir en el mercado mundial. Por lo cual, para poder tomar una decisión adecuada, se debe conocer la demanda actual así como la distribución del producto en los diferentes campos del mercado; para esto, y refiriéndose al motor Diesel en México, se divide el mercado en cuatro segmentos según rangos de potencia: hasta 113 C.P. para equipos ligeros; de 113 a 230 C.P. para -- equipo semipesado; de 230 a 400 C.P. para equipo de trabajo pesado y mayores de 400 C.P. para aplicaciones industriales y -- marinas.

El segmento menor a 113 C.P. se encuentra integrado por empresas como Lister, Volvo Penta, International Harvester y Perkins principalmente, producidos en el país; para equipo semi-pesado General Motors importa el motor 6V-71 de 230 C.P., Dina produ-

ce el V6-378 y V8-504 de 130 a 190 C.P.; para equipo de trabajo pesado, los principales proveedores son: Rolls Royce con -- 300 motores anuales producidos en México, General Motors importa el 8V-71 de 290 C.P. y el 8V-92 de 350 C.P.; Dina ensambla actualmente el NH/NT y Caterpillar importa los motores para -- sus equipos. Los motores de más de 400 C.P. utilizados en el país son en su totalidad de importación, teniendo una demanda de aproximadamente 600 motores anuales, cantidad que no justifica por el momento su producción en el país.

Como se puede ver en párrafos anteriores, el único segmento -- que presenta problemas de integración nacional es el de 230 a 400 C.P., ya que actualmente Rolls Royce tiene una producción muy reducida, Dina sólo ensambla el motor NH/NT, por lo que la demanda se tiene que satisfacer con importaciones de la General Motors. Ahora bien, las ventas actuales de este sector, -- anualmente, son de 4,500 unidades, siendo aproximadamente el -- 83% para el mercado automotriz (autobuses y camiones).

Resulta interesante saber que los principales fabricantes de -- autobuses como son: MASA, DINA y TRAILERS DE MONTERREY, utilizan motores de importación en más del 90% de los casos, requiriendo 1,700 motores anuales, aproximadamente.

De aquí nuestra inquietud porque se produzcan motores Diesel -- dentro de este rango de potencia (230 a 400 C.P.), ya que existe la necesidad dentro de la industria, se cuenta con facilidades políticas y financieras por parte del Gobierno Federal e -- interés de empresas extranjeras fabricantes de motores Diesel por vendernos su tecnología.

Es indudable que al llevarse a cabo el presente proyecto, se -- contribuirá a la generación de empleos que, como sabemos, es -- uno de los problemas más agudos que afronta nuestro país, y -- además se tenderá a disminuir la fuga de divisas por concepto de importaciones.

CAPITULO I MOTOR DIESEL.

BOSQUEJO HISTORICO.

El origen del motor Diesel data del año de 1678. Se tiene conocimiento que en ese tiempo existió un motor que utilizaba la explosión de la pólvora de cañón para impulsar un émbolo que se desplazaba dentro de un cilindro.

Muchos fueron los intentos que se hicieron para perfeccionar el funcionamiento de este tipo de motor. Tuvo que pasar más de un siglo para poder contemplar un nuevo avance; esto sucedió cuando en 1791 se empleó como combustible una mezcla de aire y un hidrocarburo gaseoso.

El problema principal que se presentaba en la perfección del funcionamiento del motor de combustión interna, consistía en que no se contaba con el combustible y sistema de inyección adecuados.

En 1860 el francés Lenoir inventó el primer motor de gas el cual no difería mucho en cuanto a forma de una máquina de vapor horizontal de un cilindro. Como consecuencia de este invento se desarrolló un gran interés por la creación de nuevos y mejores motores de combustión interna, tan es así, que en 1879 apareció el motor con ciclo Otto y poco después el de dos tiempos.

En 1893, el ingeniero alemán Rudolf Diesel dió a conocer un proyecto en el cual mostraba el funcionamiento de una nueva máquina, la cual según él debería utilizar como combustible carbón finamente pulverizado. Este proyecto despertó el interés de varias empresas que conjuntamente con Diesel iniciaron la construcción de máquinas experimentales las cuales, después de sufrir varias modificaciones, llegaron a funcionar.

El primer motor Diesel experimental que se construyó en 1893,

tenía el vástago del pistón articulado a una barra de conexión, y el cilindro era cerrado por su parte baja, dicho cilindro era de hierro forjado con bridas remachadas para unirse a la tapa y el fondo. En 1896 se le adicionó la camisa de agua alrededor del cilindro y surgió la necesidad del uso de la bomba circulatoria.

En 1897 apareció en el mercado el primer motor Diesel, el cual no difería mucho en estructura y condiciones básicas de funcionamiento de los actuales. Este motor empleaba como combustible el petróleo.

Cuatro años después, surge el motor Diesel con el pistón ligado directamente al eje mediante biela sin vástago, siendo el cilindro completamente abierto por abajo. A partir de esta fecha hubo un gran incremento en la producción de motores Diesel debido a que éste resultaba ser más ventajoso que otros sistemas generadores de fuerza, tales como la máquina de vapor.

Actualmente el motor Diesel tiene diferentes aplicaciones tales como en la industria automotriz, en la rama agrícola, en la construcción y en la industria, utilizándose en esta última para mover compresores, bombas y generadores principalmente.

ASPECTOS TECNICOS.

Ciclo Termodinámico.

Para simplificar el análisis del ciclo termodinámico de un motor Diesel, es necesario proponer un ciclo ideal que nos sirva como punto de partida para seguir mejorando el funcionamiento de dicho motor.

Para obtener el ciclo idealizado de un motor como el Diesel, es necesario hacer algunas consideraciones, como por ejemplo, suponer que el aire es el medio de trabajo y que éste es un medio ideal, es decir, que su calor específico es constante y que cumple estrictamente con las leyes de los gases perfectos.

Además se hacen otras hipótesis tales como suponer que todos los procesos que componen el ciclo son reversibles, es decir, se desprecian los efectos por rozamiento y que los procesos son adiabáticos, isobáricos e isocóricos.

El ciclo ideal es llamado también de aire standard, o teórico, o se designa por una combinación de estos nombres.

En este inciso no se pretende describir un estudio muy detallado del ciclo Diesel (real y teórico) sino que se dará a conocer brevemente por medio de algunos cálculos y diagramas los factores más importantes que intervienen en el rendimiento de dicho ciclo.

Empezaremos primeramente deduciendo la fórmula que nos permite calcular la eficiencia del ciclo ideal. Este ciclo (Fig. 1) supone: compresión isoentrópica de 1 a 2; adición de energía a presión constante de 2 a 3; expansión isoentrópica de 3 a 4, y expulsión de energía a volumen constante de 4 a 1.

También supone que el aire es el único medio que interviene en el proceso y que es un gas perfecto, por lo tanto $K = 1.4$. De la figura 1, el rendimiento del ciclo viene dado por:

$$\eta = \frac{2Q_3 - 4Q_1}{2Q_3} = \frac{W/J}{2Q_3}$$

en donde:

$$2Q_3 = \text{Energía suministrada} = m_a C_p (T_3 - T_2), \text{ {Kcal}}$$

$$4Q_1 = \text{Energía rechazada} = m_a C_v (T_4 - T_1), \text{ {Kcal}}$$

$$W/J = \text{Trabajo útil por ciclo} = 2Q_3 - 4Q_1, \text{ {Kcal}}$$

sustituyendo lo anterior en la ecuación de rendimiento:

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

$$\eta = 1 - \frac{1}{K} \times \frac{T_4 - T_1}{T_3 - T_2}$$

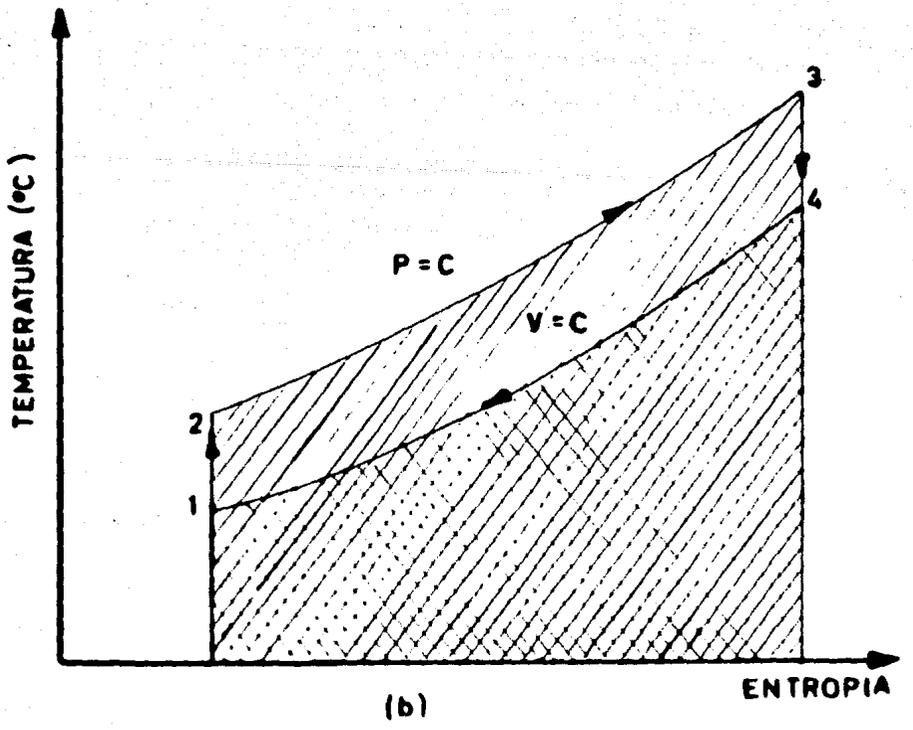
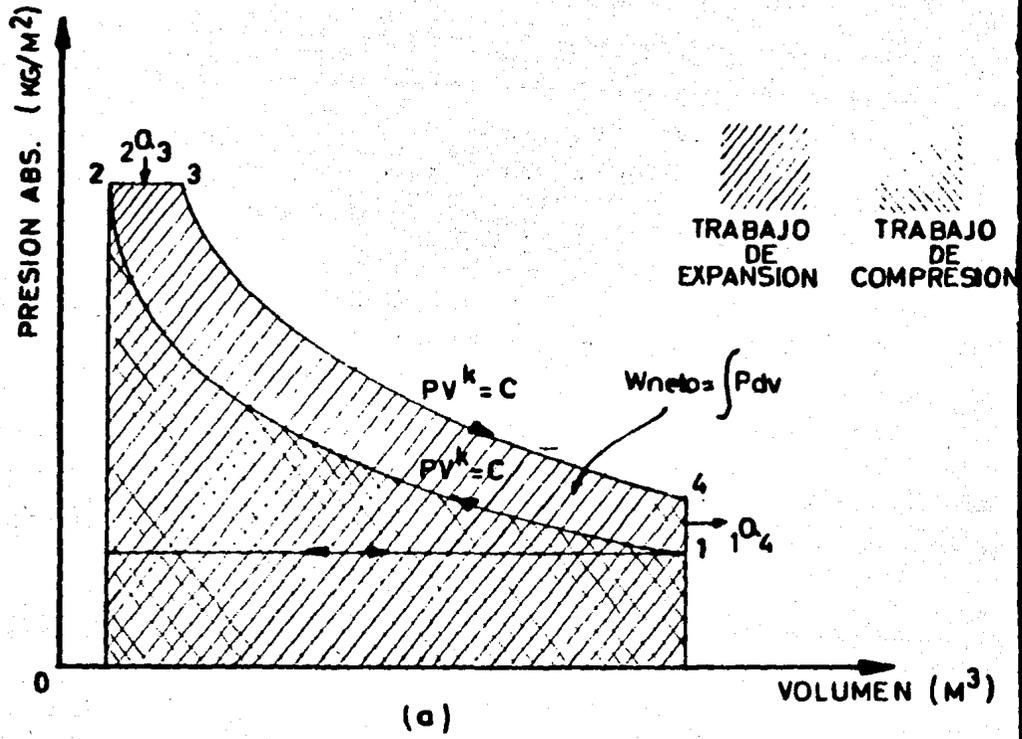


Figura 1. Ciclo Diesel con Aire Estándar.

Es de interés expresar esta fórmula en función de los volúmenes, por lo tanto:

$$\eta = 1 - \frac{T_1}{T_2} \times \frac{(T_4 / T_1) - 1}{K(\frac{T_3}{T_2} - 1)} \dots\dots\dots (1)$$

De la ley de los gases perfectos sabemos que:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2} = \frac{P_3 V_3}{T_3} = \frac{P_4 V_4}{T_4}, \text{ para un peso de-}$$

terminado de gas. Por lo tanto:

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{P_4 V_4}{P_1 V_1}; \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{P_3 V_3}{P_2 V_2} \quad \text{se llega a que}$$

$$\frac{T_4}{T_1} = \frac{P_4}{P_1} \dots\dots\dots (2) \quad \text{y} \quad \frac{T_3}{T_2} = \frac{V_3}{V_2} \dots\dots\dots (3)$$

Por los procesos isoentrópicos de 1 a 2 y de 3 a 4 tenemos que

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k; \quad P_1 = P_2 \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^k \dots\dots\dots (4)$$

$$P_3 V_3^k = P_4 V_4^k; \quad P_4 = P_3 \left(\frac{V_3}{V_4}\right)^k \dots\dots\dots (5)$$

De las ecuaciones (4) y (5) se obtiene la relación:

$$\frac{P_4}{P_1} = \left(\frac{V_3}{V_2}\right)^k \quad \text{sustituyendo la ecuación (2) en dicha rela-}$$

ción se obtiene: $\frac{T_4}{T_1} = \left(\frac{V_3}{V_2}\right)^k \dots\dots\dots (6)$

De la ecuación (4) y debido a que $\frac{P_1}{P_2} = \frac{T_1}{T_2} \frac{V_2}{V_1}$ se obtiene -

$\frac{T_1}{T_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1}$ (7), sustituyendo los valores de las --
ecuaciones (3), (6) y (7) en la ecuación (1) se obtiene que --

$$1 - \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^{k-1} \times \frac{\left(\frac{V_3}{V_2}\right)^k - 1}{k \left(\frac{V_3}{V_2} - 1\right)} \quad \text{si hacemos } r = \frac{V_1}{V_2} = \text{relación de com-}$$

presión, la ecuación de la eficiencia queda como:

$$\eta = 1 - \frac{1}{r^{k-1}} \times \frac{\left(\frac{V_3}{V_2}\right)^k - 1}{k \left(\frac{V_3}{V_2} - 1\right)} \quad \text{..... (8)}$$

De esta ecuación se hace notar que para que el rendimiento del ciclo sea máximo, se necesita que la relación de compresión "r" sea máxima. Aumentando la relación arriba de 16:1 no existe gran aumento en el rendimiento, y en cambio la presión en el cilindro resulta muy elevada, con los consiguientes esfuerzos mecánicos sobre los anillos del émbolo y sobre los cojinetes. En la mayoría de los motores Diesel la relación de compresión está comprendida entre 12:1 y 16:1.

La relación de compresión en cada motor depende de la configuración del cilindro y de si el motor es de aspiración natural o turbocargada. La relación utilizada se ajusta para tener máxima eficiencia, facilidad de arranque y características de -- operación.

Observando más a fondo la ecuación (8) se ve que el rendimiento aumenta a medida que el valor de K se hace más grande. Esta posibilidad escapa del control mientras el oxígeno se tome del aire.

El rendimiento del ciclo teórico (Fig. 1) también aumenta cuando V_3/V_2 , denominada relación de carga, disminuye. V_2 es el volumen del espacio perjudicial, y V_3 es el volumen total en el momento de la inyección. Por lo tanto, para cargas reducidas el rendimiento del ciclo es más elevado, porque la relación de expansión es más grande; sin embargo, V_3 no puede reducirse -- mucho antes de que el rendimiento mecánico decrezca hasta el punto en el que el rendimiento térmico global comience a disminuir.

El consumo más bajo de combustible generalmente ocurre cerca de las condiciones de plena carga, y la potencia desarrollada en el eje es la máxima, en comparación con las pérdidas por rozamientos en tales condiciones.

La figura 2 muestra un diagrama del indicador típico de un motor Diesel.

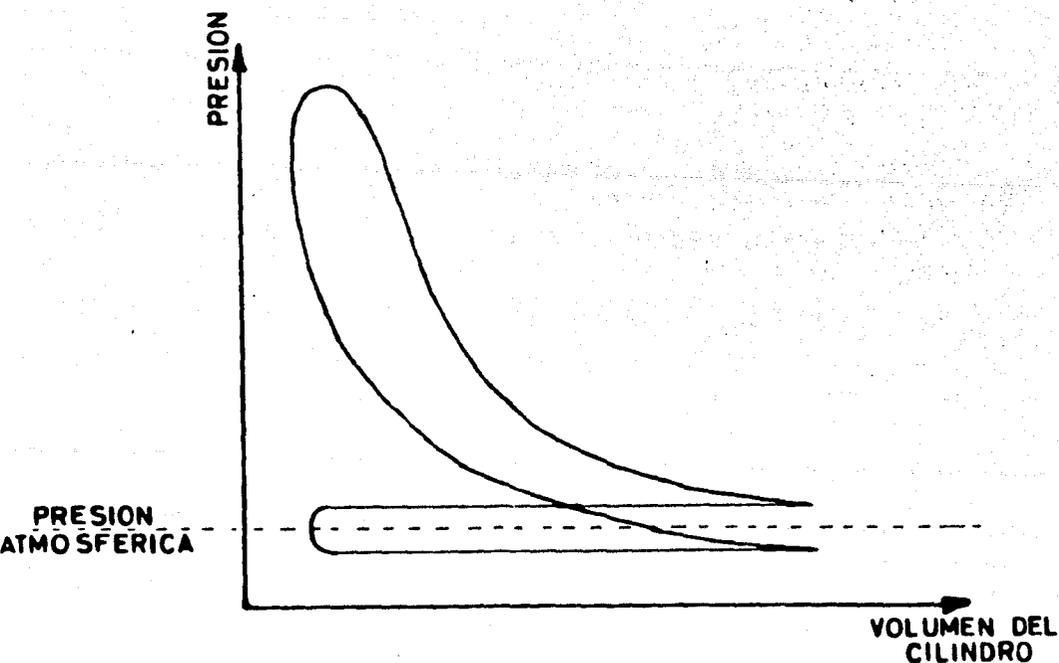


Figura 2.

Es de notarse que en la práctica, el ciclo ideal es diferente del ciclo teórico (Figs. 1 y 2). Esta diferencia existe principalmente por las siguientes razones:

1. El fluido comprimido no es aire puro, sino mezclado con otros gases, de manera que la mezcla posee propiedades diferentes de las supuestas y, principalmente, la relación entre los calores específicos a volumen constante y a presión constante no tiene exactamente el valor de 1.4 que se ha supuesto, sino que varía según las circunstancias.

2. Recientes experimentos han demostrado que en un mismo gas el calor específico no se mantiene constante, sino que varía cuando hay un cambio en la temperatura.

3. La compresión y la expansión no son adiabáticas, puesto que con la conductibilidad de las paredes del cilindro, cabeza y pistón, se realiza un intercambio de calor que altera la suposición de que aquellas transformaciones tienen lugar a calor constante.

4. La combustión no se realiza enteramente a presión constante. Algunas partículas de combustible se inflaman en retraso durante la primera parte de la carrera de expansión.

5. Debido al corto tiempo disponible para el escape, hay que abrir la válvula de escape un poco antes de llegar el pistón al punto muerto inferior, y por lo tanto, la expansión no se prolonga hasta el mismo volumen de aspiración.

6. Las válvulas de admisión y de escape estrangulan el paso de los gases y producen una depresión durante la carrera aspirante y una sobrepresión durante el escape.

Funcionamiento del Motor Diesel.

Para explicar el funcionamiento del motor Diesel, se mencionan algunas características importantes de su puesta en marcha. Para lograr la puesta en marcha existen varios procedimientos, entre los principales están los siguientes:

1. Por medio de un motor independiente, eléctrico o de gasolina.
2. Mediante el uso de un motor de corriente continua combinado con una batería de acumuladores (automotrices).
3. Usando aire comprimido.
4. Por medio del uso de una cámara de combustión auxiliar y
5. Mediante un arrancador del tipo de inercia.

En los motores estacionarios de uso industrial, el método más usado es el neumático, el cual resulta ser el más ventajoso en estos casos. El compresor usado suministra aire a presión suficiente para arrancar el motor. Dicho aire es obligado a penetrar en los depósitos, recipientes o botellas de aire de arranque. Los compresores de aire de arranque pueden ser de una o de mas fases.

El uso de un motor eléctrico para el arranque es muy usado en los motores instalados en camiones y autobuses, en los cuales el uso de un compresor resulta ser poco ventajoso debido principalmente al espacio que dicho compresor ocupa.

Para facilitar la puesta en marcha en tiempos fríos a algunos motores se les instala bujías de incandescencia en la cámara de combustión.

Una manera de facilitar la puesta en marcha de los motores con antecámara de combustión, es mediante el uso de los cartuchos de arranque. Estos cartuchos se hacen de papel sin cola impregnado de nitrato.

Existe un tipo de cartucho que entra por sí mismo en ignición, sin necesidad de encenderlo con una cerilla antes de colocarlo, y se pone incandescente a las temperaturas de compresión más bajas que pueden obtenerse arrancando un motor completamente frío.

Un motor Diesel de cuatro tiempos, consta de las siguientes -- operaciones fundamentales para su funcionamiento:

1. Una carrera de admisión para inducir dentro del cilindro únicamente aire. (Válvula de admisión abierta. Figura 3a).
2. Una carrera de compresión para llevar el aire hasta una temperatura superior a la del punto de encendido del combustible (ambas válvulas cerradas).
3. Inyección del combustible durante la primera parte de la carrera de expansión con una rapidez tal, que la presión se mantenga en un valor constante, siguiendo la expansión hasta el volumen inicial del cilindro -- (ambas válvulas cerradas).
4. Una carrera de escape para purgar del cilindro los gases quemados (válvula de escape abierta).

En un motor de cuatro tiempos para cada ciclo de potencia son necesarias dos revoluciones del cigüeñal. El pistón sirve como una bomba durante dos de los cuatro tiempos.

En el motor Diesel de dos tiempos cada segunda carrera del pistón es una de fuerza, es decir, se requiere una revolución del cigüeñal para cada ciclo de potencia. Pero se siguen efectuando los mismos cuatro procesos de operación.

En un motor Diesel existen varios sistemas importantes que sin ellos no sería posible el funcionamiento satisfactorio de dicho motor. A continuación se mencionan los más importantes:

- A. Sistema de Inyección.
- B. Sistema de Lubricación.
- C. Sistema de Enfriamiento.

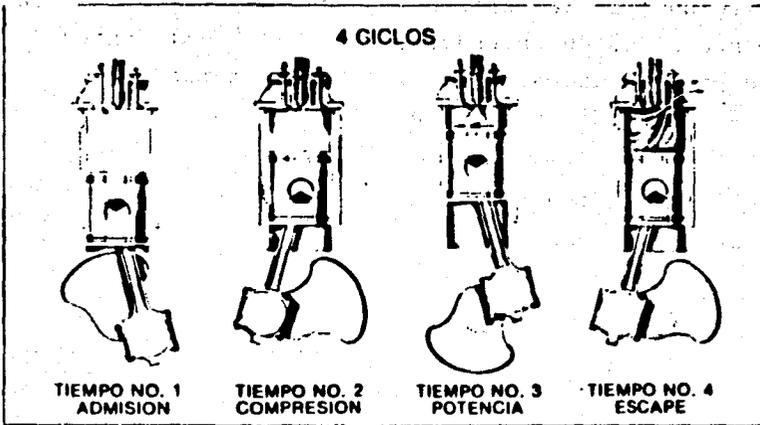


Figura 3a. Ciclos de Operación de un Motor Diesel de Cuatro Tiempos.

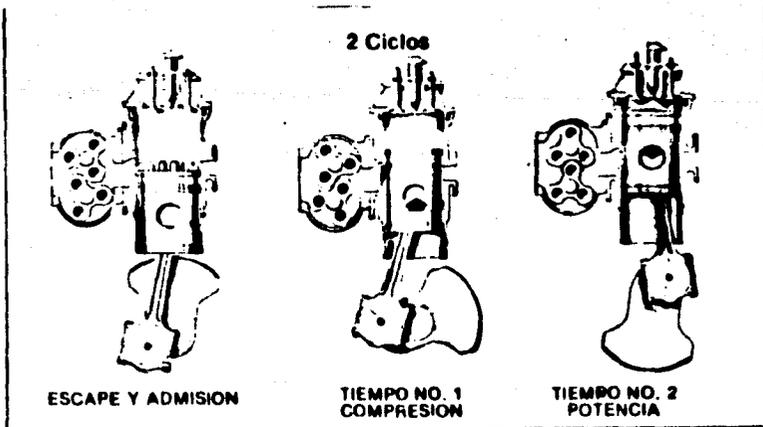


Figura 3b. Ciclos de Operación de un Motor Diesel de Dos Tiempos.

A. Sistema de Inyección.

El sistema de inyección es uno de los más importantes por lo que se hace necesario conocer con detalle su funcionamiento.

En el motor encendido por compresión, el sistema de inyección debe satisfacer los siguientes requisitos fundamentales:

1. Inyectar la cantidad de combustible requerida por la carga aplicada al motor y mantener esta cantidad medida:
 - a. Constante, de ciclo a ciclo de funcionamiento.
 - b. Constante, de cilindro a cilindro.
2. Inyectar el combustible en el instante correcto del ciclo, para todo el margen de velocidades del motor.
3. Inyectar el combustible en la proporción deseada para controlar la combustión y la elevación resultante de la presión.
4. Pulverizar totalmente el combustible, para conseguir una combustión completa y rápida con un retraso tan pequeño como sea posible.
5. Distribuir uniformemente el combustible en la cámara de combustión, con objeto de conseguir una combustión completa, aprovechando tanto como sea posible el combustible y el aire.
6. Iniciar y terminar la inyección, instantáneamente.

Existen cuatro sistemas básicos de inyección de combustible -- que se usan en motores Diesel de alta velocidad. A continuación se describen cada uno de ellos.

1. Sistema de Combustible Cummins PT.- Este sistema utiliza inyectores que miden (dosifican) e inyectan el combustible. La medición está basada en un principio de presión-tiempo. La presión en el inyector es aplicada por una bomba de ba

ja presión; el tiempo para la medición se determina con el intervalo en que permanece abierto el orificio de medición en el inyector. Este intervalo es establecido por la velocidad de rotación del motor, la cual determina el régimen de movimiento del émbolo del inyector. El movimiento descendente del émbolo del inyector expulsa la carga medida de combustible dentro del cilindro. Este método tiene tres importantes ventajas:

- a. Permite que el inyector efectúe todas las funciones de medición y de inyección.
- b. Inyecta combustible en una atomización muy fina que permite la combustión eficiente de una amplia gama de combustibles, desde combustible para hornos hasta combustible delgado para motores "jet".
- c. Un sistema de baja presión, con conductos comunes, elimina la aplicación de tubos de alta presión que van desde la bomba de combustible, hasta el cilindro; tal y como se encuentran en la mayoría de otros motores Diesel.

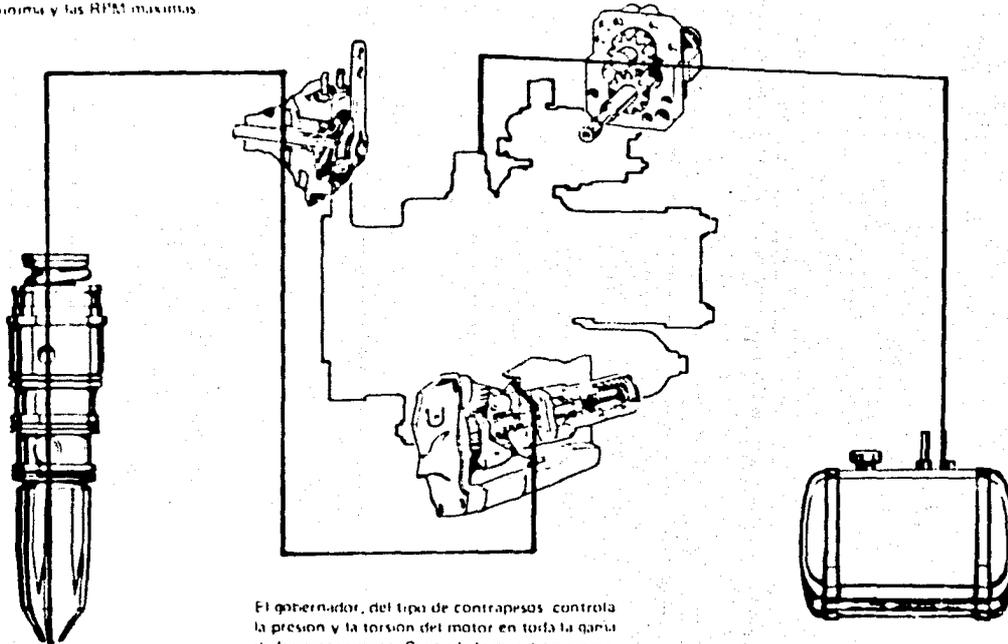
Tres componentes de la bomba de combustible PT controlan la presión del combustible en el inyector. Son una bomba de engranes, un gobernador mecánico con control integrado para la presión y un acelerador del tipo de restricción. La relación de estos elementos con el inyector se ilustran en la Figura 4.

Un solo tubo, para baja presión, desde la bomba de combustible, abastece a todos los inyectores. En consecuencia la presión en los inyectores y las cantidades de combustible descargadas en cada cilindro son iguales.

2. Sistema de Bombas Múltiples. Este sistema utiliza émbolos o elementos individuales para medir e inyectar el combustible en cada cilindro. Estas bombas están montadas en un lado del motor y están conectadas a los inyectores por tubos lar

El acelerador es solo un eje con un orificio. La abertura de este orificio con los conductos para combustible, determina la presión en los inyectores. El gobernador controla la marcha mínima y las RPM máximas.

Una sencilla bomba de engranes absorbe el combustible del tanque y lo entrega a baja presión a los inyectores.



El gobernador, del tipo de contrapesos controla la presión y la torsión del motor en toda la gama de funcionamiento. Controla la marcha mínima. Protege contra sobrerrevoluciones.

Figura 4.

gos, para combustible a alta presión. Este sistema diseñado originalmente para motores Diesel de baja velocidad, ha sido adaptado a un buen número de modelos de alta velocidad.

Sus desventajas son:

- a. Es de mantenimiento difícil y costoso.
- b. La variación en la sincronización de la inyección (en relación con los pistones) en aplicaciones de velocidad variable, afecta de manera adversa el consumo y rendimiento.
- c. Las presiones insuficientes para un buen aprovechamiento de la cámara de combustión tipo abierto, producen demoras en la ignición y detonaciones con muchos combustibles de grado comercial.

En algunos motores se utilizan complicados gobernadores para sincronización, para reducir el efecto de la segunda desventaja.

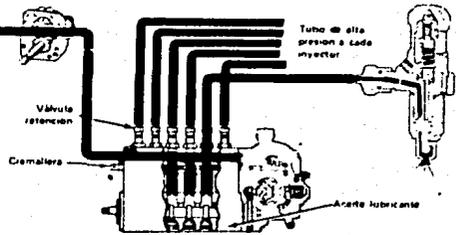
En la figura 5 se muestran los elementos fundamentales con que cuenta el sistema de inyección de bombas múltiples.

3. Sistema de Inyectores Unitarios. Este sistema asigna las funciones de medición y de inyección en el inyector. El principio de medición con un elemento o émbolo, hélice y cremallera, es similar al sistema de bombas múltiples; pero tiene lugar en el inyector individual.

La rotación del émbolo por la cremallera, cambia la posición de la hélice y controla la medición. El émbolo obliga al combustible a salir por la válvula de inyección hacia la cámara de combustión. Este sistema es complicado porque cada inyector tiene una cremallera de combustible, que crea problemas de medición y sincronización uniformes en los cilindros.

El sistema de inyectores unitarios es sensible a los grados de combustible y requiere combustible de máxima calidad. En la figura 6 se muestra, en forma sencilla, este tipo de sistema.

La medición se controla con el acelerador que actúa por medio de una cremallera y engraves que hacen girar a los elementos individuales con ranuras helicoidales para medición. El acelerador y el gobernador mecánico o hidráulico (dependiendo) mueven a la cremallera, se cambian su posición junto con las ranuras de medición en el engrave. La presión para inyección se obtiene con el movimiento ascendente de los elementos, accionados por el árbol de levas de la bomba. Válvulas de retención impiden el retorno de combustible desde los tubos. Los elementos se ordenan ajustar individualmente, para tener la certeza de que la inyección y la ignición ocurrirán en el momento correcto. Los tubos para alta presión ocasionan alto consumo de combustible a RPM bajas y medianas en motores de alta velocidad. El desgaste desigual de los elementos produce funcionamiento brusco. Para un funcionamiento satisfactorio en aplicaciones automotrices y otras de velocidad variable se necesitan complicados gobernadores para sin cronización.



El combustible se entrega al inyector a alta presión. La presión abre la válvula del inyector y deja pasar el combustible a la cámara de combustión. Algunos motores que usan este sistema necesitan cámaras de pre-combustión o de turbulencia para lograr la mezcla correcta de aire y combustible.

Figura 5.

La bomba de engraves para transferencia mueve el combustible desde el tanque hasta los inyectores, a baja presión, con un solo tubo. El gobernador y acelerador le la dirección controlan la medición de combustible en los inyectores por medio de varillas, balancines del tubo de control y cremalleras individuales.

Se requiere un gobernador externo para controlar la medición del combustible. El varillaje entre el gobernador y el tubo de control se debe mantener bien ajustado.

Cada inyector requiere dos ajustes: 1) a las ranuras de la cremallera (dependiendo) para ajustar el modo que cada inyector recibe una cantidad equis de combustible y, 2) a las varillas y balancines de inyector (dependiendo) para estar bien ajustados para tener sincronización correcta de inyección y combustión.

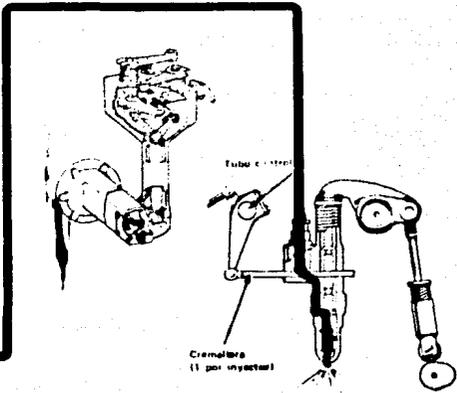
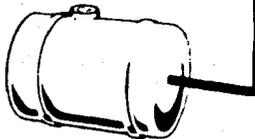
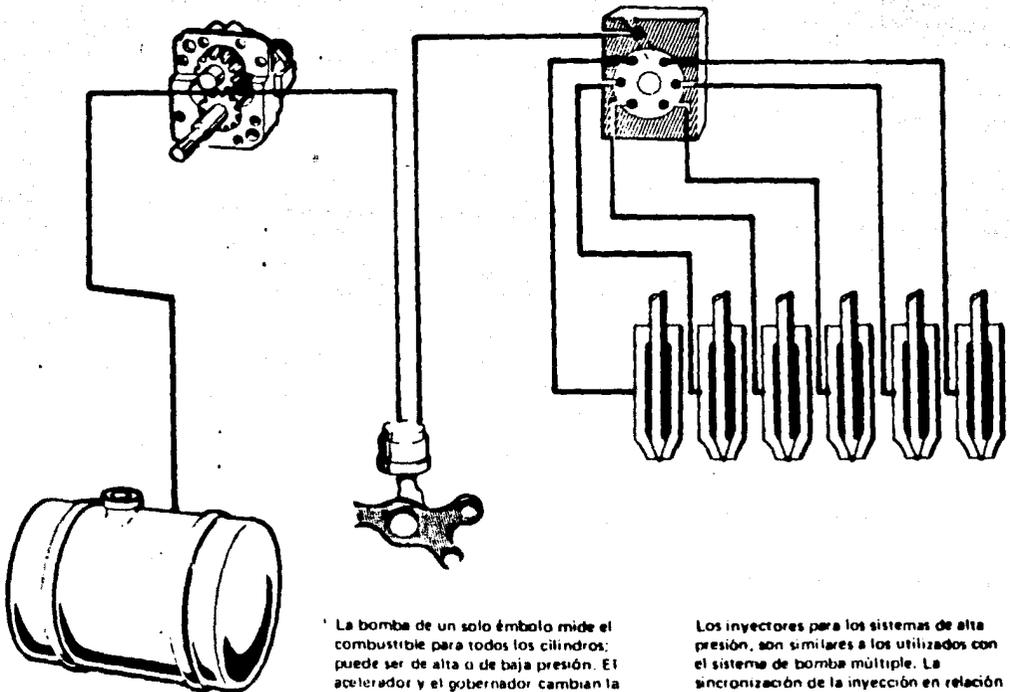


Figura 6.

4. Sistema de Distribuidor.- El sistema de distribuidor utiliza una bomba de medición con un solo émbolo para medir el combustible para todos los cilindros. El gobernador y el acelerador controlan la longitud de la carrera. La distribución a los cilindros se controla con un disco rotatorio o ejes con orificios situados para sincronizar la carrera de entrega de la bomba de medición con los diversos cilindros. Los actuales sistemas de distribuidor, tienen tubos de alta presión para suministrar el combustible a los cilindros. En la figura 7 se muestra este tipo de sistema.

La bomba de engranes absorbe el combustible del tanque y lo entrega a la bomba de medición.

El disco rotor distribuidor está sincronizado con el émbolo de la bomba y con los cilindros, en orden.



La bomba de un solo émbolo mide el combustible para todos los cilindros; puede ser de alta o de baja presión. El acelerador y el gobernador cambian la longitud de la carrera y la cantidad de combustible medido.

Los inyectores para los sistemas de alta presión, son similares a los utilizados con el sistema de bomba múltiple. La sincronización de la inyección en relación con los pistones, varía y afecta el rendimiento, consumo de combustible y duración, en una forma adversa.

Figura 7.

B. Sistema de Lubricación.

El sistema de lubricación tiene como principales objetivos:

1. Reducir a un mínimo los esfuerzos de fricción.
2. Evitar el contacto directo de metal con metal en las piezas en movimiento.
3. Disminuir el desgaste.
4. Impedir la oxidación de las piezas.
5. Eliminar el carbón, polvo y partículas metálicas.
6. Refrigerar internamente al motor.
7. Formar una junta para los gases en los anillos del pistón.

Para una buena lubricación del motor, el aceite debe ser el -- adecuado para poder abarcar una amplia gama de velocidades, -- cargas y temperaturas. Algunas propiedades convenientes en un lubricante son las siguientes:

- a. Baja viscosidad.
- b. No cambiar de viscosidad con la temperatura.
- c. Estabilidad química.
- d. Acción detergente.
- e. Carencia de volatilidad.
- f. No ser inflamable.

Un aceite de baja viscosidad reduce la fricción del motor y me jora su funcionamiento; no obstante, su viscosidad no debe ser tan baja que lleguen a averiarse los cojinetes, o que pase una cantidad excesiva de aceite a través de los anillos del pistón.

El consumo de aceite es una función de:

1. La velocidad del motor.
2. La temperatura del aceite.
3. La viscosidad del aceite.
4. La volatilidad del aceite.
5. El diseño del pistón y anillo.
6. El estado del desgaste del cilindro y anillos.

Las tres formas en que se puede perder aceite en un motor son:

- a. Quemándose sobre las paredes del cilindro.
- b. Lugas a través de juntas y cierres.
- c. Vaporización a través del tubo de respiración del carter.

Un funcionamiento a elevada velocidad, acelera las tres causas.

C. Sistema de Refrigeración.

En la figura 8 se presenta un sistema de refrigeración, de tipo líquido, aplicado a un motor Diesel. El termostato mantiene la temperatura deseada en el bloque del motor antes de dejar circular el refrigerante por el radiador (una derivación permite la circulación a través del motor cuando el termostato está cerrado). No solamente interesa mantener un gradiente mínimo de temperatura a través del bloque del motor, sino que el caudal de agua debe regularse de manera que la temperatura sea lo suficientemente alta en todo el motor para impedir que los cilindros se desgasten a causa de la corrosión desarrollada a bajas temperaturas. La instalación está construida de forma que no entre aire y para dirigir el refrigerante a las partes críticas, tales como los asientos de las válvulas de escape.

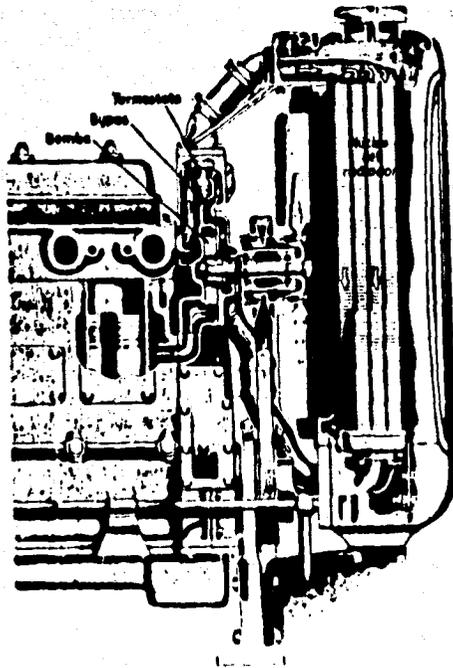


Figura 8.

Principales Aditamentos Utilizados en Motores Diesel para Mejorar su Funcionamiento.

Con objeto de mejorar el funcionamiento de los motores -- Diesel, se usan algunos aditamentos como son:

- A. El turbocargador.
- B. El mismo turbocargador con postenfriador.
- C. La cámara de pre-combustión.

A. El Turbocargador.

El efecto de sobrealimentar tiene como principal objetivo incrementar la carga de aire para permitir la combustión de una cantidad mayor de combustible y así incrementar la potencia de la máquina. El sobrealimentador se usa en máquinas de cuatro tiempos, en los siguientes casos:

1. Para vencer el efecto de la altitud, tanto en vehículos como en instalaciones estacionarias situadas en lugares elevados.
2. Para reducir la relación peso/potencia en aplicaciones vehiculares.
3. Para reducir el volumen de la máquina y así poder adaptarse dentro de un espacio limitado, tales como en locomotoras y máquinas marinas.
4. Para incrementar la potencia de una máquina existente cuando se requiere una potencia mayor, tal como en tuberías de estaciones de bombeo.

En los motores instalados en lugares elevados, hay que tener en cuenta que la presión atmosférica es inferior a 760 mm de mercurio, es decir, la presión atmosférica correspondiente al nivel del mar. Se comprende que la presión media normal será cada vez menor a medida que la altitud de emplazamiento del motor sea más elevada. Este hecho ha conducido a pensar en amentar artificialmente la presión de aspiración, lo cual equivale

a trabajar en una atmósfera de mayor densidad que la existente al nivel del mar y, por consiguiente, con un factor de altitud mayor que la unidad.

En los últimos diez años se ha avanzado considerablemente en este sentido y en la actualidad son muchos los motores que trabajan con la aspiración recargada, llamados también motores sobrealimentados.

Es notablemente ventajoso el accionamiento del ventilador mediante una turbina que utilice los gases de escape del mismo motor, ya que, en todo caso, aquellos gases poseen una energía muy apreciable cuya utilización parcial es conveniente desde todos los puntos de vista. Un aditamento que aprovecha esta energía es el llamado turbocargador que consisten en una turbina de gas y un compresor centrífugo montados en un eje común.

La energía cinética del aire cuando sale del compresor, se transforma en presión por medio del efecto de un difusor.

Los turbocargadores son pequeños y ligeros y se les usa en motores estacionarios, en los instalados en locomotoras y en motores marinos principalmente.

La figura 9 muestra un corte de un turbocargador Büchi y en la figura 10 se muestra el de un sobrealimentador Roots de desplazamiento positivo, el cual es accionado por el eje del motor. Los sobrealimentadores Roots se usan con dos o tres lóbulos. Los de tres lóbulos con superficie helicoidal se usan para obtener mejor uniformidad en el flujo de aire.

Los turbocargadores Rateau y el Büchi son muy usados en la actualidad, utilizándose éste último para sobrealimentar motores de aproximadamente 250 C.P. en adelante.

Mediante la sobrealimentación se consigue un considerable aumento de potencia sin fatigar ningún órgano de la máquina; en efecto, los espesores de la camisa, cabeza de cilindro, fondo del pistón, las dimensiones del vástago, biela y cigüeñal, y en fin,

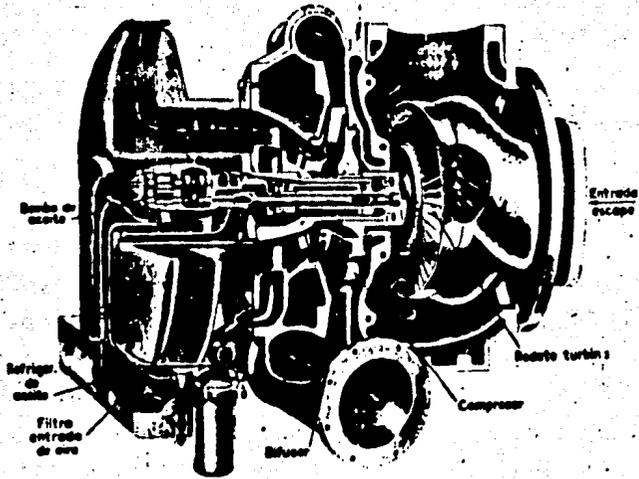


Figura 9. Turbocargador Buchi.

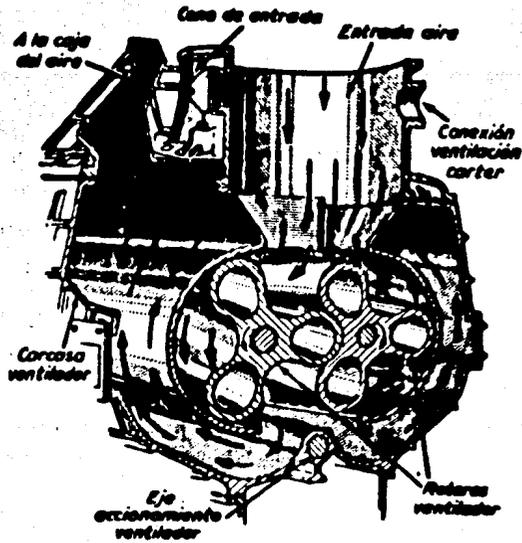


Figura 10. Sobrealimentador Roots.

todas las piezas de trabajo se calculan para la máxima presión de los gases en el cilindro, pero esta presión máxima sólo actúa durante una pequeña fracción del desarrollo del ciclo; la sobrealimentación aumenta el tiempo durante el cual obra esta presión máxima, pero sin aumentar su valor, de modo que las -- fatigas en cada pieza permanecen invariables.

Puesto que la presión máxima permanece invariable, las fuerzas nocivas de rozamiento en las articulaciones son prácticamente las mismas; pero como el motor sobrealimentado desarrolla más potencia que el ordinario, resulta que el porcentaje de trabajo absorbido por el rozamiento es menor en el sobrealimentado. De aquí que el rendimiento mecánico con la aspiración recargada es más alto que en motores ordinarios.

La figura 11 muestra la ganancia de potencia obtenida mediante el uso de un turbocargador Büchi en un motor encendido por com presión de ocho cilindros de 20.3 cm x 27 cm. Asimismo, en la figura 12 se muestra la eficiencia mecánica de un motor Cummins Diesel de seis cilindros de 17.8 cm x 25.4 cm a diferentes velocidades y presión media efectiva cuando se opera con un sobrealimentador Roots.

En un motor con sobrealimentador es tan completa o más que en el motor ordinario, pues una de las mayores ventajas de la sobrealimentación en las máquinas de cuatro tiempos es producir el barrido de los gases residuales del ciclo anterior.

La sobrealimentación, antes de fatigar anormalmente las piezas de trabajo, reduce los esfuerzos en algunas de ellas. Por ejemplo, la camisa, cabeza de cilindro y fondo del pistón que forman las paredes de la cámara de combustión, trabajan más descansadas cuando se sobrealimenta el motor, a pesar de desarrollar mayor potencia; la causa de ello es la menor oscilación de temperatura y el menor flujo de calor a través de las citadas paredes. En efecto, el enérgico barrido de que hemos hablado, las refrigera precisamente por la cara donde reciben el

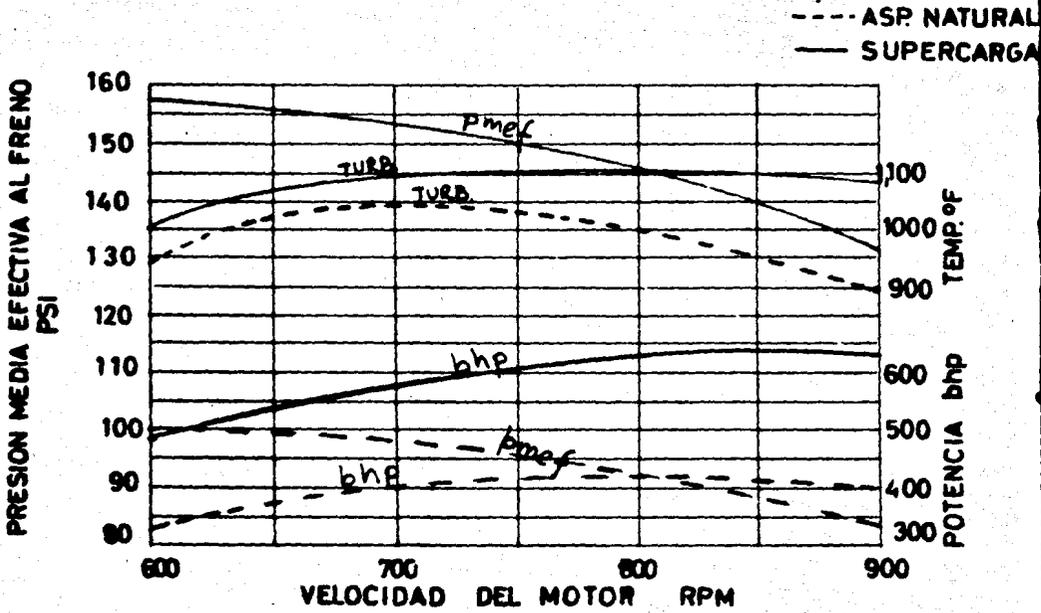


Figura 11. Efecto de Supercarga por un Turbosoplador Buchi-Elliot.

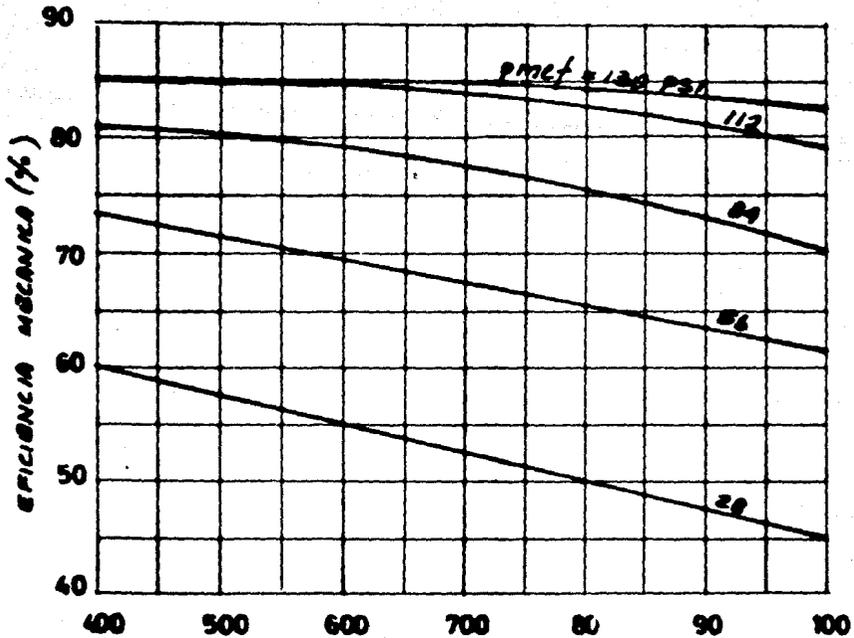


Figura 12. Eficiencias Mecánicas de un Cummins Supercargado.

calor, y la mayor masa de aire introducido en cada ciclo hace que la temperatura inicial de éste sea inferior a la del ciclo ordinario; el aumento de temperatura durante la compresión sólo depende de la relación de compresión; pero como en los motores sobrealimentados la relación entre el volumen total y el volumen del espacio muerto es menor que en los ordinarios, resulta una temperatura final de compresión muy inferior al caso del motor ordinario, la variación de la temperatura será la misma con sobrealimentación que sin ella, pero sus valores absolutos quedarán menores proporcionalmente a los de final de compresión. Resulta pues, que el calor transmitido en cada momento del ciclo por las paredes del cilindro al agua refrigerante es mucho más moderado y por lo tanto, la fatiga térmica de aquellas piezas es inferior en el caso de sobrealimentación.

El único lugar de la máquina donde la sobrealimentación produce un esfuerzo superior al correspondiente en el motor ordinario, es en el empuje lateral del pistón contra la camisa (pistones de troneo) o del patín contra su corredera (máquinas con cruceta), puesto que la presión máxima se mantiene durante una mayor fracción de la carrera y la oblicuidad de la biela es mayor al final de la combustión.

En el caso de pistones de tronco, ese suplemento de presión lateral no tiene gran importancia porque dicha presión siempre es muy baja debido a la amplia superficie de apoyo del pistón. En el caso de máquinas con cruceta obliga a dimensionar ampliamente el área del patín, o bien, si se trata de un motor construido sin vistas a la sobrealimentación, emplear un metal antifricción que soporte la presión antes mencionada.

Mediante la sobrealimentación se aumenta la potencia hasta en un 50% de la obtenida sin sobrealimentación sin cambiar el rendimiento térmico.

B. El Turbocargador con Postenfriador.

El aire de admisión al pasar por el compresor centrífugo, aumenta su temperatura debido principalmente a que la tur-

bina, la cual acciona dicho compresor, se encuentra aproximadamente a la misma temperatura de los gases de escape. Esto hace que el aire de admisión aumente su volumen disminuyendo así su densidad. Se disminuye considerablemente este efecto mediante la instalación de un enfriador a la salida del compresor, provisto de agua como refrigerante.

El postenfriador elimina el calor del aire a presión de admisión para aumentar la densidad del aire, mejorar la combustión y reducir la temperatura de escape.

Con más aire por unidad de volumen el motor puede quemar más combustible y aumentar así su potencia.

En la figura 13 se muestra el sistema de admisión antes mencionado.

C. Cámara de Pre-combustión.

Debido a la necesidad cada vez mayor de crear una mejor mezcla de aire-combustible para obtener una combustión completa, se utiliza en algunos motores Diesel, la cámara de pre-combustión (Fig. 14). Mediante esta cámara se logra un mejor atomizado de varios combustibles, permitiendo trabajar entre amplios límites de velocidad y de carga sin producir humo excesivo. La teoría de la cámara de pre-combustión, se basa en que todo aceite combustible contiene cierta cantidad de hidrocarburos ligeros, los cuales se volatilizan a temperaturas relativamente bajas. La combustión de estos cuerpos más ligeros en la cámara de pre-combustión suministra la energía mediante la cual el resto de la carga es introducido con violencia en el cilindro, con una gran turbulencia y excelente mezclado. La cámara de pre-combustión permite el funcionamiento en vacío durante prolongados periodos de tiempo sin que se tape la boquilla de inyección, y así mismo, permite emplear boquillas de inyección con un solo orificio.

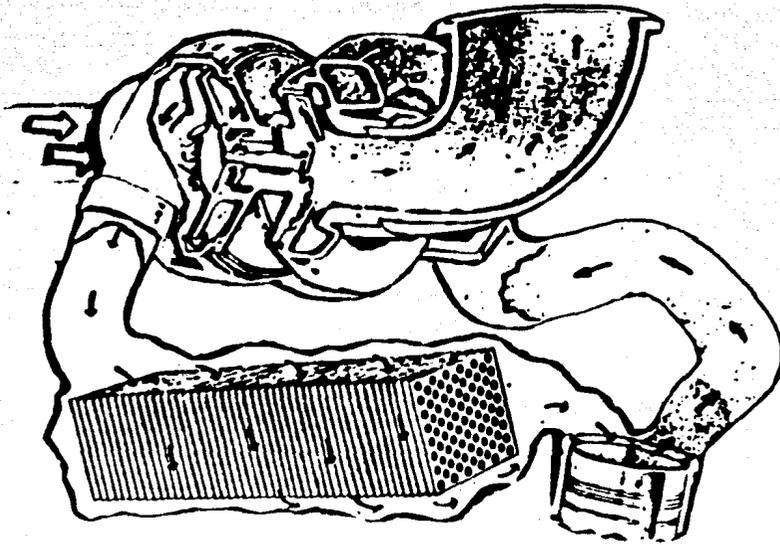


Figura 13. Turbocargador con Postenfriador.

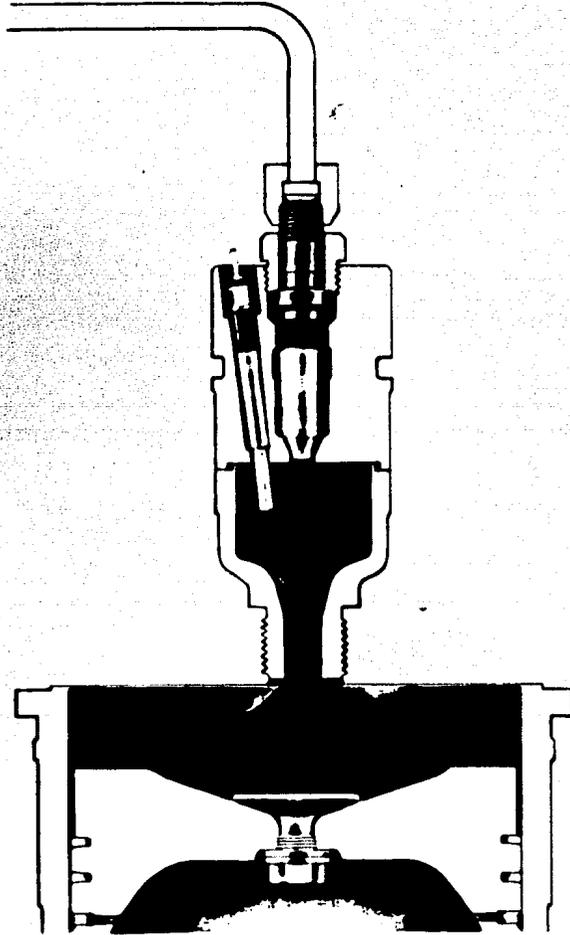


Figura 14. Sistema de Cámara de Pre-combustión.

Comparación del Ciclo Diesel con el Ciclo Otto.

La eficiencia de un motor de gasolina con ciclo Otto ideal, está dada por la fórmula:

$$\eta = 1 - \frac{r}{r^{k-1}} ; \text{ donde } r = \frac{V_1}{V_2} , \text{ y } k = \frac{C_p}{C_v} = 1.4$$

V_1 = Volumen del cilindro al inicio de la carrera de compresión.

V_2 = Volumen del espacio perjudicial.

Analizando la fórmula anterior, se observa que η crece cuando V_1 se hace grande con relación a V_2 , es decir, cuando crece la relación de compresión. En la práctica, la máxima relación de compresión que puede conseguirse en un motor Otto viene determinada por la calidad del combustible empleado. Como consecuencia su rendimiento viene limitado por la relación de compresión máxima que el combustible puede soportar.

Los motores modernos de gasolina tienen relaciones de compresión entre 5:1 y 10:1 (Fig. 15). Si se utilizasen relaciones de compresión más altas, ocurriría encendido prematuro. Con las relaciones de compresión elevadas, se debe utilizar gasolina de alto octanaje, destinada a demorar la ignición. La gasolina de alto octanaje cuesta más.

Comparando las ecuaciones de las eficiencias de los ciclos térmicos de los motores Otto y Diesel se puede demostrar que para la misma relación de compresión el ciclo Otto es más eficiente, debido a la combustión a volumen constante supuesta en el mismo. Sin embargo, el ciclo Diesel no está limitado a la misma relación de compresión que el ciclo Otto.

En la práctica los rendimientos térmicos reales son más elevados en los motores Diesel que en los Otto; valores típicos son 30 a 35% para los primeros, y 20 a 27% para los segundos.

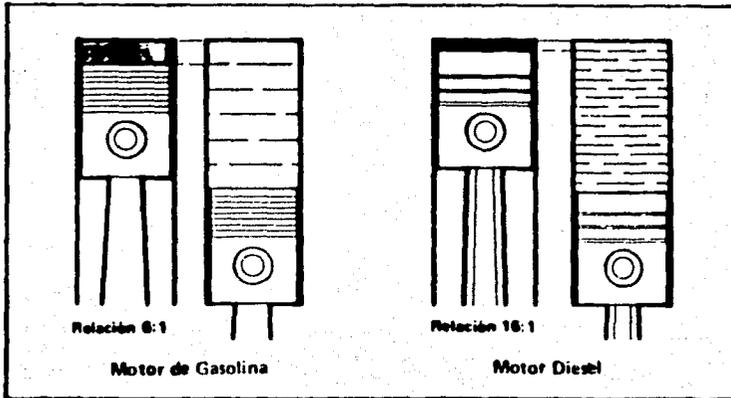


Figura 15. Relaciones de Compresión Típicas en un Motor de Gasolina y uno de Diesel.

Las relaciones de compresión elevadas producen mayor expansión de gases en el cilindro después de la combustión. Por tanto, un porcentaje más alto de combustible se convierte en potencia. Las gráficas muestran que los motores Diesel convierten un mayor porcentaje de la energía del combustible en potencia y que se pierde menos energía en el caso. Incluso con cargas livianas, el Diesel convierte aproximadamente el mismo porcentaje de combustible en potencia, que con plena carga. En un motor de gasolina, con carga parcial, disminuye el porcentaje de potencia y aumentan las pérdidas de calor en el escape y en la solución enfriadora. En estas condiciones, el ventilador y la bomba de agua funcionan a muy baja velocidad y con mínima eficiencia. Esta situación, en ocasiones, produce sobrecalentamiento de los motores de gasolina entre tránsito intenso en un día caluroso.

Un motor Diesel no tiene carburador; por lo tanto, se admite o bien, se sopla a los cilindros una carga completa de aire en todas las posiciones del acelerador. Un Diesel no sufre las -

pérdidas comunes en un motor de gasolina por causa del estrangulador ni por el bombeo del acelerador (cuando la mariposa está cerrada) con carga parcial. En un Diesel en marcha mínima, sólo se mezcla una pequeña carga de combustible con una carga completa de aire.

Las ventajas inherentes al uso del combustible Diesel son: mayor poder calorífico que la gasolina y menor costo actual en México que ésta última.

La ignición en el motor Diesel se efectúa exclusivamente debido a la alta compresión, sin necesidad de chispa eléctrica, lo que nos lleva a prescindir de partes eléctricas como son: las bujías, platinos, condensador, etc., estas partes requieren de un mantenimiento frecuente, lo que no se hace necesario en el motor Diesel, que requiere de menor mantenimiento.

Este motor llega a tener mayor vida útil debido a que opera a menor número de revoluciones.

Todo lo antes mencionado nos conduce a una mayor economía de operación del motor Diesel con respecto al de gasolina.

En cuanto a la contaminación, hay menor emisión de hidrocarburos y de monóxido de carbono.

A continuación, se mencionan las principales desventajas del motor Diesel con respecto al de gasolina:

1. Actualmente en México, el costo de adquisición del motor Diesel es más elevado que el de gasolina, lo cual constituye una verdadera desventaja para la competitividad en el mercado nacional, sin olvidar que en lo que respecta a su funcionamiento, el costo de operación es menor que el de gasolina.
2. Debido a que el motor Diesel trabaja con una mayor compresión, se hace necesario darle mayor robustez, lo que da por resultado mayor peso de inercia que el motor de gasolina para igual desplazamiento.

3. En cuanto a contaminación, las emisiones resultan de un olor más desagradable, los productos de la combustión tienen más particulados (humos), es decir, la combustión perfecta del Diesel tiene mayor coloración que la de la gasolina, pero contamina menos el medio ambiente. Además, el ruido emitido es mayor para un mismo porcentaje de potencia consumida.

CAPITULO II.

LA INDUSTRIA DE MOTORES DIESEL EN MEXICO.

ANTECEDENTES Y SITUACION ACTUAL.

Debido a que el fin primordial de esta tesis es el de sentar las bases para la instalación de una planta fabricante de motores Diesel de 400 C.P., es recomendable antes de continuar con la misma, conocer las causas que motivaron la instalación de las plantas existentes, las dificultades que sortearon (devaluación monetaria, política cambiante, etc.), los incentivos que tuvieron, así como sus principales campos de aplicación. La utilidad de estos datos resulta obvia, ya que nos brindan una visión retrospectiva y nos fincan las bases para saber si el proyecto es viable o no, para ello a continuación ofrecemos una breve semblanza de los siete principales proveedores de motores Diesel en México.

Motores Perkins.

Motores Perkins se formó cuando la compañía Chrysler de México decidió incursionar en el mercado nacional de motores Diesel. En el año de 1973 pasó a ser una empresa con participación estatal, al comprar Dina el 60% de sus acciones, quedando el 40% en propiedad de Chrysler de México, Massey Ferguson y Nacional Financiera (NAFINSA).

La planta se encuentra ubicada en la Ciudad de Toluca, Edo de México, contando con un número aproximado de 550 obreros, quienes contribuyen a la producción de 71 modelos de motores diferentes.

El actual grado de integración nacional es del 72%, por lo que el 28% restante se debe a importaciones, principalmente a Inglaterra, en piezas y componentes como son el cigüeñal, engranes, bomba de aceite, bomba de inyección, etc.

La producción actual de la planta es de 20,000 motores anuales pero se pretende llegar, en poco tiempo, a una producción de 36,000 motores anuales.

La empresa Perkins fabrica motores Diesel en un rango de potencia de 53 a 122 C.P. y desde 1,500 a 1,800 R.P.M., para lo cual cuenta con dos motores básicos, uno de cuatro y otro de seis cilindros, ambos en línea, a partir de los cuales se obtienen 71 modelos con características específicas según su utilización.

Motoequipos, S.A.

Motoequipos se fundó en el año de 1958 en Papalotla, Tlax. iniciando sus actividades con la venta de aproximadamente 50 motores anuales, todos de importación y de aplicación industrial. En el año de 1966, el Gobierno Mexicano decidió nacionalizar la producción de motores, por lo que Rolls Royce inició la fabricación de éstos en México. En 1967, se instaló la planta con una capacidad de 2,500 motores anuales, en este mismo año, hizo su aparición la Asociación Dina-Cummins, por lo que el Gobierno Mexicano le retiró el permiso de fabricar motores Diesel de aplicación automotriz. Esta operación por parte del Gobierno afectó mucho a la empresa, por lo que su propietario tuvo que vender sus acciones al Banco Nacional de México.

En el año de 1971, el Banco Nacional de México, conjuntamente con la compañía Rolls Royce de Inglaterra, al ver que existía la maquinaria suficiente para trabajar, realizaron un estudio en el cual se veía la posibilidad de crear un programa de maquila, programa que hasta hoy sigue vigente, ya que se maquinan componentes para empresas como Cummins Mexicana, Lister Diesel Mexicana, Motores Perkins, etc.

A partir del periodo comprendido entre 1972 y 1973, Motoequipos incrementó sus ventas en un 100% y en el año de 1975, llegó a vender 407 motores Rolls Royce.

En el año de 1974, Volvo Penta (firma sueca) pasó a ser repre-

sentada por esta empresa, a la cual ingresó posteriormente --- Waukesha (firma norteamericana), en el año de 1975.

Actualmente las acciones de esta empresa se encuentran dividi-
das en la siguiente forma: el 55% es de propiedad mexicana ---
mientras que el 45% restante se encuentra repartido entre Vol-
vo Penta (firma sueca), Rolls Royce (firma inglesa) y Waukesha
(firma norteamericana).

La producción de Motoequipos, S.A. es de dos motores Rolls Roy
ce y de tres Volvo Penta por día, siendo de éstos últimos dos
para aplicación industrial y uno para aplicación marina.

Se cuenta con un total de 350 personas de mano de obra directa
e indirecta. Esta empresa sostiene relaciones con la planta -
matriz de Rolls Royce que se encuentra en Inglaterra, siendo -
en ese lugar donde se realiza la capacitación del personal que
así lo requiera. Los motores que Motoequipos vende son princi-
palmente para uso industrial, pudiendo ser portátiles o esta-
cionarios. Gran parte de estos motores son vendidos a Pemex,
como los de marca Waukesha que son motores de gran potencia, -
para perforación de pozos petroleros; los motores Rolls Royce
son muy utilizados en dragas y tractores y el Volvo Penta para
bombeo industrial.

Lister Diesel Mexicana.

Esta empresa se encuentra localizada en Puebla, Pue. y --
tiene una producción que varía entre los 200 y 220 motores men-
suales, una parte de dicha producción se exporta a Costa Rica
y Panamá.

En esta planta se producen cinco motores diferentes que -
cubren potencias que varían entre los 6.5 C.P. y 59 C.P.

En promedio, el grado nacional de integración es del 60%, aun-
que a corto plazo se prevén ampliaciones que harán que la ---
planta sea autosuficiente en lo que a piezas de fundición se -
refiere.

Mexicana de Tractores y Maquinaria, S.A. (Caterpillar).

Caterpillar inició sus actividades en México, tomando como su representante a MEXTRAC (Mexicana de Tractores y Maquinaria), en el año de 1926. Para ese entonces no existía restricción en cuanto al permiso de importación y por lo tanto se podía importar más motores Diesel que en la actualidad. Con la aparición de las empresas Cummins y Rolls Royce en el mercado, la importación de motores se vió reducida de tal manera que en la actualidad sólo se importan 100 motores al año, motores que llegan al país integrados en equipo de construcción, equipo industrial, etc.

La empresa matriz de Caterpillar se encuentra localizada en la Ciudad de Peoria, Illinois (U.S.A.) y como se había mencionado anteriormente, ésta es representada por MEXTRAC, la cual cuenta con un total de 800 empleados.

International Harvester, S.A.

Esta empresa se inauguró en 1947, y desde sus inicios se localizó en Saltillo, Coah., dedicándose en ese entonces a la maquila y fabricación de repuestos automotrices.

Durante el periodo de 1947 a 1964 se fabricaron también ocho modelos de camiones y camionetas con motores D-310 y D-358 de importación.

En el año de 1966 se empezó la fabricación de motores, cuando se importaron de Alemania dos motores pilotos, el D-179 y el D-206, de tres y cuatro cilindros respectivamente, contando en ese entonces con asistencia de técnicos franceses, alemanes e italianos. Se fabricaron 10 de estos motores, los cuales eran de aplicación agrícola (tractores) y estuvieron a prueba, hasta que tres años después, a finales de 1968, estos modelos de motores salieron a la venta.

Hacia fines de 1966, se importaron también otros dos motores pilotos, el D-310 y el D-358, los cuales se empezaron a fabricar hacia fines del año de 1977, manteniéndolos en prueba cer-

ca de dos años, periodo después del cual, éstos salieron a la venta, con aplicación agrícola (tractores).

Actualmente esta empresa cuenta con 1,200 obreros aproximadamente los cuales fabrican un promedio de 70 motores/día. Para este año se espera tener una producción de 17,000 motores. Próximamente International Harvester, se fisionará en tres nuevas empresas, cada una de las cuales utilizará estos motores en -- sus diferentes aplicaciones, es decir, en aplicaciones automotriz, agrícola e industrial, respectivamente.

Detroit Diesel Allison.

Esta empresa inició sus actividades en México en el año de 1938 importando dos tipos de motores de gasolina. Actualmente se dedica únicamente a la importación y servicio de motores Diesel y su total de ventas en México es de aproximadamente 1,500 motores anuales, encontrándose a Mexicana de Autobuses (MASA), como uno de sus principales compradores. Debido a que este motor es muy utilizado en autobuses integrales, se -- consideró como las importaciones de dicho motor a las ventas -- de este tipo de autobuses, reportadas por la AMIA (Asociación Mexicana de la Industria Automotriz).

Las importaciones que se presentaron durante los años de 1970 a 1976 fueron las siguientes:

<u>1970</u>	<u>1971</u>	<u>1972</u>	<u>1973</u>	<u>1974</u>	<u>1975</u>	<u>1976</u>
940	954	1065	1245	1348	1664	1408

La demanda (9), para las importaciones del motor Detroit Diesel, hasta el año de 1982, es la siguiente:

<u>1977</u>	<u>1978</u>	<u>1979</u>	<u>1980</u>	<u>1981</u>	<u>1982</u>
1200	1475	1450	1300	1000	700

Se prevé que la disminución en las importaciones se debe a incremento en la penetración de los motores NH/NT.

Diesel Nacional (DINA).

Diesel Nacional inició sus actividades en el año de 1955. Durante el periodo de 1955 a 1959 produjo 1076 camiones (de los cuales sólo 90 contaban con componentes de fabricación nacional), y 5,700 automóviles; el camión que se ensamblaba era el Fiat 682, de 160 H.P. y el automóvil Fiat 1100 y 1400. En ese entonces DINA sólo contaba con 500 máquinas herramientas nuevas.

A fines del año 1959, DINA dejó de operar con la empresa Fiat, para firmar un convenio con la empresa Renault (15 de enero de 1960), empresa con la que actualmente opera.

El 20 de abril de 1960, se iniciaron las negociaciones con Cummins, y en 1963, se pretendía vender esta empresa a International Harvester, operación que fue suspendida hacia fines del mismo año.

Actualmente, esta empresa opera con la firma Renault para la fabricación de automóviles, y con Cummins Mexicana en la fabricación de motores Diesel.

MOTORES DIESEL EXISTENTES EN MEXICO.

Como se mencionó al inicio de este Capítulo, son siete las principales compañías que, ya sea fabricando o importando motores Diesel, tratan de satisfacer la demanda que existe en el mercado nacional.

La información que a continuación se presenta es una recopilación de los motores que de este tipo se encuentran en el mercado, así como también de las principales características de operación de cada uno de éstos, los cuales cubren un rango de potencia de 6.5 a 500 C.P. La forma en que se presenta dicha información tiene como finalidad servir de guía para la selección de un motor Diesel, selección que se puede llevar a cabo tomando en cuenta sus características de operación, así como también de acuerdo a la función que desempeñará dicho motor.

RANGO DE POTENCIA DE 6.5 a 100 C.P.

MARCA Y MODELO	LISTER SR1	VOLVO PENTA D1B	VOLVO PENTA MD-1B	LISTER SR2	VOLVO PENTA D2B	LISTER SR3
HP/RPM	6.5/2000	7.4/2300	10/2500	13/2000	17.7/2300	19.5/2000
PAR MAXIMO (KG-M)		3.058 A 2000 RPM	3.058 A 1900 RPM		7.2375 A 2000 RPM	
OPERACION	4	4	4	4	4	4
CILINDROS	1	1	1	2	2	3
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	0.552	0.56	0.56	0.552	1.12	0.552
ASPIRACION	NATURAL	NATURAL	NATURAL	NATURAL	NATURAL	NATURAL
RELACION DE COMPRESION	12:1	17.5:1	17.5:1	12:1	17.5:1	12:1
KG. COMB/HP-HR	0.209	0.2	0.25	0.209	0.25	0.203
PESO (KG)	112	175	165	187	230	214
USO	INDUSTRIAL	INDUSTRIAL	MARINO	INDUSTRIAL	INDUSTRIAL	INDUSTRIAL

MARCA Y MODELO	VOLVO PENTA MD-2B	VOLVO PENTA D3B	LISTER HR2	VOLVO PENTA MD-3B	INTERNATIONAL HARVESTER D-155	LISTER HR3
HP/RPM	25/2500	26/2300	29.5/2200	36/2500	44/2500	44.25/2200
PAR MAXIMO (KG-M)	7.033 A 1900 RPM	10.397 A 2300 RPM	11.009 A 2200 RPM	10.5 A 2500 RPM	13.76 A 1600 RPM	17 A 1600 RPM
OPERACION	4	4	4	4	4	4
CILINDROS	2	3	2	3	3	3
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	1.12	1.68	2.09	1.68	2.53	3.135
ASPIRACION	NATURAL	NATURAL	NATURAL	NATURAL	NATURAL	NATURAL
RELACION DE COMPRESION	17.5:1	17.5:1	13:1	17.5:1	16:1	13:1
KG. COMB/HP-HR	0.22	0.2454	0.2058	0.2083	0.1790	0.1976
PESO (KG)	220	300	280	290	325	370
USO	MARINO	INDUSTRIAL	INDUSTRIAL AGRICOLA	MARINO	AUTOMOTRIZ	INDUSTRIAL AGRICOLA

MARCA Y MODELO	INTERNATIONAL HARVESTER D-179	INTERNATIONAL HARVESTER UD-206	LISTER HR4	INTERNATIONAL HARVESTER UD-239	INTERNATIONAL HARVESTER D-206
HP/RPM	48 BHP A 2400 RPM	52 BHP A 2100 RPM	59 HP A 2200 RPM	60 BHP A 2200 RPM	60 BHP A 2500 RPM
PAR MAXIMO (KG-M)	16.039 A 1600 RPM	18.042	24 A 1600	23.24	18.55 A 2200 RPM
OPERACION	4	4	4	4	4
CILINDROS	3	4	4	4	4
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	2.93	3.37	4.18	3.91	3.38
ASPIRACION	NATURAL	NATURAL	NATURAL	NATURAL	NATURAL
RELACION DE COMPRESION	16:1	16:1	3:1	16:1	16:1
KG.COMB/HP-HR	0.2088	0.16785	0.188	0.1865	0.1939
PESO (KG)	340	596	432	612	395
USO	AUTOMOTRIZ	INDUSTRIAL	INDUSTRIAL AGRICOLA	INDUSTRIAL	CONSTRUCC. (TRACTORES)

MARCA Y MODELO	PERKINS 4.212	PERKINS 4.236	PERKINS 4.236	DETROIT DIESEL Serie 2-71 INY N65 Tiempo avanzado	INTERNATIONAL HARVESTER D-239
HP/RPM	60 BHP A 2200 RPM	62 HP flecha A 2250 RPM	62 BHP A 2250 RPM	64 BHP A 2000 RPM	65 HP A 2400 RPM
PAR MAXIMO (KG-M)	22.426 A 1400 RPM		22.833 A 1500 RPM	25.768 A 1200 RPM	21.916 A 1600
OPERACION	4	4	4	2	4
CILINDROS	4	4	4	2	4
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	3.48	3.86	3.86	2.32	3.91
ASPIRACION	NATURAL	NATURAL	NATURAL	NATURAL	NATURAL
RELACION DE COMPRESION	15.5:1	16:1	16:1	17:1	16:1
KG. COMB/HP-HR				0.209	0.1865
PESO (KG)	330	535	445	435	410
USO	AGRICOLA	MARINO	INDUSTRIAL	INDUSTRIAL GENERADOR	AUTOMOTRIZ AGRICOLA INDUSTRIAL

MARCA Y MODELO	PERKINS 4.248	INTERNATIONAL HARVESTER DT-239	PERKINS 4.236	INTERNATIONAL HARVESTER UD-310	CATERPILLAR D 330
HP/RPM	70 BHP A 2000 RPM	72 HP A 2500 RPM	77 BHP A 2800 RPM	83 BHP A 2300 RPM	85 HP A 2000 RPM
PAR MAXIMO (KG-M)	27.726 A 1300	25.484 A 1600 RPM	24.974 A 1300 RPM	30.988	
OPERACION	4	4	4	4	
CILINDROS	4	4	4	6	4
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	4.07	3.91	3.86	5.08	6.97
ASPIRACION	NATURAL	TURBOCARGADO	NATURAL	NATURAL	NATURAL
RELACION DE COMPRESION	16:1	16:1	16:1	16:1	17.5:1
KG.COMB/HP-HR		0.1865		0.1894	
PESO (KG)	346	420	344	706	862
USO	AGRICOLA	INDUSTRIAL CONSTRUCCION	AUTOMOTRIZ	INDUSTRIAL	MARINO

MARCA Y MODELO	CATERPILLAR 3304	PERKINS 6.3542	DETROIT DIESEL Serie 4-53 INY S 45	LISTER HR 6	DETROIT DIESEL Serie 3-53 INY S 45
HP/RPM	85 HP A 2000 RPM	87 BHP A 2250 RPM	87 BHP A 2200 RPM	88.5 HP A 2200 RPM	94 BHP A 2800 RPM
PAR MAXIMO (KG-M)	40.77 A 1400 RPM	31.8 A 1500 RPM	30.894 A 1500 RPM	34.046 (DIN B con 10% sobrecarga)	27.015 A 1800 RPM
OPERACION	4	4	2	4	2
CILINDROS	4	6	4	6	3
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	6.9	5.8	3.48	6.27	2.61
ASPIRACION	NATURAL	NATURAL	NATURAL	NATURAL	NATURAL
RELACION DE COMPRESION		16:1	21:1	3:1	21:1
KG. COMB/HP-HR			0.2004	0.1812	0.2
PESO (KG)	720	600	540	560	430
USO	INDUSTRIAL	INDUSTRIAL	AUTOMOTRIZ	INDUSTRIAL AGRICOLA	AUTOMOTRIZ

MARCA Y MODELO	PERKINS 6.3542	PERKINS C6.3542
HP/RPM	95 SHP A 2400 RPM	95 BHP A 2050 RPM
PAR MAXIMO (KG-M)		36.697 A 1300 RPM
OPERACION	4	4
CILINDROS	6	6
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	5.8	5.8
ASPIRACION	NATURAL	TURBOCOMPENSADO
RELACION DE COMPRESION	16:1	16:1
KG.COMB/HP-HR		
PESO (KG)	667 c/caja de engranes	600
USO	MARINO	INDUSTRIAL

RANGO DE POTENCIA DE 101 a 200 C.P.

MARCA Y MODELO	INTERNATIONAL HARVESTER UD-358	INTERNATIONAL HARVESTER D-310	DETROIT DIESEL Serie 3-71 INY C 65 tiempo avanzado	ROLLS-ROYCE C 4 N	PERKINS C6.3542
HP/RPM	102 BHP A 2500 RPM	105 HP A 3000 RPM	109 BHP A 2200 RPM	112 BHP A 1800 RPM	118 BHP A 2800 RPM
PAR MAXIMO (KG-M)	35.27	27.522 A 1600 RPM	41.42 A 1400 RPM	48.419 A 1400 RPM Continua	35.983 A 1600 RPM
OPERACION	4	4	2	4	4
CILINDROS	6	6	3	4	6
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	5.87	5.073	3.49	8.1	5.8
ASPIRACION	NATURAL	NATURAL	NATURAL	NATURAL	COMPENSADA
RELACION DE COMPRESION	16:1	16:1	18.7:1	16:1	16:1
KG.COMB/HP-HR	0.19396	0.1865	0.1863	0.1678	
PESO (KG)	745	500		450	460
USO	INDUSTRIAL	AUTOMOTRIZ	AUTOMOTRIZ	INDUSTRIAL	VEHICULAR

MARCA Y MODELO	PERKINS 6-3542	INTERNATIONAL HARVESTER D-358	INTERNATIONAL HARVESTER DT-358	CATERPILLAR D-330	CATERPILLAR 3306
HP/RPM	119 BHP A 2800 RPM	120 HP A 3000 RPM	120 BHP A 2500 RPM	125 HP A 2000 RPM	125 HP A 2000 RPM
PAR MAXIMO (KG-M)	34.658 A 1500 RPM	32.62 A 1600 RPM	40.77 A 1700 RPM		58.613 A 1200 RPM
OPERACION	4	4	4		4
CILINDROS	6	6	6	4	6
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	5.8	5.87	5.86	6.97	10.5
ASPIRACION	NATURAL	NATURAL	TURBOCARGADO	TURBOCARGADO	NATURAL
RELACION DE COMPRESION	16:1	16:1	16:1	17.5:1	
KG.COMB/HP-HR		0.1827	0.1790		
PESO (KG)	455		560	862	875
USO	VEHICULAR	AUTOMOTRIZ AGRICOLA	AUTOMOTRIZ AGRICOLA	MARINO	INDUSTRIAL

MARCA Y MÓDELO	CATERPILLAR 3304	DINA V6-378C	DETROIT DIESEL Serie 4-71 INY N65 Tiempo avanzado	CATERPILLAR 3160	CATERPILLAR 3208
HP/RPM	125 HP A 2000 RPM	140 BHP	142 BHP A 2100 RPM	150 HP A 2400 RPM	150 HP A 2400 RPM
PAR MÁXIMO (KG-M)	62.29 A 1400 RPM	41.8 A 2100 RPM	54.86 A 1200 RPM		66.768
OPERACION	4	4	2		
CILINDROS	4	6	4	V-8	V-8
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	6.9		4.654	10.4	10.4
ASPIRACION	TURBOALIMEN- TADO.	NATURAL	NATURAL	NATURAL	NATURAL
RELACION DE COMPRESION		17:1	18.7:1	16.5:1	
KG.COMB/HP-HR			0.1909		
PESO (KG)	740	538	800	635	615
USO	INDUSTRIAL	CONST.	AUTOMOTRIZ	MARINO	INDUSTRIAL

MARCA Y MODELO	DINA	ROLLS ROYCE	ROLLS ROYCE	CATERPILLAR
	V6-3788	SF65C	C6N	D 342
HP/RPM	155 BHP	155 BHP A 1800 RPM	170 BHP A 1800 RPM	170 HP A 1225 RPM
PAR MAXIMO (KG-M)	41.8 A 2100 RPM	65.647 A 1400 RPM	72.579 A 1400 RPM	
OPERACION	4	4	4	
CILINDROS	6	6	6	6
DESPLAZAMIENTO (LITROS)		12.17	12.7	20.4
ASPIRACION	NATURAL	NATURAL	NATURAL	NATURAL
RELACION DE COMPRESION	17:1	16:1	16:1	15.7:1
KG. COMB/HP-HR		0.1723	0.1678	
PESO (KG)	538	1275	1375	2630
USO	AUTOMOTRIZ	INDUSTRIAL	INDUSTRIAL	MARINO

MARCA Y MODELO	CATERPILLAR D 342	DINA V8-504C	DETROIT DIESEL Serie 6V-53 INY S 40	CATERPILLAR D 333	CATERPILLAR 3306
HP/RPM	170 HP A 1200 RPM	172 BHP A 3300 RPM	172 BHP A 2800 RPM	190 HP A 2000 RPM	190 HP A 2000 RPM
PAR MAXIMO (KG-M)	134.046 A 800 RPM	56 A 1800 RPM	53.198 A 1200 RPM		94.29 A 1500 RPM
OPERACION	4	4	2		4
CILINDROS	6	V-8	V-6	6	6
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	20.4		5.22	10.5	10.5
ASPIRACION	NATURAL	NATURAL	NATURAL	TURBOCARGADO	TURBOALIMENT.
RELACION DE COMPRESION		17:1	21:1	17.5:1	
KG. COMB/HP-HR		0.2	0.2		
PESO (KG)	1080	662	700	953	890
USO	INDUSTRIAL	CONST.	AUTOMOTRIZ	MARINO	INDUSTRIAL

MARCA Y MODELO

DETROIT DIESEL
Serie 6V-71
INY N 55

HP/RMP

197 BHP
A 2100 RPM

PAR MAXIMO
(KG-M)

76.2
A 1200 RPM

OPERACION

2

CILINDROS

V-6

DESPLAZAMIENTO
(LITROS)

6.99

ASPIRACION

NATURAL

RELACION DE
COMPRESION

18.7:1

KG. COMB/HP-HR

0.1727

PESO (KG)

900

USO

AUTOMOTRIZ

RANGO DE POTENCIA DE 201 a 300 C.P.

MARCA Y MODELO	ROLLS-ROYCE SF 65 CT	DINA V8-504B	DETROIT DIESEL Serie 6-71 INY N 65 Tiempo avanzado	DETROIT DIESEL Serie 8V-53	ROLLS ROYCE C 6 T
HP/RPM	202 BHP A 1800 RPM	210 BHP A 3300 RPM	218 BHP A 2100 RPM	226 BHP A 2500 RPM	235 BHP A 1800 RPM
PAR MAXIMO (KG-M)	89.7 A 1400 RPM	56 A 1800 RPM	84.78 A 1200 RPM	91 A 1400 RPM	102.956 A 1400 RPM
OPERACION	4	4	2	2	4
CILINDROS	6	V-8	6	V-8	6
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	12.17		6.98	6.96	12.17
ASPIRACION	TURBOCARGADO	NATURAL	NATURAL	NATURAL	TURBOCARGADO
RELACION DE COMPRESION	14:1	17:1	18.7:1	21:1	14:1
KG. COMB/HP-HR	0.1648	0.39	0.1909	0.21	0.1604
PESO (KG)	1405	662	980		1425
USO	INDUSTRIAL	AUTOMOTRIZ	AUTOMOTRIZ	INDUSTRIAL	INDUSTRIAL

MARCA Y MODELO	CATERPILLAR D 342	CATERPILLAR D 334	CATERPILLAR D 342	CATERPILLAR D 343	CATERPILLAR D 343
HP/RPM	240 HP A 1225 RPM	240 HP A 2000 RPM	240 HP A 1200 RPM	245 HP A 1800 RPM	245 HP A 1800 RPM
PAR MAXIMO (KG-M)			189.09 A 920 RPM		131.498 A 1350
OPERACION			4		4
CILINDROS	6	6	6	6	6
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	20.4	10.5	20.4	16.6	14.6
ASPIRACION	<u>TURBOCARGA</u> DO.	<u>TURBOENFRIA</u> DO.	<u>TURBOALIMEN</u> TADO.	<u>TURBOCARGA</u> - DO.	<u>TURBOALIMEN</u> - TADO.
RELACION DE COMPRESION	15.7:1	17.5:1		16.8:1	
KG. COMB/HP-HR					
PESO (KG)	2630	1170	2450	2080	1700
USO	MARINO	MARINO	INDUSTRIAL	MARINO	INDUSTRIAL

MARCA Y MODELO	CATERPILLAR 3406	DETROIT DIESEL Serie 6-71 INJ N 70	DETROIT DIESEL Serie 6V-71 INJN 70 TA	CUMMINS NHC250	CUMMINS NH 250
HP/RPM	250 HP A 1800 RPM	250 BHP A 2100 RPM	250 BHP A 2100	250 BHP A 2100 RPM	250 BHP A 1800 RPM
PAR MAXIMO (KG-M)	139,653 A 1200	115 A 1400 RPM	115	107,849 A 1400 RPM	
OPERACION	4	2	2	4	4
CILINDROS	6	6	V- 6	6	6
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	14.6	6.98	6.99	14	14
ASPIRACION	TURBOALIMEN TADO.	TURBOCARGA - DO.	TURBOCARGA- DO.	NATURAL	NATURAL
RELACION DE COMPRESION		18.7:1	18.7:1	14:1	14:1
KG. COMB/HP-HR		0.19	0.19	0.1681	0.1681
PESO (KG)	1405	1200	1085	1258	2300
USO	INDUSTRIAL	INDUSTRIAL	AUTOMOTRIZ	AUTOMOTRIZ	GENERACION

MARCA Y MODELO	CUMMINS NH 855-C	CUMMINS NT 855 C	CUMMINS NH 855-P	DETROIT DIESEL Serie 671-T INY N 75	CATERPILLAR 3406
HP/RPM	250 BHP A 2100 RPM	250 BHP A 2100 RPM	250 BHP A 1800 RPM	262 BHP A 2100 RPM	275 HP A 1800 RPM
PAR MAXIMO (KG-M)	95.62 A 1400	95.62 A 1400 RPM	90.07 A 1400 RPM	125 A 1600 RPM	149.847 A 1300 RPM
OPERACION	4	4	4	2	4
CILINDROS	6	6	6	6	6
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	14	14	14	6.98	14.6
ASPIRACION	NATURAL	TURBOCARGADO	NATURAL	TURBOCARGA - DO.	Camaras de pre- combustión y turboenfria dor.
RELACION DE COMPRESION	14:1	14:1	14:1	18.7:1	
KG.COMB/HP-HR	0.1681	0.1678	0.1787	0.17727	
PESO (KG)	1177.27	1259.09	1477.27		1405
USO	CONSTRUCCION	CONSTRUCCION	INDUSTRIAL	INDUSTRIAL	INDUSTRIAL

MARCA Y MODELO	CATERPILLAR D 336	DETROIT DIESEL Serie 8V-71 INY N 60	DETROIT DIESEL Serie 6V-92	CATERPILLAR 3408
HP/RPM	280 HP A 2000 RPM	280 BHP A 2100 RPM	285 BHP A 2100 RPM	300 HP A 1800 RPM
PAR MAXIMO (KG-M)		106.67 A 1200 RPM	106.4 A 1600 RPM	181.447 A 1300 RPM
OPERACION		2	2	4
CILINDROS	V-8	V-8	V-6	V-8
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	11.5	9.32	9.05	18
ASPIRACION	TURBOENFRIA- DO.	NATURAL	NATURAL	TURBOALIMEN- TADO.
RELACION DE COMPRESION	18.1:1	18.7:1	19:1	
KG. COMB/HP-HR		0.1772	0.18636	
PESO (KG)	1540	1060	890	1475
USO	MARINO	INDUSTRIAL	AUTOMOTRIZ	INDUSTRIAL

MARCA Y MODELO	DETROIT DIESEL Serie 6V-92T Mod. 85	ROLLS ROYCE C 8 T	CUMMINS NT 335 G.S.	CUMMINS NT 855-C	CUMMINS NT 855-P
HP/RPM	300 BHP	315 BHP A 1800 RPM	335 BHP A 1800 RPM	335 BHP A 2100 RPM	335 BHP A 1800 RPM
PAR MAXIMO (KG-M)	125 A 2100 RPM	134.76 A 1400 RPM			127.494 A 1500 RPM
OPERACION	2	4	4	4	4
CILINDROS	V-6	8	6	6	6
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	9.05	16.2	14	14	14
ASPIRACION	TURBOCARGA DO.	TURBOCARGA DO.	TURBOCARGA DO.	TURBOCARGA DO.	TURBOCARGA DO.
RELACION DE COMPRESION	17:1	14:1	14:1	14:1	14:1
KG.COMB/HP-HR	0.177	0.1648		0.1678	0.1613
PESO (KG)	910	1815	2450	1258	1532
USO	AUTOMOTRIZ	INDUSTRIAL	GENERACION	CONSTRUCCION	INDUSTRIAL

MARCA Y MODELO	DETROIT DIESEL Serie 8V-71	CUMMINS NTC 350	DETROIT DIESEL Serie 8V-92 Mod. 80	CATERPILLAR D 343	CATERPILLAR D 343
HP/RPM	335 BHP A 2100 RPM	350 BHP A 2100 RPM	360 BHP A 2100 RPM	365 HP A 1800 RPM	365 HP A 1800 RPM
PAR MAXIMO (KG-M)	153 A 1400 RPM	147.96 A 1300 RPM	136.18 A 1400 RPM		190.112 A 1450 RPM
OPERACION	2	4	2		4
CILINDROS	V-8	6	V-8	6	6
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	9.32	14	12.07	16.6	14.6
ASPIRACION	TURBOCARGA- DO.	TURBOCARGA- DO.	NATURAL	TURBOENFRIA- DO.	Turbo alimentado y con enfriamien- to de aire.
RELACION DE COMPRESION	18.7:1	14:1	19:1	16.8:1	.
KG. COMB/HP-HR	0.177	0.1857	0.1818		
PESO (KG)	1090	1244	1070	2080	1730
USO	AUTOMOTRIZ	AUTOMOTRIZ	AUTOMOTRIZ	MARINO	INDUSTRIAL

MARCA Y MODELO	CATERPILLAR 3408	CATERPILLAR 3412	CUMMINS NTA 400 G.S.	CUMMINS NTA 855-P
HP/RPM	365 HP A 1800 RPM	400 HP A 1800 RPM	400 BHP A 1800 RPM	400 BHP A 1800 RPM
PAR MAXIMO (KG-M)	190.62 A 1400 RPM	242.61 A 1200 RPM		173.226 A 1500 RPM
OPERACION	4		4	4
CILINDROS	V- 8	V-12	6	6
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	18	27.4	14	14
ASPIRACION	Cámaras de precom bustión y turboen - friado.	TURBOALI- MENTADO.	NATURAL - CON POSTENFR.	NATURAL - CON POSTENFR.
RELACION DECOMPRESION			14:1	14:1
KG.COMB/HP-HR				0.1727
PESO (KG)	1475	1950	2600	1578
USO	INDUSTRIAL	INDUSTRIAL	GENERACION	INDUSTRIAL

MARCA Y MODELO	DETROIT DIESEL Serie 8V-92T	CATERPILLAR D 353	CATERPILLAR D 353	CATERPILLAR 3412	CATERPILLAR D 346 V-8
HP/RPM	400 BHP	425 HP A 1225 RPM	425 HP A 1200 RPM	450 HP A 1800 RPM	480 HP A 1800 RPM
PAR MAXIMO (KG-M)	190 A 1400 RPM		330.7849 A 315 RPM	274.21 A 1200 RPM	
OPERACION	2		4		
CILINDROS	V-8	6	6	V-12	V-8
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	12.07	24.2	24.1	27.4	19.6
ASPIRACION	TURBOCARGA- DO.	TURBOENFRIA- DO.	TURBOALIMEN DO Y CON ENF. DE AIRE	2 TURBOALI - MENTADORES	TURBOENFRIA- DO.
RELACION DE COMPRESION	19:1	15.5:1			16.5:1
KG. COMB/HP-HR	0.177				
PESO (KG)	2345	2990	2860	1950	3170
USO	AUTOMOTRIZ	MARINO	INDUSTRIAL	INDUSTRIAL	MARINO

MARCA Y MODELO	CATERPILLAR D 346	DETROIT DIESEL Serie 12V-71 INY N70	DETROIT DIESEL Serie 12V-71 N70
HP/RPM	480 HP A 1800 RPM	500 BHP A 2200 RPM	500 BHP A 2100
PAR MAXIMO (KG-M)	241.6 A 1400 RPM	191.183 A 1400 RPM	230 A 1400 RPM
OPERACION	4	2	2
CILINDROS	V-8	V-12	V-12
DESPLAZAMIENTO (LITROS)	19.5	13.97	13.97
ASPIRACION	Turboalimenta- do y con en - friamiento aire	NATURAL	TURBOCARGA- DO.
RELACION DE COMPRESION		18.7:1	18.7:1
KG.COMB/HP-HR		0.17727	0.177
PESO (KG)	2940	1730	1500
USO	INDUSTRIAL		AUTOMOTRIZ

CAPITULO III.

SELECCION DEL PRODUCTO.

ANALISIS COMPARATIVO ENTRE LOS MOTORES DIESEL EXISTENTES EN EL RANGO DE 230 A 400 C.P.

Actualmente se tiene la necesidad de fabricar motores Diesel con una potencia de más de 230 C.P., ya que la demanda de éstos, tanto para el transporte como para la industria, es bastante considerable; y aún no hay empresas que los manufacture, motivo por el cual se tiene que recurrir a la importación.

Fue necesario realizar una investigación, la cual se basó en información obtenida en todas las empresas que fabrican e importan motores diesel, para de esta forma, medir las posibilidades para que este tipo de motor sea fabricado en México. Basados en dicha información, se efectuó un análisis de las diferentes marcas y modelos de motores existentes en el mercado. A continuación se menciona en forma breve, a aquellas empresas que fabrican e importan estos motores:

Mexicana de Tractores y Maquinaria, S.A.

Esta empresa únicamente se dedica a la importación de motores Diesel, pero integrados a equipo de construcción y tractores.

Diesel Nacional, S.A.

Ensambla motores Diesel con este rango de potencia, con un porcentaje mínimo de integración nacional.

Detroit Diesel Allison.

Esta empresa también se dedica únicamente a la importación de motores Diesel.

Hoy en día los motores que con este rango de potencia tienen mayor demanda dentro del mercado nacional son: Detroit Diesel y Cummins NH/Nt.

El motor Detroit Diesel es aquel que desde hace años ha tenido una gran demanda en México. Se ha seleccionado el motor Cummins NH/NT, como el motor que tiene la capacidad para competir con el Detroit Diesel, e inclusive sustituirlo por las siguientes razones:

1. Su gran éxito en el mercado de camiones de carga de servicio pesado y autobuses.
2. Ha sido integrado en un programa de producción por Diesel Nacional.
3. La empresa Cummins desea fabricar en México este tipo de motor.
4. La disponibilidad de refacciones y servicio en toda la República Mexicana.
5. Su amplio rango de potencia (250 a 400 C.P.), realizando un mínimo de variantes al motor básico.
6. Su característica de mayor potencia a grandes alturas.
7. Cummins es el líder mundial en tecnología y mercado, lo cual se apoya en su posición actual en el mercado.
8. Esta empresa es el mayor fabricante de motores a nivel mundial.
9. Este motor asegura para México una transferencia tecnológica del producto más avanzado.
10. El motor Cummins ha funcionado eficientemente desde hace algunos años en la República Mexicana.

CARACTERISTICAS TECNICAS COMPARATIVAS ENTRE LOS MOTORES CUMMINS NTC Y DETROIT DIESEL SERIE 92.

Las principales ventajas del motor Cummins NTC son:

1. Opera con cuatro tiempos, lo que permite un mayor enfriamiento de los pistones y las camisas.
2. Las camisas son del tipo húmedo, lo que facilita la disipación de calor.
3. Utiliza pistones de aluminio, hechos en México, más ligeros y de fácil balanceo a diferencia de los utilizados por Detroit Diesel, de hierro fundido.
4. Se pueden utilizar los gases de escape para turbocargalo eficientemente hasta una altura de 3,300 m. sobre el nivel del mar.
5. Tiene mayor par torsional, que se manifiesta en una mayor velocidad en las pendientes cuando es utilizado en autobuses.
6. Consume 2.4% menos combustible, desarrollando el mismo trabajo.

El Motor Diesel, mismo que opera con cuatro ciclos, tiene las siguientes ventajas:

1. Mejor economía de combustible.-

Un motor de dos ciclos como el Detroit Diesel, requiere de un soplador para efectuar el barrido de los gases quemados, el cual absorbe potencia del motor y por lo tanto incrementa el consumo de combustible. El motor de cuatro ciclos -- utiliza una carrera del pistón para expeler los gases quemados. De lo anterior se deduce que el soplador consume potencia lo cual reduce la eficiencia del motor.

2. Bajo costo de mantenimiento.-

En un motor de cuatro ciclos se tiene mayor tiempo para el enfriamiento de las cámaras de combustión. Los pistones

que se utilizan en los motores Cummins son de aleación de aluminio, para un mejor balanceo del peso; los pistones utilizados en los motores de dos ciclos requieren pistones más pesados generalmente de aleación de acero debido a los problemas que se tienen para la disipación de calor. Operando a iguales velocidades, el motor de dos ciclos requiere de las válvulas e inyectores un 100% más, lo cual hace que las reparaciones en motores de dos ciclos sean más frecuentes.

3. Menor peso.-

Nuevos diseños en motores de cuatro tiempos, han reducido la relación peso/potencia, como por ejemplo el motor Cummins V8 de 225 H.P. turbocargado pesa 3.7 Kg/H.P. comparado contra 4.27 Kg/H.P. de un motor de dos ciclos.

En las tablas I a IV, se comparan diferentes modelos entre motores de similares potencias. Al analizar dichas tablas, se observa que el motor Cummins compite favorablemente con el motor Detroit Diesel de importación, lo que nos lleva a concluir que el motor Cummins NTC es el más conveniente para satisfacer la demanda nacional.

DESCRIPCION DEL MOTOR CUMMINS NH/NT.

Este es un motor de seis cilindros en línea, de aspiración natural o turbocargado, con cuatro ciclos de operación, lo cual facilita el enfriamiento a pistones y camisas. Tiene un desplazamiento o cilindrada de 14 litros; la potencia al freno, el par torsional máximo, el consumo específico de combustible y el peso, dependen del modelo del motor.

La longitud, ancho y altura aproximados son 1.51, 0.81 y 1.3 metros, respectivamente.

Este motor tiene pistones de aluminio, camisas de tipo húmedo - enfriador de aire (intercooler), para aumentar aún más la potencia. Se utiliza un sistema de combustible llamado Cummins PT - (véase: Principales Aditamentos Utilizados en Motores Diesel, p.23

TABLA I.

Modelo:	CUMMINS NTC-335	DETROIT D. 8V-71
Fabricación:	Mexicana	Estados Unidos.
Cilindros:	6 en línea	8 en V.
Ciclos:	Diesel 4 tiempos	Diesel 2 tiempos.
Aspiración:	Turbocargador	Soplador.
Desplazamiento:	14 litros.	9.3 litros.
Potencia al Freno: (SAE J816B)	335 a 2100 RPM	304 a 2100 RPM
Par Torsional Máximo: (KG-M).	128.5 a 1500 RPM	110.6 a 1600 RPM.
Aumento de Par Torsional (%):	11	5.3
Consumo Específico de Combustible (Litros/caballo-hora):	.207	.212
Longitud.	1508 mm.	1371 mm.
Ancho	855 mm.	965 mm.
Altura	1257 mm.	1219 mm.
Peso con Accesorios Estandar.	1259.1 Kg.	1066 Kg.

TABLA II

Modelo:	CUMMINS NTC-290	DETROIT DIESEL 6V-92.
Fabricación:	Mexicana	Estados Unidos
Cilindros:	6 en línea	6 en V.
Ciclos:	Diesel 4 tiempos	Diesel 2 tiempos.
Aspiración:	Turbocargador	Soplador.
Desplazamiento:	14 litros	9.1 litros.
Potencia al freno (SAE J816B):	290 a 2100 RPM	270 a 2100 RPM.
Par Torsional Máximo (KG-M):	128.5 a 1300 RPM	101.8 a 1400 RPM
Aumento de Par Torsional (%):	28	8.4
Consumo Específico de Combustible. (Litros/caballo-hora):	0.207	0.220
Longitud:	1508 mm.	1041 mm.
Ancho:	855 mm.	990 mm.
Altura:	1257 mm.	1194 mm.
Peso con Accesorios Estandar.	1259.1 Kg.	890.9 Kg.

TABLA III.

Modelo:	CUMMINS NTC-335	DETROIT DIESEL 6V-92T.
Fabricación:	Mexicana.	Estados Unidos.
Cilindros:	6 en línea	6 en V.
Ciclos:	Diesel 4 tiempos.	Diesel 2 tiempos.
Aspiración:	Turbocargador	Soplador y Turbo- cargador.
Desplazamiento:	14 litros	9.1 litros.
Potencia al Freno (SAE J816B)	320 a 2100 RPM	322 a 2100 RPM
Par Torsional Máximo (KG-M):	123.7 a 1500 RPM	123 a 1400 RPM.
Aumento de Par Torsional (%):	12	10.5
Consumo Específico de Combustible (Litros/Caballo-Hora)	0.216	0.205
Longitud:	1500 mm.	1041 mm.
Ancho:	855 mm.	990 mm.
Altura:	1257 mm.	1321 mm.
Peso con Accesorios Estandar:	1259.1 mm.	911.4 Kg.

TABLA IV.

Modelo:	CUMMINS NTC-400	DETROIT DIESEL 8V-92
Fabricación:	Mexicana	Estados Unidos.
Cilindros:	6 en línea.	8 en V.
Ciclos:	Diesel 4 tiempos.	Diesel 2 tiempos.
Aspiración:	Turbocargador.	Soplador.
Desplazamiento:	14 litros	12 litros.
Potencia al Freno (SAE J816B)	370 a 2100 RPM	360 a 2100 RPM
Par Torsional Máximo (KG-M)	146.5 a 1600 RPM	135.8 a 1400 RPM
Aumento de Par Torsional (%)	20	8.5
Consumo Específico de Combustible. (Litros/Caballo-Hora)	0.228	0.230
Longitud:	1508 mm.	1219 mm.
Ancho:	848 mm.	990 mm.
Altura:	1280 mm.	1295 mm.
Peso con Accesorios Estandar:	1295.5 mm.	1066 Kg.

CAPITULO IV

ESTUDIO DE MERCADO.

ANALISIS DE LA DEMANDA.

Comportamiento Histórico de la Demanda.

Para estudiar el comportamiento histórico y poder predecir la demanda futura de motores diesel, es conveniente agrupar a éstos en dos categorías, mismas que nos facilitarán el análisis en las diversas industrias que lo utilizan como fuente de potencia motriz.

A continuación se mencionan estas dos categorías y las industrias que las integran:

1. Automotriz.

a) Camiones de carga.

- De servicio mediano (8901-13,500 Kg.)
- De servicio pesado (mayores de 13,500 Kg.)

b) Autobuses.

- Intraurbanos de chasis.
- Integrales inter-urbanos.

2. No Automotriz.

a) Equipo de construcción.

b) Compresores de aire.

c) Conjuntos generadores.

d) Aplicaciones industriales.

En la Tabla V, se puede apreciar el comportamiento histórico de los motores diesel tanto Cummins, como de otras marcas en las diferentes industrias, mencionadas anteriormente, desde el año de 1970 hasta 1977.

TABLA V.

COMPORTAMIENTO HISTORICO DE LA DEMANDA DE MOTORES DIESEL (230-400 CP)

Categoría	(Unidades)								Tasa de Crecimiento Prom. Anual %
	1970	1971	1972	1973	1974	1975	1976	1977	
I. Cummins NH/NT									
Camiones	1095	1283	1457	1783	2715	2747	2243	1073	5.1
Autobuses	0	0	0	46	112	119	118	43	12.2
No Automotriz	85	21	116	323	228	465	317	222	81.2
Total:	1180	1304	1573	2152	3055	3411	2678	1338	7.1
II. Otros Fabricantes	<u>1090</u>	<u>1129</u>	<u>1265</u>	<u>1429</u>	<u>1496</u>	<u>1729</u>	<u>1608</u>	<u>1595</u>	
Total Motores:	2270	2433	2838	3851	4551	5140	4286	2933	6.0
% Motores NH/NT	52.0	53.6	55.4	60.1	67.1	66.4	62.5	45.6	

Fuente: Estudio de Mercado DINA Cummins.

Comportamiento Futuro de la Demanda.

Para estimar la demanda de motores diesel con un rango de potencia de 230 a 400 C.P., que se tendrá en los próximos años, se aplicó (12), una combinación de técnicas de pronóstico en las cuales se relacionaron las ventas de este motor a la actividad microeconómica de algunos usuarios específicos. A continuación se mencionan las consideraciones que se hicieron para cada tipo de usuario:

1. Camiones.

Para estimar la demanda de este usuario, se aplicó un análisis de regresión múltiple a la información histórica disponible a partir de 1968. Para obtener las proyecciones de la actividad macroeconómica de México, se emplearon datos del modelo econométrico WHARTON WEFA (Apéndice, Sección I), y se utilizaron ecuaciones que inclufan estimaciones a futuro de factores como el PNB, inversión, consumo y ahorro.

2. Autobuses.

La tasa de crecimiento que este usuario ha tenido históricamente, es del 10%. Considerando la saturación del mercado y la disponibilidad de autobuses urbanos de alta calidad para manejar tráfico urbano, la proyección de la demanda en el periodo 1978 a 1994 se realizó considerando una tasa de crecimiento del 7%.

3. Mercado No Automotriz.

Este mercado crecerá aproximadamente en un 10% anual debido a la gran actividad en los campos de la construcción y del petróleo, y a un incremento gradual de fabricantes locales de equipo industrial que utilizarán este motor.

En las Tablas VI a la X, se muestra la demanda esperada de motores diesel para cada uno de los tipos de usuarios mencionados anteriormente. La tabla XI, es un resumen de esta demanda hasta el año de 1994. Esta proyección se basa en una tasa de

TABLA VI.

DEMANDA TOTAL DEL MERCADO DE CAMIONES
PESADOS, POR FABRICANTE
(Unidades)

<u>Fabricante</u>	<u>1978</u>	<u>1979</u>	<u>1980</u>	<u>1981</u>	<u>1982</u>	Tasa de Crecimiento Promedio %
Kenworth	700	1,200	1,300	1,425	1,525	24
Dina	763	1,000	1,070	1,150	1,250	13.5
Autocar	528	600	625	650	700	7.3
T.M.S.A.	120	150	160	160	160	7.9
V. Patrón	54	90	100	100	100	19.4
Otros	<u>45</u>	<u>60</u>	<u>65</u>	<u>65</u>	<u>53</u>	5.7
Total	2,210	3,100	3,320	3,550	3,788	15.1
% Cummins	100	100	100	100	100	

* Incluye Dina 861 y 661

Fuente: Cummins Engine Co. (CECO).

TABLA VII.

MERCADO MEXICANO DE AUTOBUSES INTEGRALES

<u>Fabricante de Autobuses</u>	(Unidades)					Tasa de Crecimiento Promedio
	1978	1979	1980	1981	1982	%
DINA	730	925	1100	1250	1325	
MASA	950	900	850	900	925	
SULTANA	<u>20</u>	<u>25</u>	<u>50</u>	<u>50</u>	<u>50</u>	
Total:	1700	1850	2000	2200	2300	8

TABLA VIII.

DEMANDA DE MOTORES DIESEL EN EL MERCADO DE LA CONSTRUCCION

<u>Fabricante de Equipo</u>	1978	1979	1980	1981	1982	
PRIMSA	26	40	50	55	45	
DIKONA	<u>102</u>	<u>125</u>	<u>150</u>	<u>160</u>	<u>140</u>	
Total:	128	165	200	215	185	10

FUENTE: CUMMINS ENGINE CO. (CECO).

DEMANDA DE MOTORES DIESEL (230 - 400 CP.) EN EL MERCADO

DE COMPRESORES DE AIRE

<u>Fabricante del Equipo</u>	(Unidades)					Tasa de Crecimiento Promedio
	1978	1979	1980	1981	1982	%
GEMSA	55	65	65	70	65	
JOY	25	25	25	35	25	
CHICAGO PNEUMATIC	24	24	24	24	24	
INGERSOLL RAND	35	40	40	40	40	
ATLAS COPCO	20	23	23	23	23	
WORTHINGTON	<u>3</u>	<u>3</u>	<u>3</u>	<u>3</u>	<u>3</u>	
Total:	162	180	180	195	180	2.7

TABLA X.

DEMANDA DE MOTORES DIESEL PARA EL MERCADO DE APLICACIONES INDUSTRIALES

	1978	1979	1980	1981	1982	
Demanda Total (Unidades)	547	602	574	565	629	3.7

FUENTE: CUMMINGS ENGINE CO. (CECO).

TABLA XI.
RESUMEN DE LA DEMANDA DEL MERCADO DE MOTORES DIESEL (230-400 H.P.) POR APLICACION.
(Unidades)

Aplicación:	1978	1979	1980	1981	1982	1983	1984	1985	1986	1987	1988	1989	1990	1991	1992	1993	1994
Camiones																	
Pesados:	2210	3100	3320	3550	3788	4053	4337	4640	4965	5313	5685	6083	6508	6964	7451	7973	8531
Autobuses:	1700	1850	2000	2200	2300	2461	2633	2818	3015	3226	3250	3478	3721	3981	4260	4558	4877
Construcción:	128	165	200	215	185												
Compresores:	162	180	180	195	180	985	1084	1192	1311	1442	1450	1595	1755	1931	2124	2336	2569
Industriales:	547	602	574	565	619												
Total:	4747	5097	6274	6725	7072	7499	8054	8650	9291	9981	10385	11156	11984	12876	13835	14867	15977

Fuente: Las cifras de 1978 a 1982 provienen de Cummins Engine Co. (CECO).

crecimiento anual de 7% para motores de autobuses y camiones, y en un 10% para aplicaciones no automotrices.

Con el fin de dar un soporte adicional a la proyección mencionada anteriormente, se realizó (13) una estimación de la demanda de motores diesel para el periodo 1978-1994, la cual de nominaremos *Alternativa B*, y a la realizada en un principio, *Alternativa A*.

Para la alternativa B, también se empleo correlación múltiple en el periodo 1978 a 1983.

Los valores de la inversión, consumo, ahorro y PIB, se tomaron del modelo econométrico DIEMEX-WHARTON y son los correspondientes al primer trimestre de 1978. La alternativa A, -- los tomó al primer trimestre de 1977.

Para el periodo de 1984 a 1994, se proyectó los datos de 1983 a una Tasa Promedio de Crecimiento Anual (TPCA) del 7.1%, crecimiento recomendado por un estudio de la O.N.U. (14).

En la Tabla XII, se muestra la proyección de la demanda de --- autobuses y camiones para el periodo de 1978 a 1994. En las Gráficas 1 y 2, se comparan ambas alternativas; en éstas se observa que las tendencias de ambas proyecciones varían dentro de ciertos periodos. Para la demanda esperada de camiones bajo la alternativa A, se tiene una Tasa Promedio de Crecimiento Anual (TPCA) del 23.69% durante el periodo de 1978 a 1980, y del 6.98% durante el periodo de 1980 a 1994, mientras que para la alternativa B, se tiene una Tasa Promedio de Crecimiento Anual (TPCA) del 11.79% para el periodo 1978-1980, y de 7.12% para 1980-1994. De igual manera, para la demanda esperada de autobuses, bajo la alternativa A, se tiene una TPCA del 8.47% de 1978-1980 y de 7.04% durante 1980-1994, en tanto que para la alternativa B, se tiene un crecimiento promedio de 15.8% anual durante el periodo 1978-1980 y de 7.25% durante el periodo 1980-1994.

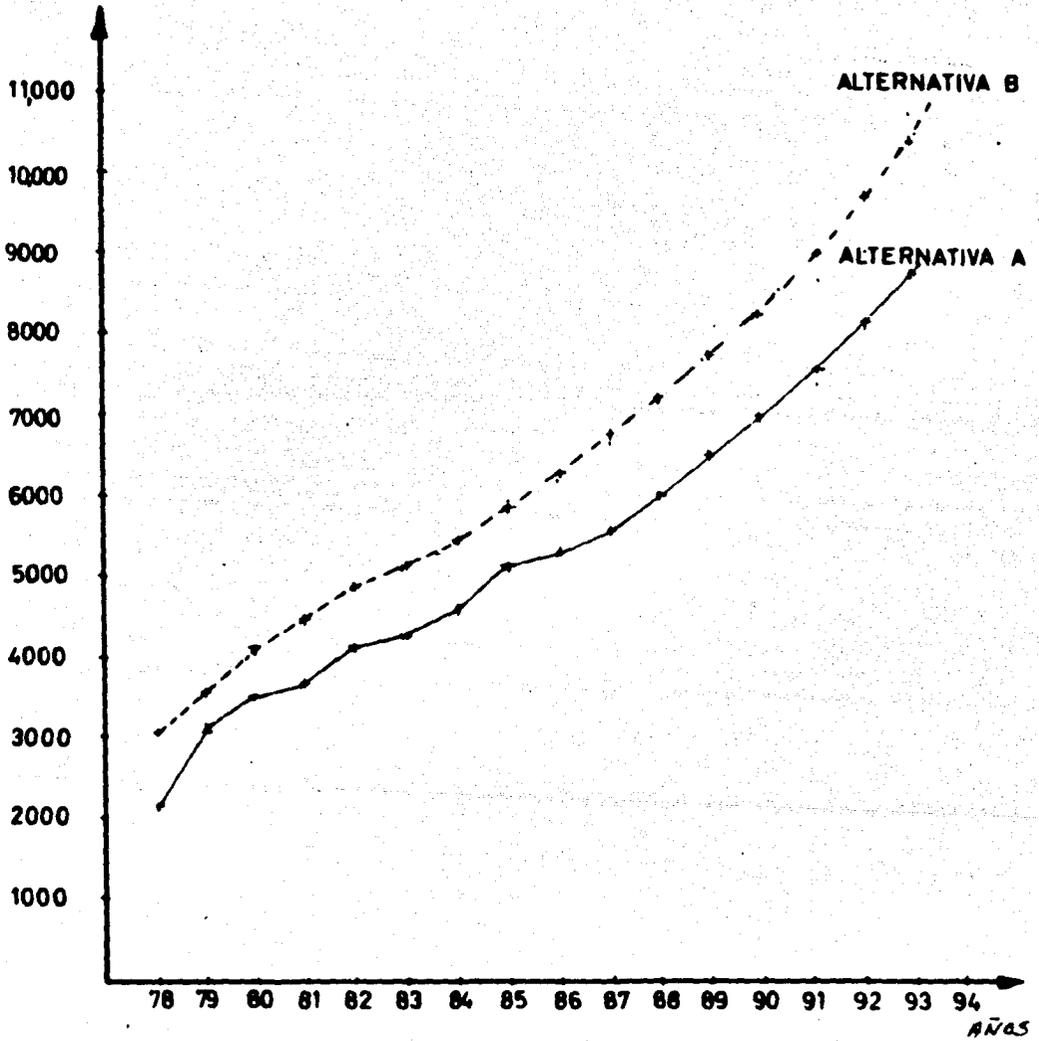
Como se observa, en ambos casos las tendencias varían signi--

TABLA XII

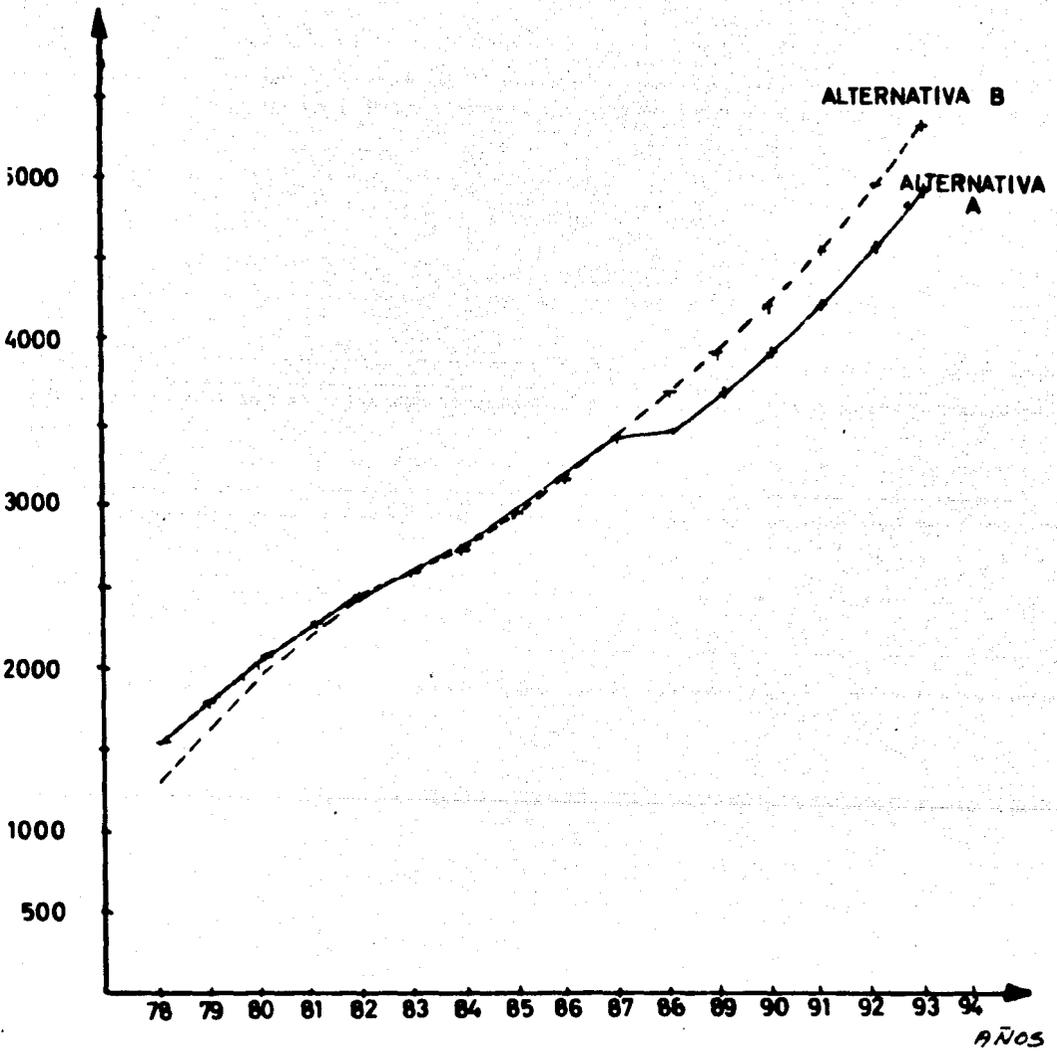
PROYECCION DE LA DEMANDA DE AUTOBUSES Y CAMIONES.
(Alternativa B).

	Camiones.	Autobuses.	Total.
1978	3000	1512	<u>4512</u>
1979	3565	1736	<u>5301</u>
1980	4042	1958	<u>6000</u>
1981	4351	2140	<u>6491</u>
1982	4669	2302	<u>6971</u>
1983	4977	2452	<u>7429</u>
1984	5331	2626	<u>7957</u>
1985	5709	2813	<u>8522</u>
1986	6114	3011	<u>9125</u>
1987	6549	3227	<u>9776</u>
1988	7014	3455	<u>10,469</u>
1989	7512	3701	<u>11,213</u>
1990	8045	3964	<u>12,009</u>
1991	8617	4245	<u>12,862</u>
1992	9228	4546	<u>13,774</u>
1993	9883	4870	<u>14,753</u>
1994	10,585	5216	<u>15,801</u>

Fuente: Dirección de Planeación del Combinado Industrial Sahagún.



Gráfica 1. Comparación de las Proyecciones de la Demanda de Camiones.



Gráfica 2. Comparación de las Proyecciones de la Demanda de -
Autobuses.

ficativamente durante el periodo de 1978 a 1980. Las diferencias encontradas durante este periodo pueden deberse a que -- los valores del PIB, inversión, consumo, ahorro, etc., fueron tomados con un año de diferencia y por lo tanto las predicciones económicas resultaron más optimistas (modelo econométrico WHARTON), al ser tomadas del primer trimestre de 1978. Con los recientes descubrimientos de petróleo en el subsuelo mexicano, que trae como consecuencia un incremento en la reserva petrolífera, la economía mexicana tenderá a sanar gracias a la venta y exportación de dicho crudo. Esto traerá consigo cambios favorables en nuestras predicciones económicas, ya -- que el modelo econométrico WHARTON considerará cambios tanto en exportaciones como deuda externa, precios, salarios, etc., lo cual lógicamente repercutirá en la demanda de motores Diesel y por lo tanto afectará a la demanda esperada de autobuses y camiones.

CAPITULO V. ASPECTOS DE POLITICA INDUSTRIAL.

ANALISIS DEL DECRETO PARA EL FOMENTO DE LA INDUSTRIA AUTOMOTRIZ.

Nuestra industria automotriz se venía desarrollando en un clima anárquico, que permitía la importación de todo tipo de vehículos. No fue sino hasta principios de los años sesentas, durante el Gobierno del Presidente Adolfo López Mateos, cuando se dictaron normas con el objeto de estructurar la industria automotriz nacional, quedando ésta dividida en *Industria Horizontal* e *Industria Vertical*. A las plantas armadoras se les permitió seguir ensamblando mediante un sistema de cuotas otorgadas anualmente por el propio gobierno de acuerdo con: a) el número de marcas y modelos que cada una poseía, b) las facilidades industriales, c) su fuerza obrera y, d) penetración en el mercado; ésto con la idea primordial de mantener el mismo gasto de divisas extranjeras que se operaban a esa fecha, y la política de manufacturar automóviles de menor precio y para un número mayor de personas.

En términos generales, la industria automotriz se ha desarrollado dentro del marco legal que han establecido los decretos, que en materia automotriz, ha publicado el gobierno federal -- (15).

Estos decretos, en orden cronológico, han sido:

Decreto del 23 de Agosto de 1962.

Dicho decreto indica las políticas de incorporación de partes nacionales de los productos (automotores). Este decreto prohíbe la importación de motores como unidades completas para automóviles y camiones, así como la importación de conjuntos mecánicos armados para uso o ensamble en esos mismos vehículos, y establece un grado mínimo de integración nacional del 60% en relación del costo directo de fabricación.

Decreto del 24 de Octubre de 1972.

Este decreto fija las bases para el desarrollo de la industria automotriz, del cual una de las metas principales era lograr un grado mínimo de integración nacional del 60% en relación del costo directo de fabricación (producción) tanto en la industria terminal como en la industria de autopartes.

En vista de que este grado de integración nacional de los vehículos se ha visto afectado por el cambio de paridad de nuestra moneda, y considerando que se requiere que las empresas de la industria automotriz racionalicen el uso de divisas de acuerdo con la prioridad de esta rama industrial y las exportaciones que realicen, se ha logrado que esta industria se convierta en mediano plazo, en generadora neta de divisas con el fin de contribuir al equilibrio de la balanza de pagos del país, ya que es indispensable aprovechar nuestro mercado interno y las máximas posibilidades de fabricar artículos manufacturados para generar mayores empleos.

Decreto del 20 de Junio de 1977.

Este es el último decreto publicado para el fomento de la industria automotriz, con el cual se deroga el decreto del 24 de octubre de 1972 y el acuerdo que reglamenta las disposiciones del mismo. Asimismo, deroga las demás disposiciones que se oponen a lo establecido en este último decreto.

Por lo anterior se concluye que, las normas que rigen actualmente la industria automotriz son las dadas por el decreto del 20 de junio de 1977, que en su parte relativa a la industria de autopartes, nos dice que de acuerdo a lo dispuesto por la ley para promover la inversión mexicana y regular la inversión extranjera, las empresas de la industria de autopartes deben mantener una estructura de capital en la que el 60% de éste, como mínimo, sea propiedad de inversionistas mexicanos.

Para que los componentes que producen las empresas de la industria de autopartes puedan ser incluidos en los listados de com

ponentes nacionales de incorporación obligatoria y los de fabricación nacional, éstos deberán alcanzar una integración nacional mínima del 80% según fórmula de costo directo, en la cual se incluirá el monto de sus exportaciones directas.

Para el cálculo del grado de integración nacional de los vehículos de la industria terminal, los componentes fabricados por la industria de autopartes se clasificarán y contabilizarán de acuerdo a la siguiente tabla:

Categoría.	Grado de Integración Nacional + Exportaciones.	Contabilidad Neta
A	Más de 100%	100%
B	De 80 a 99%	80%
C	De 60 a 79%	60%
D	Menos de 60%	0%

Por lo tanto, el grado mínimo de integración nacional + exportaciones para la industria de autopartes, será del 60% para los años de 1978 y 1979. Para el año de 1980 el mínimo será de 80% por lo que a partir de ese año la contabilidad neta para la categoría C, será de 0%.

Las exportaciones utilizadas por la industria de autopartes para su clasificación en la tabla anterior, no podrán ser contabilizadas por las empresas terminales para su presupuesto de divisas.

La Secretaría de Hacienda y Crédito Público, con base en las resoluciones de la concesión y en las disposiciones legales vigentes, concederá a las empresas de la industria automotriz terminal y de autopartes la reducción hasta del 100% del impuesto general de importación de la maquinaria y equipo no producidos en el país, y la reducción hasta de 100% de la participación neta federal del impuesto especial de ensamble.

La Secretaría de Comercio podrá conceder a los fabricantes finales de componentes y a las empresas de la industria terminal

la devolución hasta del 100% de los impuestos indirectos causa dos por los componentes y vehículos exportados.

Por medio del presente decreto se liberan los precios al dis-tribuidor y al público, de los automóviles, mediante la fija-ción de una modalidad especial consistente en excluir de los -requisitos de los artículos 8o., 9o., 10o., 14o., 18o. y 19o., del decreto que regula los precios de diversas mercancías (2 -de octubre de 1974) sin perjuicio de lo depuesto en los artí-culos 30, fracción V, 20, fracción V y 17 del mismo decreto.

La modalidad especial fijada anteriormente podrá ser modifica-da por la Secretaría de Comercio, previa opinión de la comi-sión intersecretarial de la industria automotriz.

A continuación se reproducen los artículos publicados en el de-creto del 20 de junio de 1977, que conciernen a la industria -automotriz (Autopartes).

CAPITULO III.

INDUSTRIA DE AUTOPARTES.

ARTICULO 26. Conforme a lo dispuesto para promover la Inver-sión Mexicana y regular la Inversión Extranjera, las empresas de la industria de autopartes debe-rán mantener una estructura de capital en la que el 60% del mismo, como mínimo, sea propiedad de inversionistas mexicanos.

ARTICULO 27. El capital social de las empresas de la industria de autopartes se dividirá en acciones serie "A" y "B". Las acciones serie "A" serán nominales y -representarán cuando menos el 60% del capital so-cial y deberán cumplir con las reglas que señala la Comisión.

ARTICULO 28. La secretaría formulará los programas de integra-ción de los componentes de fabricación nacional

que considere deben incorporarse en forma obligatoria en los vehículos fabricados para el mercado interno; para tal efecto, escuchará la opinión de la industria terminal.

ARTICULO 29. Para que los componentes que producen las empresas de la industria de autopartes puedan ser incluidos en los listados a que se refiere el artículo 12, éstos deberán alcanzar una integración nacional mínima del 80% según la fórmula costo-directo en la cual se incluirá el monto de sus exportaciones directas.

ARTICULO 30. Para el cálculo del grado de integración nacional de los vehículos de la industria terminal, los componentes fabricados por la industria de autopartes se clasificarán y contabilizarán de acuerdo con la siguiente tabla:

Categoría.	Grado de Integración Nacional Más Exportaciones	Contabilidad Neta.
A	Más de 100%	100%
B	De 80% a 99%	80%
C	De 60% a 79%	60%
D	Menos de 60%	0%

Conforme a la tabla anterior, el grado mínimo de integración nacional más exportaciones para la industria de autopartes será del 60% para los años 1978 y 1979.

Para 1980 el mínimo será del 80%, por lo que a partir de ese año, la contabilidad neta para la categoría "C" será 0.

La secretaría expedirá certificados de clasificación de acuerdo con la tabla anterior. Las em

presas de la industria de autopartes deberán publicar trimestralmente su grado de integración. En caso de cambiar de categoría, deberán notificar a la Secretaría en un plazo no mayor de un mes.

ARTICULO 31. Las exportaciones utilizadas por la industria de autopartes para su clasificación en la tabla del artículo anterior, no podrán ser contabilizadas por las empresas de la industria terminal para su presupuesto de divisas.

ARTICULO 32. La fabricación e importación de motores diésel para camiones, tractocamiones y autobuses integrales, sólo podrá hacerse por empresas de participación mayoritaria mexicana y con programa de fabricación aprobado por la Secretaría.

ARTICULO 33. Los componentes automotrices fabricados por la industria de autopartes, deberán cumplir con las normas establecidas por la Secretaría, o en su defecto, con las especificaciones internacionales que la misma apruebe.

ARTICULO 34. Las partes y materias primas de importación aprobadas por la Secretaría en los programas de fabricación de componentes automotrices, podrán ser internadas al país al amparo de permisos anuales de importación que expida la Secretaría de Comercio en los casos en que estos se requieran.

Del análisis del decreto, se observan las facilidades que el Gobierno Mexicano ofrece para que una nueva empresa sea formada, como la que se propone en este trabajo.

Esta nueva fábrica de motores Diesel NH/NT, se encontrará re

glamentada en cuanto a disposiciones legales por este decreto, el cual establece que cualquier empresa de la industria de -- autopartes deberá mantener una estructura de capital en la que el 60% del mismo, como mínimo, sea propiedad de inversionistas mexicanos; su capital social se dividirá en acciones "A" y "B", (artículos 26 y 27). Los componentes producidos por esta empresa deberán alcanzar una integración nacional mínima del 80%, - además estos componentes fabricados se clasificarán y contabilizarán de acuerdo con la tabla del artículo 30 del decreto. - Asimismo, la Secretaría, con base en las resoluciones de la comisión, podrá autorizar a las empresas de la industria de autopartes, programas de fabricación con etapas iniciales de integración inferiores al 50% sin afectar su clasificación como empresa, esto tomando en cuenta la importancia del producto y el grado de integración final que alcance el mismo. Por lo que a empresa se refiere, se pretende alcanzar el 80% de integración en la fabricación del motor NH/NT, en un periodo de 6-1/4 años a partir de la fecha de aprobación del proyecto.

En cuanto a estímulos fiscales, el gobierno ofrece facilidades como:

- Reducción hasta del 100% del impuesto general de importación de la maquinaria y equipo que se utilicen en la fabricación de componentes.
- Devolución hasta del 100% de los impuestos indirectos - causados por los componentes exportados.

Sin embargo, se deberá pagar una cuota equivalente al 4% del - valor de las reducciones de impuestos obtenidos, por concepto de los servicios de inspección y vigilancia que realizarán la Secretaría de Patrimonio y Fomento Industrial, y la Secretaría de Hacienda y Crédito Público.

La formación de dicha fábrica de motores, se encontrará sujeta a una sanción si no efectúa la notificación a que se refiere el artículo 30 del decreto, esta sanción será una multa hasta de \$50,000.00.

CALCULO DEL GRADO DE INTEGRACION NACIONAL DEL MOTOR A FABRICAR.

El cálculo del grado de integración nacional a que se refieren los artículos 29 y 30 del Decreto para el Fomento de la Industria Automotriz, mencionado en el inciso anterior, según la fórmula Costo-Directo, en la cual se incluirá el monto de sus exportaciones directas, es como sigue:

$$G.I.N. = \frac{CN}{CN + CM - X}$$

en donde:

G.I.N. = Grado de Integración Nacional.

CN = Costo Nacional de fabricación, que incluye:

- a) Materias primas, artículos semiterminados o terminados.
- b) Combustibles y otros materiales auxiliares.
- c) Energía utilizada.
- d) Salarios y prestaciones derivadas de los contratos de trabajo.
- e) Depreciación de la maquinaria y equipo en los términos que señale la Ley del Impuesto sobre la Renta.

CM = Costo de los insumos importados, que deberá incluir seguro y flete puerto de entrada, -- salvo que el transporte se realice por compañías mexicanas, en cuyo caso estos fletes se considerarán como parte del costo nacional; igual tratamiento se dará a los pagos por seguros.

X = Exportaciones, o sea, la generación de divisas por exportaciones realizadas, considerándose tan sólo aquellas que sean necesarias para lograr un grado de integración del 100%

Las exportaciones excedentes de divisas, sólo podrán ser utili
zadas por las empresas de la industria terminal para fines del
presupuesto de divisas, o bien, acumularse para el próximo ---
ejercicio de la empresa de autopartes que generó dichas expor-
taciones.

CAPITULO VI. INGENIERIA DEL PROYECTO.

LOCALIZACION DE LA PLANTA.

Importancia de la Localización.

Debido a que las obras de magnitud considerable, como la que ahora nos ocupa, afectan de una u otra forma a la sociedad, se hace indispensable elegir un lugar adecuado en donde se pueden satisfacer las necesidades más apremiantes de la misma, como: subsanar el desempleo, diversificar la industria, distribuir el ingreso, etc., pero a la vez se debe tener en mente -- que la empresa participará con sus productos en un mercado altamente competitivo, por lo cual se hace necesario aprovechar al máximo las ventajas que nos pueda brindar un determinado lugar.

Como ventajas o facilidades que harán de la empresa un ente -- productivo, se puede mencionar a: la infraestructura industrial, la cercanía de energéticos, la facilidad de transporte, el fácil suministro de materias primas, así como también a las facilidades financieras y de impuestos.

Todas las ventajas y necesidades mencionadas anteriormente, -- además de otras que pudieren considerarse según fuese el caso, constituyen los factores de localización, los cuales serán característicos de determinado lugar.

De aquí vemos que el lograr unificar un criterio, es una tarea ardua, ya que por lo general los factores de localización se contraponen unos con otros, teniendo por lo cual que ponderar a los distintos factores considerados y calificar a las alternativas de acuerdo a dicha ponderación.

Factores de Localización.

Como destacamos en el inciso anterior, la selección de un lugar adecuado para ubicación de la planta, depende de los fac

tores que se consideren. La selección de dichos factores y la importancia que se les dé, será según el criterio de la persona o asociación que se dedique a la planeación de la obra, o en su defecto, del propietario de la misma.

A continuación se mencionan algunos de los factores que deben considerarse en la planeación de cualquier obra:

a) Transportes.

- Aéreo.
- Camiones.
- Ferrocarril.
- Marítimo.

b) Servicios.

- Agua.
- Carbón.
- Combustible líquido.
- Energía eléctrica.
- Gas natural.

c) Suministro de Materias Primas.

d) Consideraciones Específicas del Terreno.

e) Leyes e Impuestos.

- Planificación y Zonificación.
- Impuestos estatales y municipales.
- Panorama financiero de la comunidad.

f) Contribución al Desarrollo de México.

g) Ambiente Laboral.

h) Disponibilidad de Mano de Obra.

i) Comunidad.

Análisis de Alternativas.

Finalmente, para elegir el lugar adecuado, tenemos que proponer cierto número de alternativas y analizarlas conjuntamente; para ello recurrimos a Dina Nacional que, en base a sus conocimientos sobre la industria en México, señaló, como lugar de localización, las siguientes ciudades como las más indicadas.

- Apizaco.
- Cuernavaca.
- Guadalajara.
- Puebla.
- Querétaro.
- Saltillo.
- Tlanguistengo.
- Toluca.

En la Tabla XIII, se comparan las ocho alternativas bajo los factores ponderados que ahí mismo se señalan. Como se puede ver, la ciudad que logró mayor puntuación (266 puntos) fue Querétaro, por lo cual a continuación mencionaremos algunas de sus principales características:

1. Querétaro es una ciudad de industria creciente localizada a 2.5 horas al norte de la Ciudad de México, con una población de 200,000 personas.

2. Habiendo sido con anterioridad un centro minero, últimamente ha tenido un desarrollo industrial creciente.

3. Entre las industrias existentes, resaltan por su importancia: Spicer, Masey-Ferguson, Carnation, Kellog, Gerber, Purina, Centro Metalmecánico ICA (-Tremec, -Industria del Hierro, -Compacto, -Link Belt, -Máquinas y Herramientas, S.A.).

4. Ciudad modesta, pero en crecimiento, que presenta varias ventajas, tales como escuelas modernas y lugares de recreación.

5. Comunidad aceptable para extranjeros.

6. Los profesionales mexicanos se trasladarían sin mayor dificultad a esta ciudad.

7. Balance razonable entre características de ciudad, con amplia infra-estructura industrial y una localización que con-

TABLA XIII.

ANALISIS DE ALTERNATIVAS

<u>FACTOR</u>	<u>PONDERACION</u>	<u>Toluca</u>	<u>Puebla</u>	<u>Querétaro</u>	<u>Saltillo</u>	<u>Apizaco</u>	<u>Guadalajara</u>	<u>Tlanguistengo</u>	<u>Cuernavaca</u>
Ambiente Laboral	5	45	30	45	35	35	35	30	10
Disponibilidad de Mano de Obra	5	30	45	30	25	15	35	20	25
Curva de Aprendizaje	5	45	45	46	25	5	35	15	25
Comunidad	4	24	32	36	24	4	32	4	28
Suscita Interés de Profesionales	3	18	25	27	9	3	30	3	24
Contribución al Desarrollo de México	5	20	20	30	35	50	20	45	15
Proximidad a la Ciudad	2	18	14	14	6	14	10	16	16
Ventajas Políticas	2	10	14	14	12	18	6	16	7
Existencia de una Infraestructura Industrial	3	<u>27</u>	<u>21</u>	<u>24</u>	<u>15</u>	<u>3</u>	<u>12</u>	<u>15</u>	<u>18</u>
		237	246	266	186	147	215	164	163

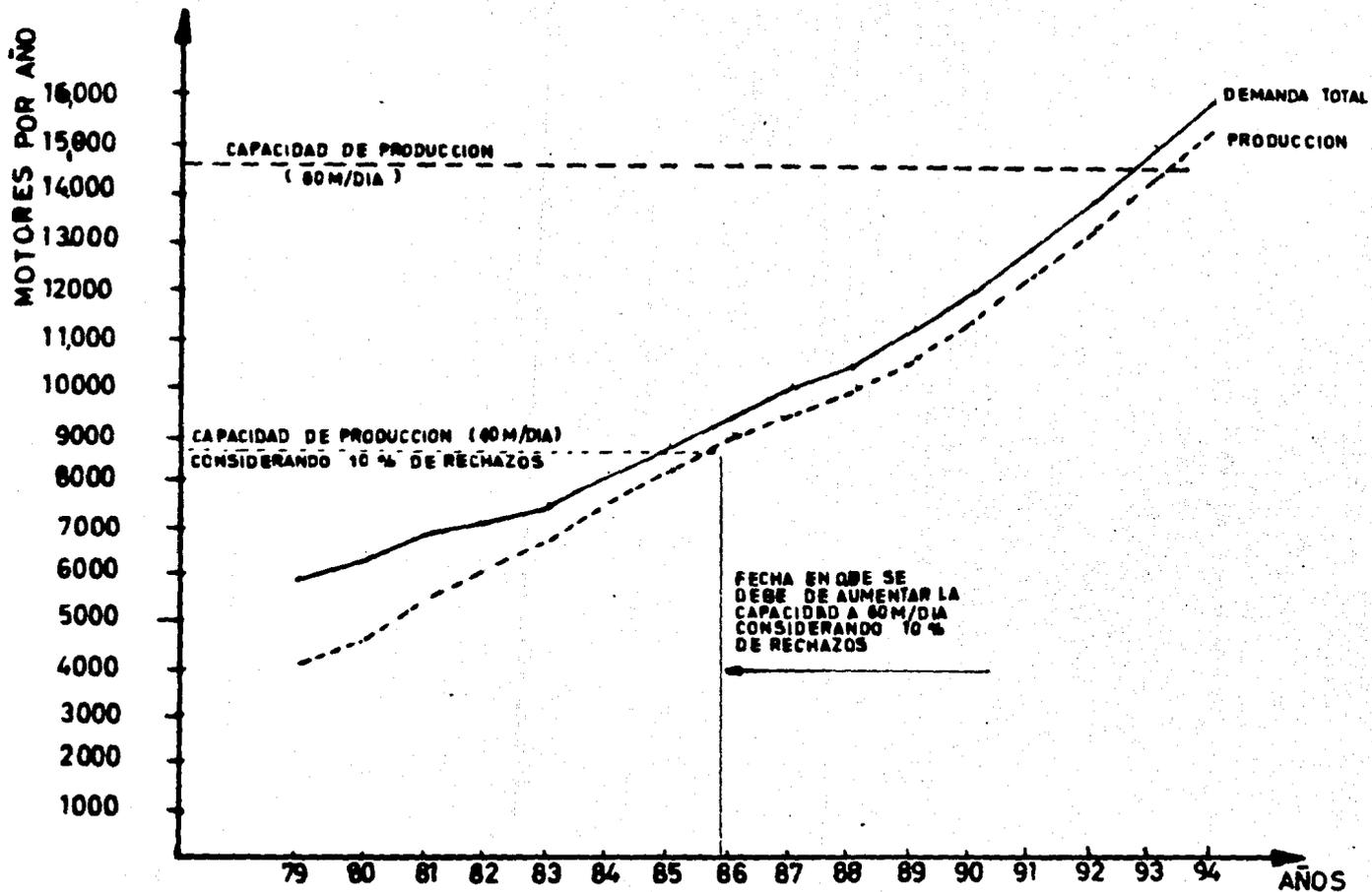
tribuye al desarrollo mexicano mediante la descentralización de la Ciudad de México y la creación de una nueva área de desarrollo.

La decisión final para la localización de la planta, deberá llevarse a cabo realizando un estudio exhaustivo de cada factor de localización. Como dicho estudio de por sí es bastante complicado, únicamente se propone la localización en este trabajo, basándose en el análisis general de las alternativas que ofrece cada estado de la República Mexicana. (Tabla XIII).

CAPACIDAD DE LA PLANTA.

Capacidad Nominal.

La capacidad nominal de la planta está determinada principalmente por la demanda esperada a lo largo del horizonte de estudio (Ver: Capítulo IV), y por la política a largo plazo que se piense seguir; en este caso es la de mantener un alto grado de penetración en el mercado nacional; ésto sería fácilmente alcanzable con sólo instalar una planta enorme que al final satisfaga la demanda con el 90% de su capacidad nominal, pero caeríamos en un grave error, ya que la planta en sus inicios operaría con bajos porcentajes de su capacidad nominal, lo que traería sobrecostos al producto. Para evitar esto, se ha considerado una ampliación a la mitad del periodo en estudio de tal manera que inicialmente se lograría una penetración del 66% trabajando con el 46% de la capacidad instalada, siendo ésta de 40 motores/día, para que en 1986 con el 95% de la capacidad instalada, el 10% de rechazo, dos turnos y 240 días hábiles, se logre un 94% de penetración, la cual se podrá sostener hasta 1994 con la ampliación antes mencionada del 50% en 1986. Todo lo anterior se puede visualizar en la Gráfica 3.



Gráfica 3. Mercado de Motores NH/NT

Fuente: Proyecto DICUMSA (DINA-CUMMINS).

Producción Anual.

Si se pretende única y exclusivamente conservar un alto grado de penetración en el mercado nacional, entonces la producción se limitará a seguir muy de cerca a la demanda nacional, pero si se consideran programas de exportación con el objeto de abatir los sobrecostos locales a través de volúmenes más altos aprovechando la economía de escalas y así mismo desplazar importaciones para cumplir con el Decreto para el Fomento de la Industria Automotriz, y si a la vez se pueden contemplar programas de intercambio con otros países, se tendrá entonces que la producción quedará exclusivamente limitada por la capacidad nominal de la planta, de ahí que dentro del proyecto se consideren ampliaciones, tema que se tratará a continuación.

Futuras Ampliaciones.

Como se puede apreciar en los incisos anteriores, es necesario prever las ampliaciones desde el inicio del proyecto para que así se cuente con el tiempo suficiente para poder hacer las adiciones pertinentes.

Para el año de 1986 se ha dispuesto la ampliación debido a que la demanda se incrementará de tal forma que la capacidad inicial de 40 motores/día no será suficiente para surtir ésta, de ahí que el grado de penetración descendería hasta el 51% en 1994; para evitar esto y conservar el 94% de penetración, se prevé una capacidad nominal de 60 motores/día para 1986.

FABRICACION DEL MOTOR NH/NT.

Líneas de Maquinado.

Para la fabricación de un motor Diesel se requiere del ensamble de un gran número de componentes, muchos de los cuales son fabricados dentro de la misma planta, tales como el mono-

bloque, cárter de aceite, múltiples de admisión y escape, cabezas de cilindros, etc. Otros componentes tales como tornillos, roldanas, empaques, autopartes eléctricas, línea de combustibles, etc., llegan a la planta por medio de compras realizadas a empresas fabricantes de este tipo de componentes. La necesidad de algunos componentes automotrices de máxima calidad y precisión se satisface por medio de importaciones ya que éstas son autopartes cuyo proceso de fabricación resulta muy costoso o son componentes que de momento no se justifica su fabricación en el país.

Para fabricar el motor NH/HT se maquina un gran número de componentes, de los cuales, los de mayor importancia por la complejidad de las operaciones de maquinado que a éstas se realizan son: el monobloque, tapas de cojinetes, cabezas de cilindros, cárter de aceite, múltiples de admisión y escape, etc. Para el maquinado de componentes como los anteriormente señalados, se sugiere que existan cuatro líneas de maquinado, las cuales agruparán a las distintas piezas a maquina de acuerdo a la complejidad de sus operaciones y al material del que están fabricadas. Se denomina líneas de maquinado al recorrido que efectúa un cierto componente del motor, desde que se recibe de fundición, hasta que queda terminado. Durante este recorrido, la pieza es trabajada en distintas máquinas herramientas, las cuales maquina las piezas hasta que éstas tienen el acabado final necesario.

Las líneas de maquinado que se propone, así como las piezas que se maquina en dichas líneas son:

- a) Línea de Maquinado de Monobloque.
- b) Línea de Maquinado de Cabezas de Cilindros.
- c) Línea de Maquinado de Hierro Gris.

En esta línea se maquina las siguientes piezas:

bloque, cárter de aceite, múltiples de admisión y escape, cabezas de cilindros, etc. Otros componentes tales como tornillos, roldanas, empaques, autopartes eléctricas, línea de combustibles, etc., llegan a la planta por medio de compras realizadas a empresas fabricantes de este tipo de componentes. La necesidad de algunos componentes automotrices de máxima calidad y precisión se satisface por medio de importaciones ya que éstas son autopartes cuyo proceso de fabricación resulta muy costoso o son componentes que de momento no se justifica su fabricación en el país.

Para fabricar el motor NH/HT se maquina un gran número de componentes, de los cuales, los de mayor importancia por la complejidad de las operaciones de maquinado que a éstas se realizan son: el monobloque, tapas de cojinetes, cabezas de cilindros, cárter de aceite, múltiples de admisión y escape, etc. - Para el maquinado de componentes como los anteriormente señalados, se sugiere que existan cuatro líneas de maquinado, las cuales agruparán a las distintas piezas a maquinar de acuerdo a la complejidad de sus operaciones y al material del que estén fabricadas. Se denomina líneas de maquinado al recorrido que efectúa un cierto componente del motor, desde que se recibe de fundición, hasta que queda terminado. Durante este recorrido, la pieza es trabajada en distintas máquinas herramientas, las cuales maquinas las piezas hasta que éstas tienen el acabado final necesario.

Las líneas de maquinado que se propone, así como las piezas que se maquinasarán en dichas línea son:

- a) Línea de Maquinado de Monobloque.
- b) Línea de Maquinado de Cabezas de Cilindros.
- c) Línea de Maquinado de Hierro Gris.

En esta línea se maquinasarán las siguientes piezas:

- Tapas de cojinetes.
- Cubierta del alojamiento de agua.
- Volante.
- Soporte del alternador.
- Polea bomba de agua.
- Polea del ventilador.
- Polea de toma de fuerza.
- Polea del alternador.
- Cubierta delantera.
- Cubierta del árbol de levas.
- Cuerpo de la bomba de agua.
- Conexión transversal de agua.
- Caja soporte del termostato.
- Caja del termostato.

d) Línea de Maquinado de Aluminio.

Como ejemplo de piezas que se maquinarán en esta línea podemos mencionar las siguientes:

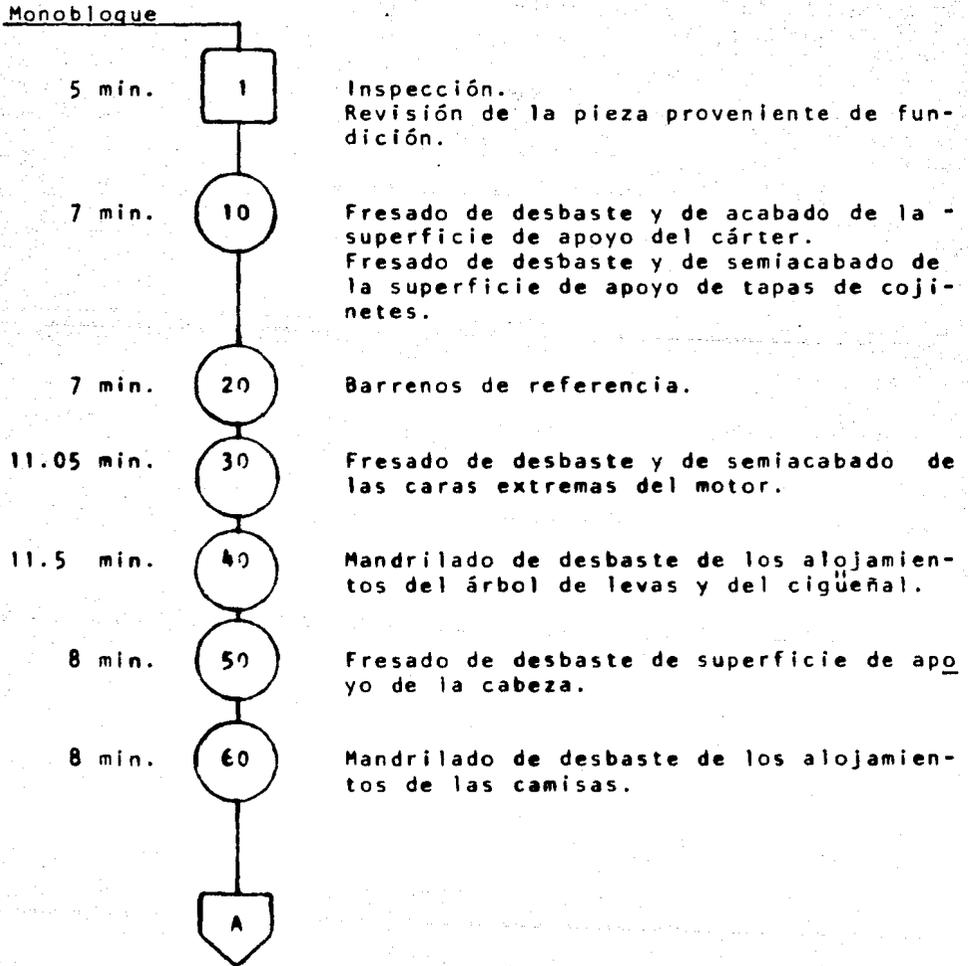
- Cubierta de válvulas.
- Múltiples de admisión y escape.
- Caja del volante.
- Toma transversal de aire.
- Cubierta caja de engranes.
- Cáster de aceite.

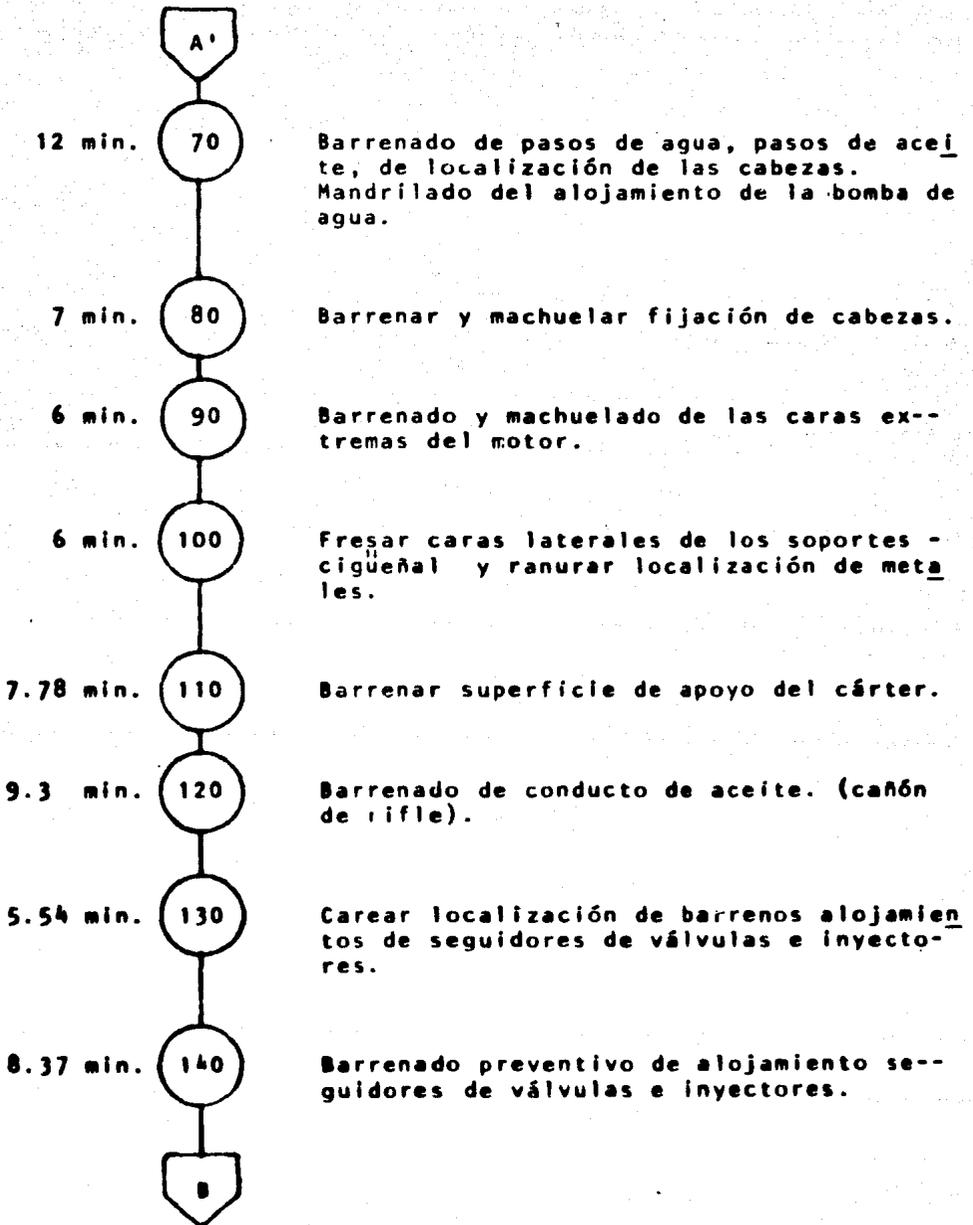
A las líneas de maquinado de hierro gris y de aluminio, también se les denomina: Líneas de Maquinado de Piezas Misceláneas debido a la variedad de componentes del motor que ahí se maquinan.

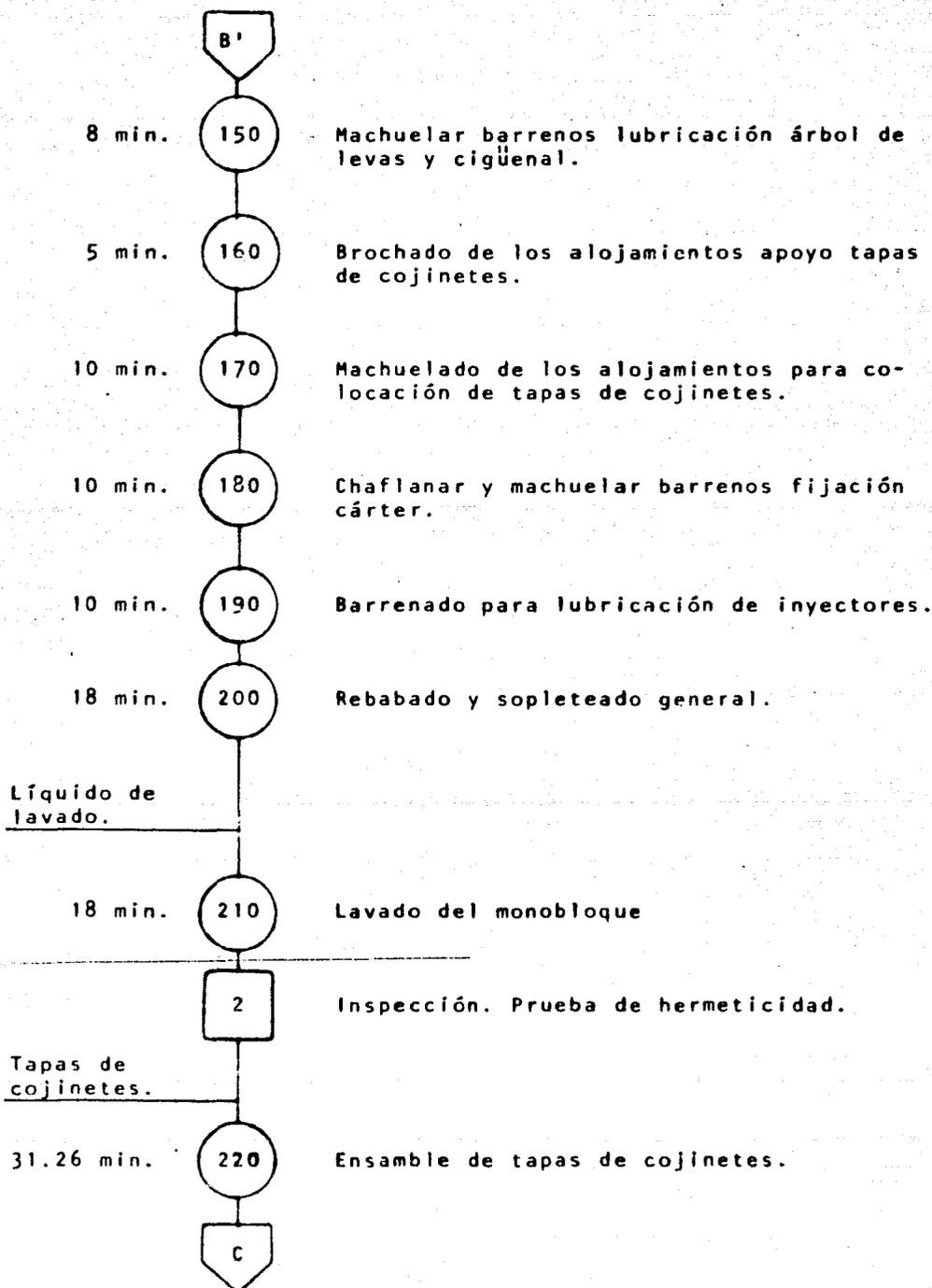
Debido a que el monobloque es el soporte de los demás componentes del motor Diesel, se agrupan las diferentes operaciones que se realizan a éste durante el proceso de maquinado, de forma -- que se facilita la comprensión del proceso; estas operaciones se llevarán a cabo de acuerdo al orden señalado por el Diagrama de Proceso de Operaciones. (Diagrama 1).

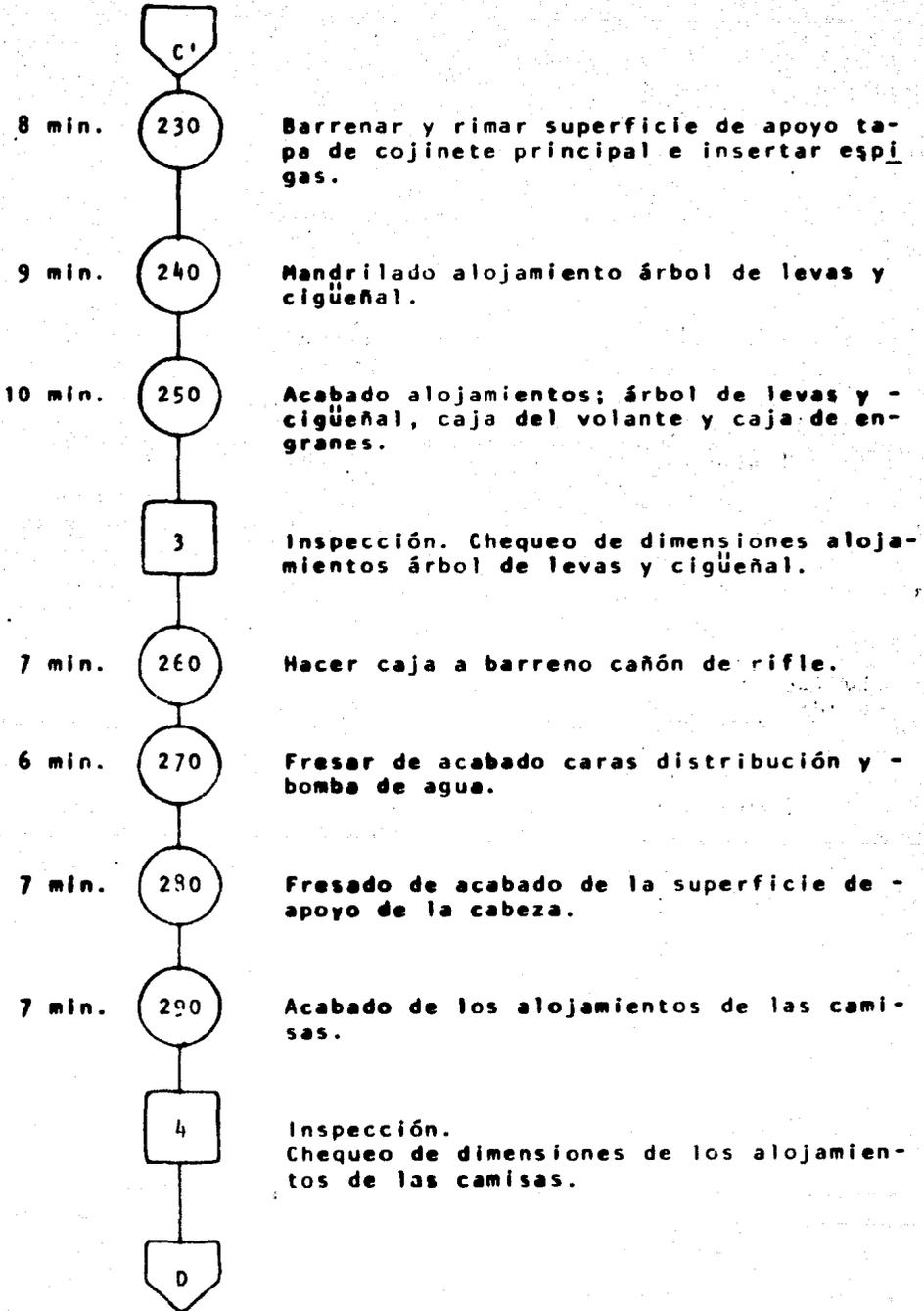
DIAGRAMA 1.

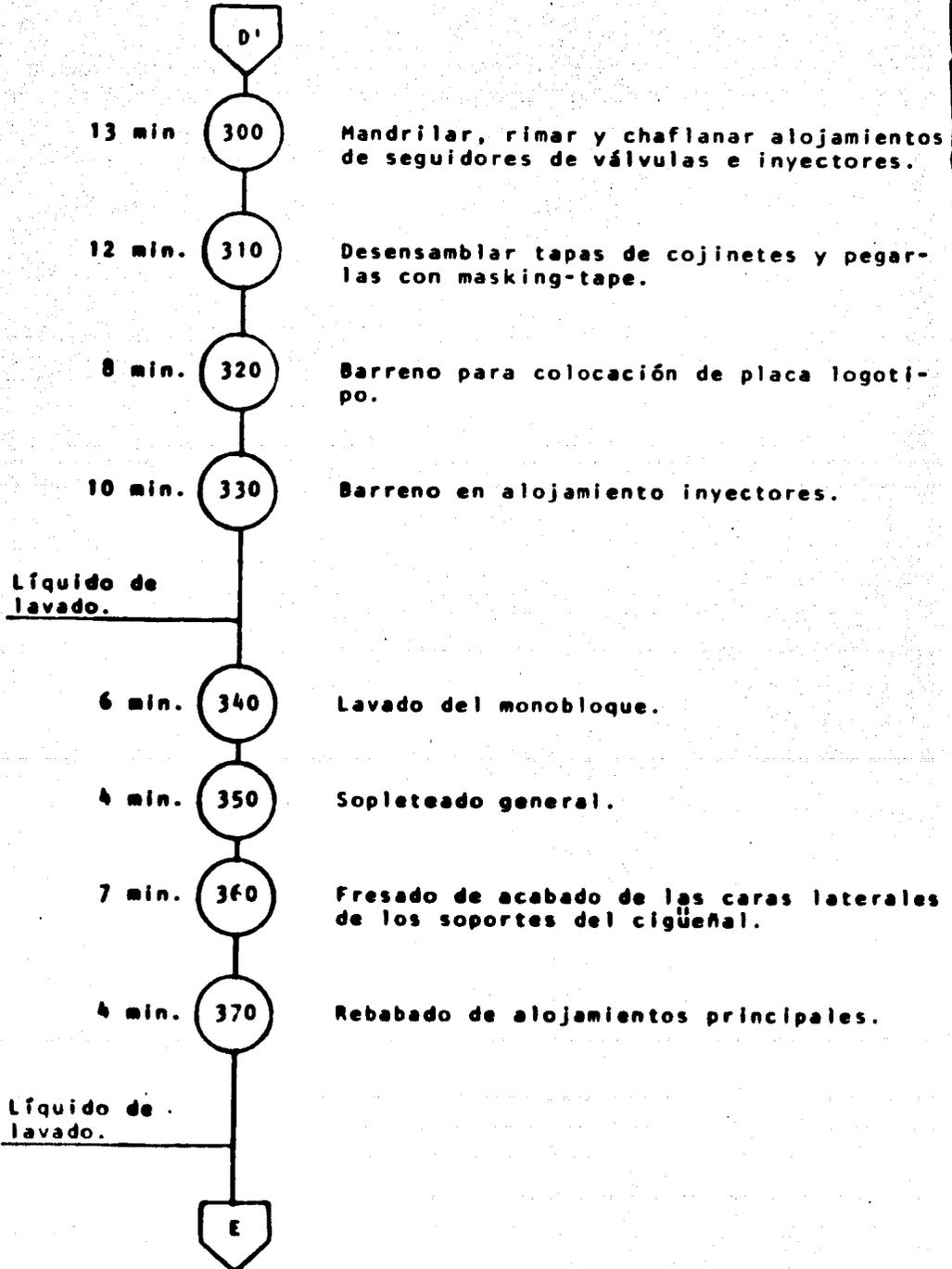
DIAGRAMA DE PROCESO DE OPERACIONES.
MAQUINADO DE MONOBLOQUE PARA MOTOR NH/NT.

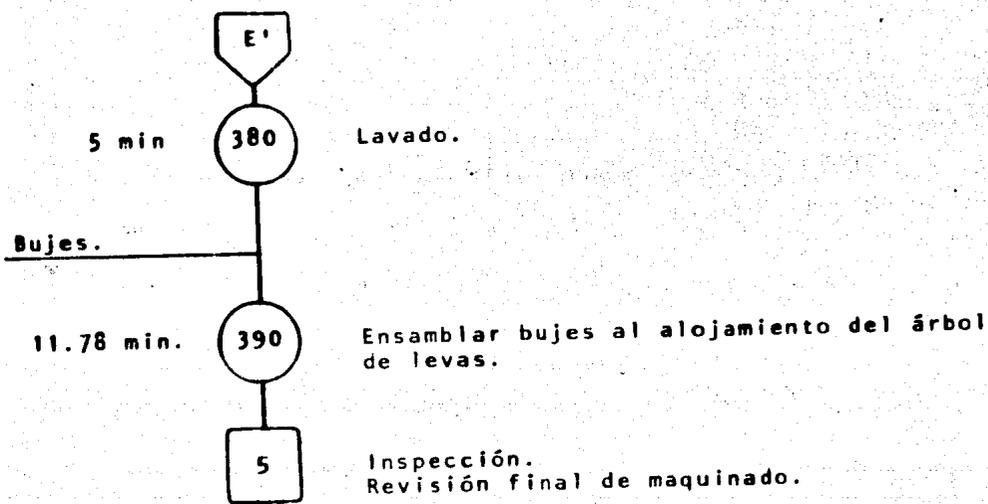












RESUMEN:

EVENTO	NUMERO	TIEMPO
OPERACIONES	390	364.58 min.
INSPECCIONES	5	

Si se considera como parte frontal del monobloque aquella donde se coloca la bomba de agua; como parte trasera la opuesta a la anterior y como parte superior e inferior a la superficie de apoyo de la cabeza y superficie de apoyo del cárter respectivamente, se tiene:

- a). **Parte Frontal o Cara Bomba de Agua.**
 - Fresado de desbaste y de semiacabado.
 - Barrenado y machuelado.
 - Barrenado de conducto cañón de rifle.
 - Semiacabado y acabado de los alojamientos, árbol de levas y cigüeñal.
 - Fresado de acabado.
 - Barrenos en el extremo alojamiento árbol de levas.
 - Rebabado del alojamiento de la bomba de agua.

- b). **Parte Trasera o Cara Distribución.**
 - Fresado de desbaste y de semiacabado.
 - Barrenado y machuelado.
 - Barrenado de conducto cañón de rifle.
 - Semiacabado y acabado del alojamiento árbol de levas y cigüeñal.
 - Hacer caja a barreno cañón de rifle.
 - Fresado de acabado de la superficie.

- c). **Parte Superior o Superficie de Apoyo de la Cabeza.**
 - Fresado de desbaste.
 - Barrenado preventivo de la localización de la cabeza.
 - Barrenado y machuelado para fijación de la cabeza.
 - Careado y barrenado preventivo de alojamientos de seguidores de válvulas e inyectores.
 - Barrenado para lubricación de inyectores.
 - Fresado de acabado de la superficie.

d) Parte Inferior o Superficie de Apoyo del Cáster.

- Fresado de desbaste y de acabado.
- Barrenado, rimado y chaflanado de barrenos de referencia.
- Barrenado para fijación del cáster.
- Chaflanado y machuelado de barrenos para fijación del cáster.

e) Superficie Apoyo de Tapas de Cojinetes.

- Fresado de desbaste y de semiacabado.
- Brochado de alojamientos apoyo tapas de cojinetes.
- Barrenar y rimar superficie de apoyo de tapa de cojinete principal e insertar espigas.
- Ensamble de tapas de cojinetes.

f) Alojamiento Arbol de Levas.

- Mandrilado de desbaste (por parte frontal y trasera del monobloque).
- Barrenado y machuelado de barrenos de lubricación.
- Semiacabado y acabado del alojamiento.
- Rebabado del alojamiento.
- Ensamble de bujes al alojamiento.
- Revisión del alojamiento (chequeo de dimensiones).

g) Alojamiento del Cigüeñal.

- Mandrilado de desbaste (por parte frontal y trasera del monobloque).
- Fresado de desbaste de las caras laterales de los soportes del cigüeñal.
- Barrenado y machuelado de barrenos de lubricación.
- Semiacabado y acabado del alojamiento.
- Fresado de acabado de las caras laterales de los soportes del cigüeñal.
- Rebabar el alojamiento.
- Revisión del alojamiento (chequeo de dimensiones).

h) Alojamiento de las Camisas.

- Mandrilado de desbaste.
- Mandrilado de acabado.
- Revisión del alojamiento (chequeo de dimensiones).

Un análisis un poco más detallado de la línea de maquinado, nos muestra la secuencia lógica que existe en el maquinado del monobloque, secuencia que a continuación se describe:

1) Para poder ser maquinado el monobloque, se necesita de apoyar a éste sobre una superficie plana, misma que deberá servir para poder efectuar barrenos de referencia, en donde encajarán pernos que aseguren el asiento perfecto del monobloque a las máquinas para las posteriores operaciones que se realizarán a éste.

Se escoge la superficie de apoyo del cárter, ya que casi todas las operaciones de maquinado (excepto 5), se realizan cuando el monobloque está apoyado en esta superficie. Al darle acabado a ésta, se aprovecha la posición que tiene el monobloque para obtener un semiacabado en la superficie apoyo de tapas de cojinetes. Sobre esta superficie el acabado final se realiza posteriormente, cuando ya han sido barrenados y machuelados los alojamientos para la fijación de las tapas de cojinetes.

2) Apoyado en la superficie de referencia (superficie de apoyo del cárter), se realiza el fresado de desbaste y de semiacabado tanto de la cara bomba de agua como de la cara distribución, para que aprovechando éstas, además de la de referencia, se realice un mandrilado de desbaste a los alojamientos del árbol de levas y del cigüeñal.

3) Al finalizar las operaciones anteriores, aún falta una superficie por maquinar, la superficie de apoyo de las cabezas. A ésta se le realiza un fresado de desbaste y de acabado para poder mandrilar los alojamientos de las camisas.

Hasta aquí, se le ha dado acabado a la superficie de apoyo del cárter, a la superficie de apoyo de la cabeza de cilindros; se ha realizado el semiacabado a la cara bomba de agua y a la cara distribución, se han desbastado los alojamientos del árbol de levas, cigüeñal y camisas, además de un desbaste y semiacabado a la superficie de apoyo de tapas de cojinetes.

4) Se realizan operaciones de barrenado (conductos de aceite) en las caras bomba de agua y distribución, así como en la superficie de apoyo de la cabeza (alojamientos de seguidores de válvulas e inyectores), recordando que el monobloque se encuentra apoyado en la superficie de apoyo del cárter.

5) El monobloque se apoya ahora en la superficie de apoyo de la cabeza para darle acabado a la superficie de apoyo de tapas de cojinetes.

El monobloque ha sido maquinado y barrenado en sus superficies, por lo cual se debe lavar, ya que las operaciones que se le realizarán después de esto, serán de darle acabado a aquellos alojamientos importantes como el del árbol de levas, cigüeñal, camisas y bomba de agua.

Para darle acabado al alojamiento del cigüeñal, es necesario ensamblar las tapas de cojinetes para que el acabado de este alojamiento sea lo más preciso posible.

Después de realizado lo anterior, se verifica el alojamiento, las tapas de los cojinetes son desensambladas y marcadas, para hacerlas coincidir con el monobloque cuando se realice el ensamble del conjunto motor.

6) Se fresa de acabado las caras bomba de agua y distribución, con lo cual las cuatro superficies principales -

del monobloque han sido terminadas. Sobre la superficie de apoyo de la cabeza se mandrila, rima y chaflana los alojamientos de seguidores de válvulas e inyectores.

Se realiza un fresado de acabado a las caras laterales de los soportes del cigüeñal y se lava el monobloque, de donde finalmente es llevado a una zona donde se efectúa la revisión final del maquinado del monobloque.

Los diagramas 2 y 3 muestran los Procesos de Maquinado del Monobloque y de la Cabeza de Cilindros, respectivamente.

Línea de Ensamble.

La línea de ensamble es la secuencia óptima de armado del motor que se debe de seguir, para que al final de ésta se obtenga el conjunto motor armado.

Durante este recorrido y en lugares predeterminados, se localizan las estaciones de subensambles, en las cuales se realiza el ensamble de componentes como son el cigüeñal, compresor, bomba de aceite, árbol de levas, etc., subensambles que se integran a la línea de ensamble principal para obtener al final de ésta el conjunto motor armado.

Una vez que se ha llegado al fin de esta secuencia óptima de armado, el motor es almacenado para ser enviado posteriormente a las cadenas de pruebas, donde, mediante un dinamómetro, se revisa el funcionamiento y se verifica que cumpla con las especificaciones requeridas por el cliente. Después de haber finalizado la etapa anterior, el motor es llevado a la zona de detallado, en donde el conjunto motor es complementado y finalmente terminado, ya que es ahí donde se lleva a cabo la instalación del motor de arranque, colocación del ventilador, placa logotipo, etc. El diagrama 4 muestra los Bloques de Ensamble del Conjunto Motor NH/NT.

DIAGRAMA DE BLOQUES DEL PROCESO DE MAQUINADO DEL MONOBLOQUE.

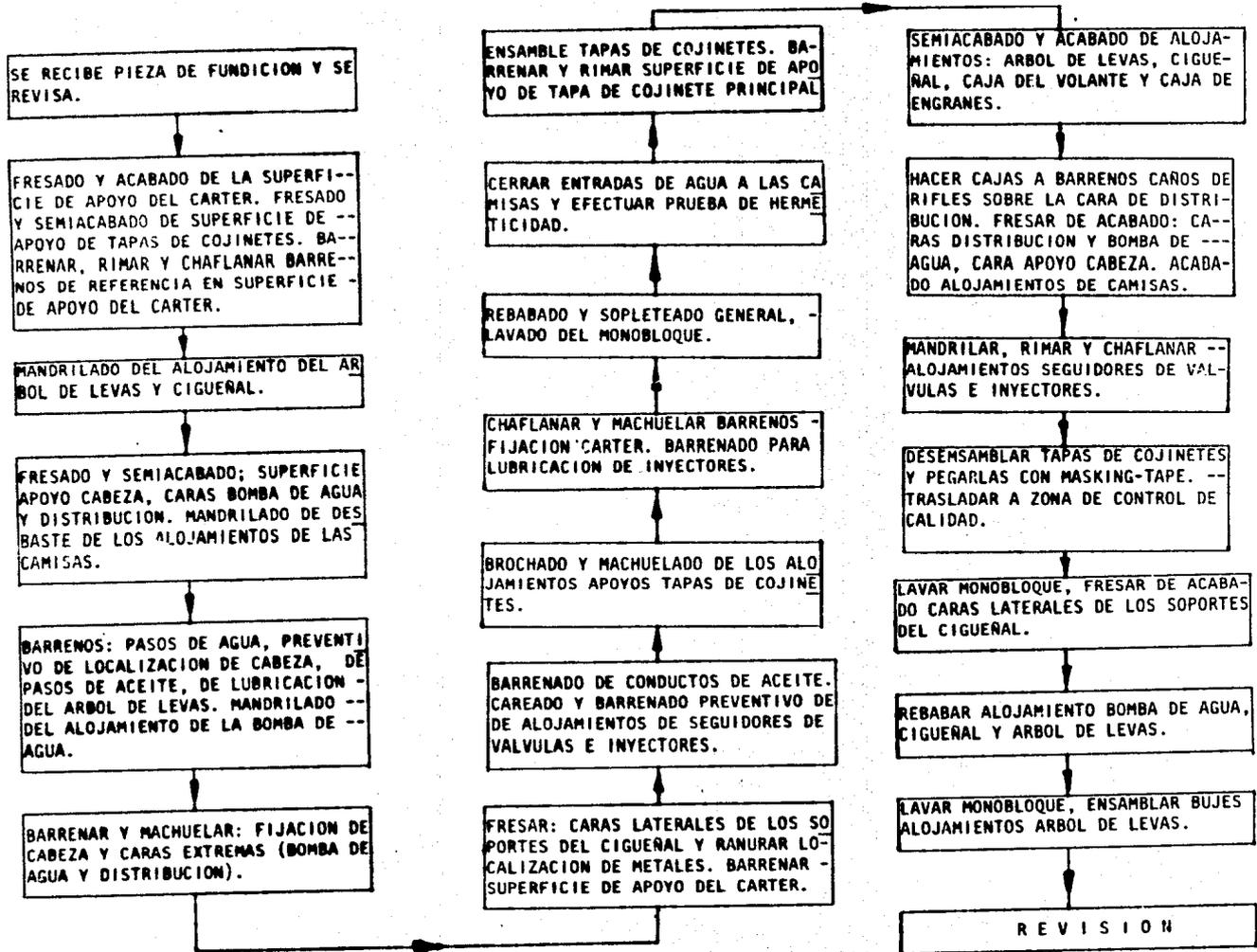


DIAGRAMA DE BLOQUES DEL PROCESO DE MAQUINADO DE LA CABEZA DE CILINDROS.

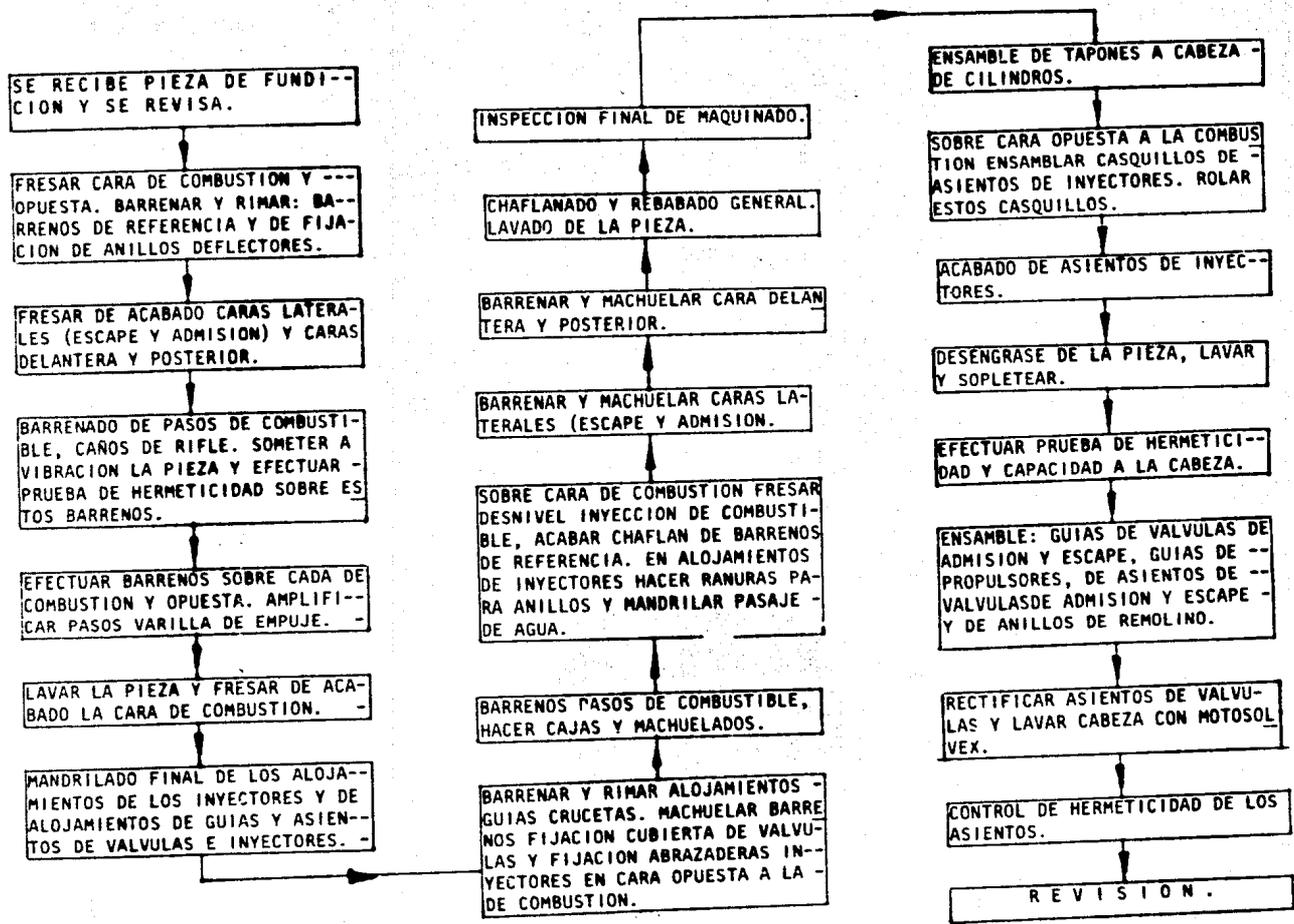
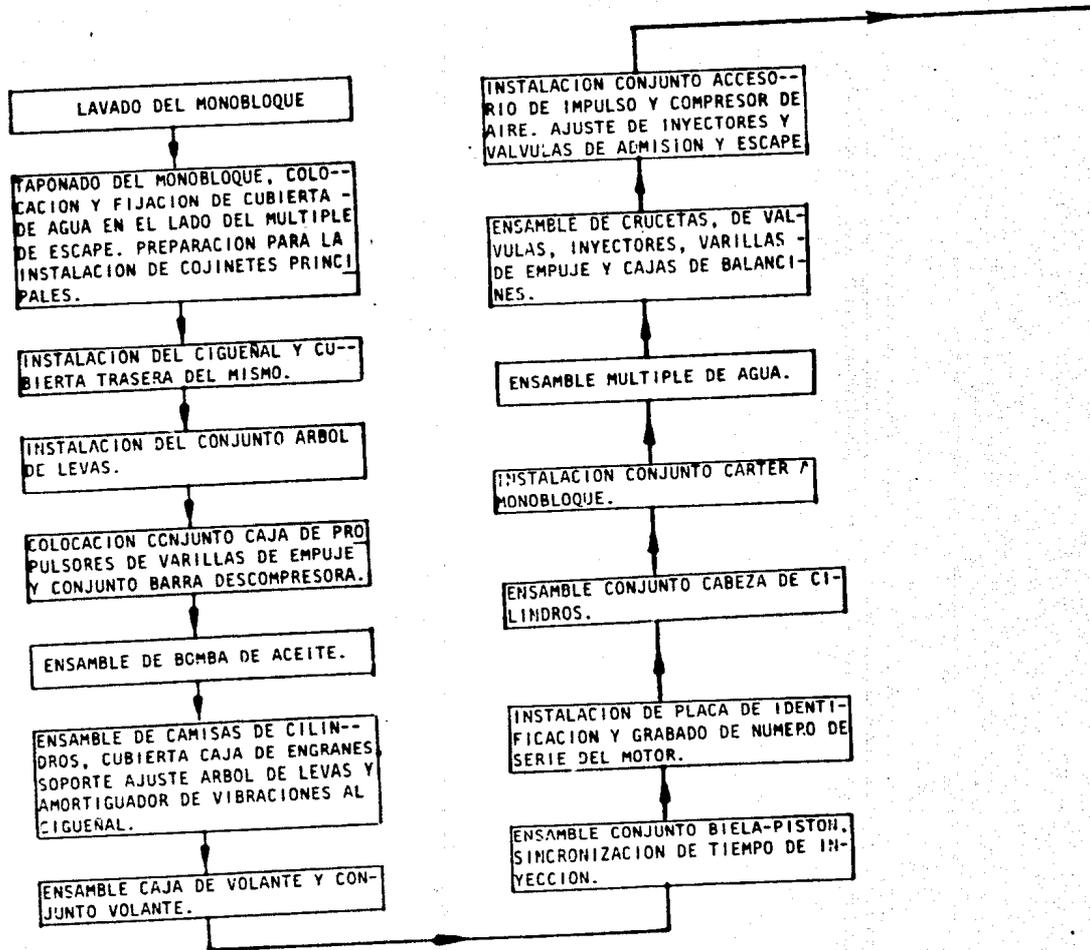


DIAGRAMA DE BLOQUES DEL ENSAMBLE DEL CONJUNTO MOTOR NH/NT.



Distribución de Areas y Personal en las Líneas de Maquinado y Ensamble.

Para que las líneas de maquinado y de ensamble cumplan con su función de una manera eficiente, es de vital importancia que éstas cuenten con el área y el personal adecuados. Al considerar estos dos aspectos, se obtiene un mejor control de la producción así como también, una mejor distribución de la maquinaria y del personal dentro de la planta.

Tanto el personal requerido como la distribución de las áreas, se encuentran condicionados a la producción, ya que si ésta es pequeña, lógicamente no se justificaría de ninguna manera el contar con un exceso de área y de personal. Pero también, para poder estimar el área y personal requeridos, la determinación se debe de hacer en función de las futuras ampliaciones que cualquier empresa considera dentro de sus planes de desarrollo. Por lo tanto, de lo anterior se observa que la determinación del área y del personal necesarios en las líneas de maquinado y de ensamble, requieren de un estudio cuidadoso en el cual se debe de considerar una gran variedad de aspectos como, por ejemplo, la producción de motores que se debe de tener, el tipo de maquinaria a utilizar, futuras ampliaciones de la empresa, etc. En esta tesis profesional, únicamente se propone el área y personal que se podría requerir en las líneas de maquinado y ensamble. La proposición se basa en datos tomados de la empresa Diesel Nacional, y corresponden a una producción de tomando en consideración a dicha empresa por ser de las que más experiencia tiene al respecto.

<u>Línea.</u>	<u>Área aproximada.</u>	<u>Personal.</u>
Maquinado de Monobloque	3,000 m ²	60
Maquinado de Cabeza de Cilindros.	1,400 m ²	40
Maquinado de Aluminio.	1,200 m ²	30
Maquinado de Hierro Gris.	1,600 m ²	18
Ensamble del Motor.	1,400 m ²	40

A P E N D I C E

SECCION I. TECNICAS DE PRONOSTICO.

REGRESION MULTIPLE Y MODELO ECONOMETRICO.

En el establecimiento del plan de producción de una empresa, los pronósticos de la demanda constituyen la parte más importante. A continuación damos algunos ejemplos de áreas de actividad de una empresa que dependen directamente de los pronósticos de la demanda:

- Volumen de producción.
- Nivel de los inventarios.
- Presupuestos.
- Política de precios.
- Desarrollo del producto.
- Ampliación de la planta.

De lo anterior puede uno darse cuenta más fácilmente de la importancia que tienen los pronósticos dentro de una empresa para su planeación.

Es importante recordar que para elaborar un buen pronóstico, se debe saber elegir el método o la técnica más apropiada para lograrlo.

Como se mencionó en el Capítulo IV, para el pronóstico de la demanda de motores Diesel, se utilizaron técnicas de pronósticos como son la Regresión y Correlación Múltiples, así como el Modelo Económico Wharton aplicado a la Macroeconomía de México. Con el objeto de justificar el uso de estas técnicas, en esta Sección se presentarán en forma resumida otras técnicas de pronósticos además de las antes mencionadas. A continuación se presentan dichas técnicas.

METODO DE ATENUACION EXPONENCIAL PONDERADA.

Para aplicar este método, se puede usar la fórmula siguiente:

$$P_n = P_{n-1} + \underline{a} (D_{n-1} - P_{n-1})$$

en donde:

P_n = Pronóstico para el período "n"

P_{n-1} = Pronóstico para el período (n-1).

\underline{a} = Constante de atenuación.

D_{n-1} = Demanda real del período (n-1).

Las dos primeras etapas a llevar a cabo, serán la elección de la constante de atenuación \underline{a} y el número de periodos pasados a considerar. Supongamos que "n" sea el número de periodos a considerar. La constante \underline{a} está generalmente entre 0.1 y 0.3. Como podremos observar más fácilmente, si queremos dar una mayor importancia relativa a la información de los últimos periodos, \underline{a} deberá ser grande, es decir, deberá estar cerca del valor 0.3.

Para el cálculo del pronóstico P_n necesitamos el valor de P_{n-1} ; para el cálculo de P_{n-1} necesitamos conocer P_{n-2} ; etc. Por lo tanto, no será posible calcular P_0 puesto que desconocemos (o no existe) P_{-1} . Consecuentemente, la tercera etapa a realizar es la elección de un pronóstico atenuado inicial P_0 ; generalmente se considera que éste sea igual a la demanda del período anterior al primer período considerado, es decir, igual a la demanda D_0 .

En la fórmula $P_n = P_{n-1} + (D_{n-1} - P_{n-1})$, el valor de P_{n-1} depende de P_{n-2} ; el valor de P_{n-2} , a su vez, depende de P_{n-3} , etc. por lo tanto, debemos cambiar la fórmula, de manera que P_n pueda ser calculado en función de los valores de las demandas de los diversos periodos y del pronóstico inicial. Para deducir -

esta fórmula, supongamos que P_0 es el pronóstico inicial (igual a la demanda D_0) y que P_i y D_i son los pronósticos y las demandas reales, respectivamente. Por lo tanto:

$$P_1 = aD_0 + (1-a) P_0$$

$$P_2 = aD_1 + (1-a) P_1 = aD_1 + (1-a) (aD_0 + (1-a)P_0) \\ = aD_1 + a(1-a)D_0 + (1-a)^2 P_0$$

$$P_3 = aD_2 + (1-a)P_2 = aD_2 + (1-a) (aD_1 + a(1-a) D_0 + (1-a)^2 P_0) \\ = aD_2 + a(1-a)D_1 + a(1-a)^2 D_0 + (1-a)^3 P_0$$

.

.

.

$$P_n = aD_{n-1} + a(1-a) D_{n-2} + a(1-a)^2 D_{n-3} + \dots + (1-a)^n D_{n-n}$$

$$P_n = aD_{n-1} + a(1-a) D_{n-2} + a(1-a)^2 D_{n-3} + \dots + a(1-a)^{n-1} D_0 + (1-a)^n P_0$$

Veamos un ejemplo de aplicación de esta nueva fórmula. Para ello utilizaremos los datos del siguiente cuadro:

Año:	1964	1965	1966	1967	1968
Ventas:	108,000	119,000	110,000	122,000	130,000.
Observaciones:	D_0, P_0	D_1	D_2	D_3	D_4

Sustituyendo valores en la fórmula, el cálculo del pronóstico para el año de 1969, es decir, el pronóstico P_5 , es:

$$P_5 = (0.2(130) + (0.2)(0.8)(122) + (0.2)(0.8)^2(110) + (0.2)(0.8)^3(119) + (0.2)(0.8)^4(108) + (0.8)^5(108).$$

$$P_5 = \$116,030.00$$

REGRESION SIMPLE.

- a). Método de los mínimos cuadrados (Regresión Lineal).
- b). Método de la curva exponencial (Regresión no Lineal).

Método de los Mínimos Cuadrados.

Siempre que los datos sugieren una recta para su representación, el método de los mínimos cuadrados podrá utilizarse para la elaboración de un pronóstico. Este método consta de la determinación de la línea recta que mejor se ajusta a los puntos, es decir, la línea para la cual la suma de los cuadrados de las distancias a los puntos de la gráfica, es mínima. Como sabemos, la ecuación de cualquier línea recta es:

$$Y = a + B X$$

El sistema de ecuaciones que proporciona los valores de "a" y "b" para la línea de los mínimos cuadrados, es el siguiente:

$$\Sigma Y = Na + b\Sigma X \dots\dots\dots (1)$$

$$\Sigma XY = a\Sigma X + b\Sigma X^2 \dots\dots\dots (2)$$

donde "X" y "Y" son las dos variables del problema, y "N" el número de periodos. A continuación se da un ejemplo de cómo utilizar el método de los mínimos cuadrados. Supongamos que las ventas de una empresa dada, fueron las que se muestran en el cuadro de la página anterior.

En este caso la variable "X" será el año y la variable "Y" será el volumen de ventas (en pesos). Inicialmente tenemos que escoger un origen para la variable "X". Esta podrá ser el año cero o cualquier otro año. Si escogemos el origen 1964, la variable "X" tendrá entonces los siguientes valores: 0, 1, 2, 3, y 4, es decir, (1964-1964), (1965-1964), (1966-1964), (1967-1964) y --- (1968-1964).

A continuación se tabulan los valores necesarios para calcular a y b de las ecuaciones (1) y (2).

Año	Y	X	X ²	XY
1964	108	0	0	0
1965	119	1	1	119
1966	110	2	4	220
1967	122	3	9	366
1968	130	4	16	520
Total:	<u>589</u>	<u>10</u>	<u>30</u>	<u>1225</u>
	ΣY	ΣX	ΣX ²	Σ XY

Origen = 1964.

Sustituyendo los valores obtenidos en el sistema de ecuaciones (1) y (2), tenemos:

$$589 = 5a + 10b$$

$$1225 = 10a + 30b$$

y "a" y "b" pueden entonces ser fácilmente calculadas:

$$a = 108.4$$

$$b = 4.7$$

Por lo tanto, la línea recta de los mínimos cuadrados es la siguiente:

$$Y = 108.4 + 4.7 X$$

Utilizando esta ecuación podemos determinar las ventas para cualquiera de los próximos años, es decir, 1969, 1970, etc.

Para el año de 1969, la variable "X" tendrá el valor (1969-1964) es decir, X = 5. Por lo tanto, las ventas para este año serán:

$$Y = 108.4 + 4.7(5) = 131.9$$

Es decir, las ventas en el año de 1969 serán de \$131,900.00. -- Los resultados serán exactamente los mismos si escogemos cual--

quier otro origen. Por ejemplo, escojamos el origen 1966:

Año				
1964	108	-2	4	-216
1965	119	-1	1	-119
1966	110	0	0	0
1967	122	-1	1	122
1968	<u>130</u>	<u>-2</u>	<u>4</u>	<u>260</u>
Total:	589	0	10	47

Sustituyendo los valores en el sistema de ecuaciones tenemos:

$$589 = 5a.$$

$$47 = 10b.$$

Los nuevos valores de "a" y "b" son:

$$a = 117.8$$

$$b = 4.7$$

Y por lo tanto, las ventas para el año de 1969 serán:

$$Y = 117.8 + 4.7(3) = 131.9$$

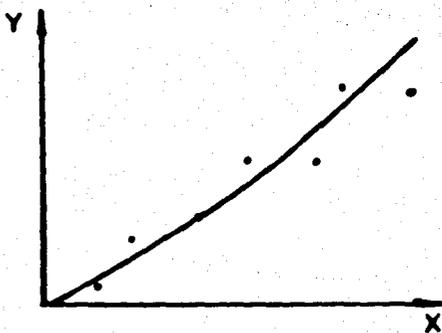
Como se puede observar, el resultado es idéntico.

Método de la Curva Exponencial.

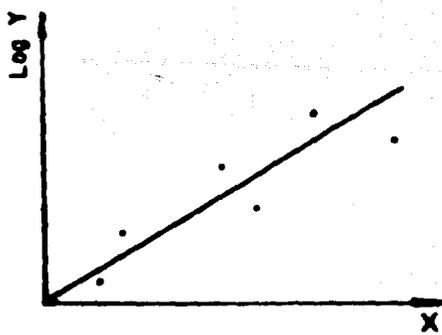
Este método consta del ajuste de una curva exponencial a los puntos. La forma de la ecuación de la curva es como sigue:

$$Y = ab^x$$

Como se indica en la figura 16 (a y b), el ajustar una curva exponencial a los puntos, es equivalente al ajustar una línea recta a estos mismos datos, pero marcándose en el eje vertical



(a)



(b)

Figura 16.

el "Log Y" en vez de "Y". Esto es consecuencia del hecho de -- que si tomamos el logaritmo de "Y" en la ecuación de la curva exponencial, resulta:

$$\text{Log } Y = \text{Log}(ab^X) = \text{Log } a + \text{Log } b (X)$$

Si ponemos $\text{Log } a = A$ y $\text{Log } b = B$, tenemos:

$\text{Log } Y = A + BX$ que es obviamente la ecuación de una recta.

Y ahora, por lo tanto, podemos marcar "X" en el eje horizontal y "Log Y" en el eje vertical, y ajustar una recta a los puntos utilizando el método de los mínimos cuadrados. Si observamos la ecuación $\text{Log } Y = A + BX$, podemos deducir que el sistema de ecuaciones para calcular "A" y "B" es el siguiente:

$$\begin{aligned} \Sigma \text{Log } Y &= NA + B \Sigma X \\ \Sigma X \text{Log } Y &= A \Sigma X + B \Sigma X^2 \end{aligned}$$

Si tomamos los datos del ejemplo de los mínimos cuadrados nos queda la siguiente tabla:

Año	Y	X	X ²	Log Y	X Log Y	
1964	108	-2	4	2.0334	-4.0668	
1965	119	-1	1	2.0755	-2.0755	
1966	110	0	0	2.0414	0.0	Origen = 1966.
1967	122	1	1	2.0864	2.0864	
1968	130	2	4	<u>2.1139</u>	<u>4.2278</u>	
Total:	-	0	10	10.3506	0.1719	

Sustituyendo los valores obtenidos en el sistema de ecuaciones, tenemos:

$$\begin{aligned} 10.3506 &= 5A \\ 0.1719 &= 10B \end{aligned}$$

Por lo tanto, los valores "A" y "B" son:

$$A = 2.0701$$

$$B = 0.0172$$

Como sabemos que $A = \text{Log } a$ y $B = \text{Log } b$, entonces "a" y "b" pueden calcularse:

$$\text{Log } a = 2.0701; \quad a = 117.5$$

$$\text{Log } b = 0.0172; \quad b = 1.0405$$

y por lo tanto la ecuación final de la curva exponencial será la siguiente:

$$Y = 117.5 (1.0405)^X$$

El valor de $b = 1.0405$ significa que existe una tasa anual de crecimiento igual a 4.05%.

Finalmente, si queremos pronosticar las ventas para el año de 1969, el valor de la variable "X" será 3 (1969-1966) y el valor de las ventas será:

$$Y = 117.5 (1.0405)^{(3)} = 132.3$$

Esto quiere decir que las ventas para el año de 1969 serán de: \$132,300.00

CORRELACION SIMPLE.

Coefficiente de Correlación.

Si es posible representar la variación de una variable Y en función de una variable X, a través de una línea recta, decimos que existe entre las dos variables una correlación lineal. Esta correlación puede ser más o menos precisa, dependiendo del error que se comete al representar dicha variación a través de la línea recta. La precisión de la correlación lineal puede ser evaluada determinándose el Coeficiente de Correlación:

$$C.C. = \frac{NXY - (\Sigma X)(\Sigma Y)}{\sqrt{NEX^2 - (\Sigma X)^2} \sqrt{NEY^2 - (\Sigma Y)^2}}$$

El coeficiente de correlación estará siempre entre -1 y 1 si la representación de la variación, a través de la línea recta, es exacta (Fig. 17 y 18). El coeficiente será igual a -1 ó 1, dependiendo de la inclinación de la recta, es decir, si la función es creciente o decreciente. Si el coeficiente resulta muy bajo (0.2 ó 0.3, por ejemplo), esto quiere decir que la variación estudiada no deberá ser representada a través de una línea recta (Fig. 19). Si el coeficiente resulta muy elevado (pero todavía menor que 1 en valor absoluto), esto significa que no existe -- una correlación lineal perfecta, sin embargo, la variación puede ser precisamente representada a través de una línea recta -- (Fig. 20).

Supongamos que hemos deducido que existe una correlación lineal entre dos variables (C.C. = 0.8, por ejemplo). ¿Cómo podemos estar seguros de que esta correlación no existe por pura casualidad? Para resolver este problema utilizamos tablas como la que se muestra a continuación:

No. de Puntos.	Probabilidad 95%	Probabilidad 99%
10	0.632	0.765
12	0.576	0.708
14	0.532	0.661
.		
.		
.		
200	0.139	0.182
400	0.098	0.128
1000	0.062	0.081

Esta tabla nos proporciona la siguiente información: por ejemplo, si hay 200 puntos en la gráfica, el coeficiente de correlación tiene que ser mayor de 0.139 para que haya una probabilidad de 95% de que la correlación no existe por pura casuali-

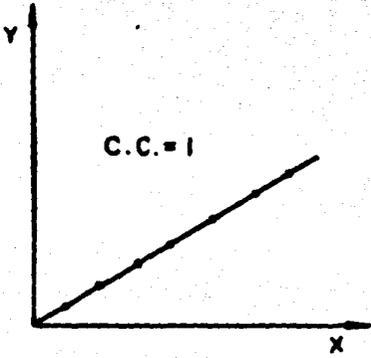


Figura 17.

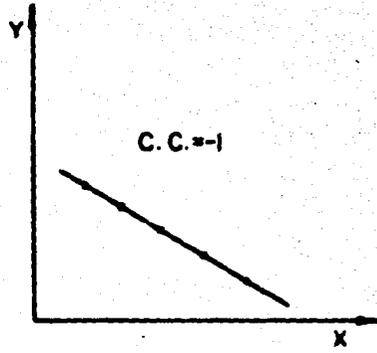


Figura 18.

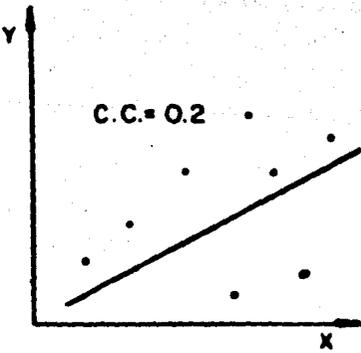


Figura 19.

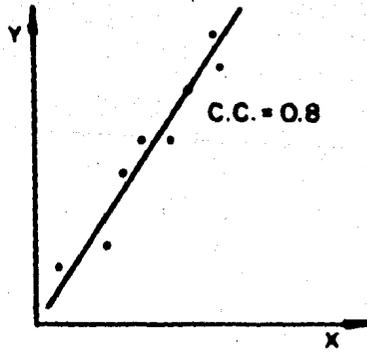


Figura 20.

dad. Al mismo tiempo, si el coeficiente de correlación es mayor de 0.182, hay una probabilidad de 99% de que la correlación no existe por casualidad.

REGRESION MULTIPLE.

Frecuentemente ocurre que para la elaboración de pronósticos se tengan dos o más variables. En la regresión lineal simple se representa en un eje a Y y en el otro a X. En el caso de dos variables independientes X_1 y X_2 se necesita trazar una gráfica tridimensional. En este caso la ecuación que relaciona por ejemplo, las ventas de dos productos X_1 y X_2 , respectivamente, de una forma apropiada es:

$$Y = a + b_1 X_1 + b_2 X_2$$

El mismo procedimiento que se empleó en el método de los mínimos cuadrados para determinar los coeficientes a y b en la ecuación de la recta $Y = a + b X$ se emplea para determinar los valores de a, b₁, y b₂. Se puede tener el caso en que las ventas estén en función de más de dos variables, por ejemplo:

Ventas = f (personal disponible, concesión de comerciantes, precios, investigación y desarrollo, inversión de capital, publicidad, costo de ventas, industria totalitaria publicitaria).

La ecuación de regresión múltiple será:

$$Y = a + b_1 X_1 + b_2 X_2 + \dots + b_8 X_8$$

Esta ecuación contiene ocho variables independientes, algunos de las cuales pueden ser poco importantes, pero si se incluyen todas inicialmente nos da una buena base para el uso de la ecuación de regresión múltiple.

Los coeficientes de la ecuación simplemente dicen cómo cada una de las variables independientes influyen sobre el valor de la variable dependiente Y.

En el caso de problemas de Regresión Múltiple, los cálculos de valores son muy tediosos por lo que para simplificar bastante el trabajo, se hace uso de la computadora mediante la elaboración de un programa de Regresión Múltiple, el cual nos proporciona todos los valores requeridos como son los de a , b_1 , b_2 , b_n , y de Y en el periodo deseado.

CORRELACION MULTIPLE.

El coeficiente de correlación múltiple, se puede calcular mediante un programa de computadora. Dicho coeficiente se da en una matriz de correlación. Esta matriz nos dice cómo se encuentran correlacionadas las diferentes variables que intervienen en el pronóstico. En seguida se presenta una matriz de correlación para el caso de dos variables independientes. Esta matriz fue elaborada para una empresa productora de artículos de vidrio.

MATRIZ DE CORRELACION.

	Ventas	Producción Automotriz	Construcción de Edificios
Ventas	1.000	0.688	0.948
Producción Automotriz	0.688	1.000	0.530
Construcción de edificios	0.948	0.530	1.000

MODELO ECONOMETRICO WHARTON.

Wharton Efa y Diemex, es una organización dedicada a la investigación empírica, cuantitativa, de la economía y a la difusión de sus resultados entre sus asociados, la comunidad universitaria y el público en general. Dicha organización depende de la Universidad de Pensilvania en Filadelfia (U.S.A.)

WEFA se estableció en 1969, pero su origen data de 1963, año en que se inició un experimento de construcción y aplicación macroeconómica en la escuela de Wharton de la Universidad de Pensilvania, dirigido por el Dr. Lawrence R. Klein, y financiado por un grupo fundador de cinco grandes compañías norteamericanas.

El modelo econométrico Wharton, utiliza tres elementos fundamentales que son:

1. La Economía Teórica (representación matemática de organismos macroeconómicos).
2. La Economía Práctica (aportaciones de economistas capaces y experimentados).
3. El manejo de la computadora.

Varios países como México, Panamá, Perú y Venezuela, poseen su propio modelo econométrico.

Existen dos tipos de modelo econométrico, que son el de corto y largo plazo. A continuación se describen cada uno de éstos en forma breve.

Modelo Econométrico a Corto Plazo.

Este modelo proporciona pronósticos hasta dos años, y tomando en cuenta hasta 550 variables. Nuevas variables se están continuamente sumando, dependiendo de las necesidades de los suscriptores.

La computadora incluye proyecciones detalladas de las siguientes variables:

- . Gastos e ingresos de Gobiernos locales.
- . Gastos e ingresos del Gobierno Federal.
- . Empleo, horas y salarios.
- . Almacenamiento de capital, depreciación, costos de usuarios y creación de salidas.
- . Variables misceláneas.
- . Aditamentos para el comportamiento de las ecuaciones.
- . Selección de mayores indicadores económicos.
- . Producto Nacional Bruto en dólares corrientes.
- . Producto Nacional Bruto en dólares constantes.
- . Índice de precios y deflaciones.
- . PNB, ingreso Nacional, ingreso personal y ahorros personales.
- . Ingreso Nacional por tipo de cambio.
- . Variables financieras: Suministro de dinero, tasas de interés.

Modelo Econométrico a Largo Plazo.

Este modelo toma en forma detallada los siguientes aspectos:

- . Suministra un amplio panorama de las condiciones económicas.
- . Proyecta el crecimiento de mercados e industrias.
- . Suministra datos para el análisis de investigaciones.
- . Precios y costos de pronósticos.
- . Genera entradas para los procesos de planeación.
- . Servir a las corporaciones que necesitan de una estrategia de pronóstico.

El modelo Econométrico a largo plazo integra técnicas de modelos macroeconómicos con una metodología de entrada-salida para producir detallados pronósticos industriales de la economía nacional por un periodo de 10 o más años. Dicho modelo con su sistema entrada-salida, incluye hasta 800 variables.

Para darnos una idea del número y tipo de variables que utiliza el modelo econométrico, en la Tabla XIV se muestra el programa de expansión petrolera de México en el periodo de 1978-1982, considerándose el tipo de cambio variable y una política salarial austera.

Como una justificación del método empleado en el Capítulo IV, para obtener la proyección de la demanda de motores Diesel en sus diferentes aplicaciones, se utilizarán las técnicas de pronóstico antes mencionadas con los datos históricos (demanda histórica) del periodo de 1970 a 1977, para motores Diesel -- utilizados en camiones pesados y para el total de los motores Diesel, además se analizarán brevemente los resultados obtenidos.

METODO DE ATENUACION EXPONENCIAL.

Aplicando este método y utilizando una constante de atenuación exponencial de 0.2 (ya que dicha constante oscila generalmente entre 0.1 y 0.3), los pronósticos obtenidos, hasta el año de 1982 son los siguientes:

MOTORES DIESEL PARA CAMIONES PESADOS.

DATOS:

AÑO.	DEMANDA.
1970	1095.
1971	1283
1972	1457
1973	1783
1974	2715
1975	2747
1976	2243
1977	1073

LINEA VAR LABEL		TABLE 1,000 PRINCIPALES INDICADORES ECONOMICOS				1979	1980	1981	1982
I Y E M		1976	1977	1978					
1100DP	PRODUCTO INTERNO BRUTO (MIL MILL PESOS 1960)	790,141	807,29	850,77	899,07	883,08	911,26	938,91	
2100DP	TASA (%)	30,1	21,0	5,7	6,7	1,5	7,7	2,1	
3100DP	PRODUCTO INTERNO BRUTO (MIL MILL PESOS)	1214,071	1628,31	2125,33	2676,59	3234,51	3855,18	4501,21	
4100DP	TASA (%)	23,01	34,1	30,5	25,9	20,8	19,2	17,01	
51	PRODUCTO SECTORIAL								
611P	SECTOR PRIMARIO (MIL MILL PESOS 1960)	38,901	37,30	38,13	39,00	40,13	41,22	42,31	
712P	SECTOR SECUNDARIO (MIL MILL PESOS 1960)	145,821	143,81	151,57	160,60	171,57	183,22	195,01	
813P	SECTOR TERCERARIO (MIL MILL PESOS 1960)	216,061	226,33	239,09	256,00	270,17	287,02	300,21	
91	PRECIOS Y SALARIOS								
101PDP	INDICE DE PRECIOS DEL PIB (1960=1,0)	3,0411	3,496	4,934	5,821	6,683	7,538	8,4191	
111PDP	TASA (%)	20,81	31,0	23,5	18,0	16,6	12,8	11,71	
121P	PRECIOS AL MAYOREO EN CIUDAD DE MEXICO (1960=1,0)	2,5851	3,710	4,006	5,024	6,204	7,073	7,5431	
131P	TASA (%)	22,21	43,9	24,2	17,7	15,1	14,3	12,31	
141PDC	SALARIO MEDIO ANUAL (MILES PESOS)	22,7911	29,036	36,869	45,289	53,382	62,801	71,681	
151PDC	TASA (%)	24,51	27,4	27,0	22,0	17,0	17,0	16,01	
161PDC	SALARIO MEDIO ANUAL (MILES PESOS 1960)	7,4991	7,266	7,476	7,773	7,984	8,310	8,6121	
171PDC	TASA (%)	3,51	-3,0	2,9	4,0	2,7	4,1	2,01	
181	TIPO DE CAMBIO (PESOS POR DOLAR)								
191PPIUS	PROMEDIO ANUAL	15,411	22,98	26,34	29,95	33,04	35,65	37,91	
201PPIZ	TASA (%)	23,01	49,1	14,6	11,7	10,3	7,9	6,81	
211PPIUSFIN	VALOR DE FIN DE PERIODO	19,911	23,42	28,26	31,65	34,02	36,07	39,101	
221PPIFIN	TASA (%)	50,01	22,5	15,7	12,0	11,2	7,1	...	
231									
241PSPDC	BALANZA DE HD, SERVS, Y FACTS (MIL MILL DOLARES)	-0,0201	-0,434	-0,838	-1,759	-1,527	-1,025	-0,3001	
251PSPDC	EXPORTACIONES TOTALES (MIL MILL DOLARES)	6,9701	8,697	10,459	12,889	14,570	16,812	18,5271	
261PSPDC	IMPORTACIONES TOTALES (MIL MILL DOLARES)	9,9901	10,131	12,297	14,248	16,096	17,837	19,6471	
271	CUENTA DE CAPITAL A LARGO PLAZO								
281PSC	ENTRADAS NETAS DE CAPITAL A LARGO PLAZO	4,8911	2,073	2,408	2,308	2,056	1,511	1,2601	
291PSC	CRECIENTE EXTERNO NETO TOTAL (EXC. GER. FEDERAL)	3,0701	1,562	1,745	1,730	1,545	1,136	0,5501	
301PSC	SECTOR PUBLICO (EXC. GOBIERNO FEDERAL)	2,7021	1,356	1,517	1,492	1,330	0,978	0,5171	
311PSC	SECTOR PRIVADO	0,3701	0,186	0,232	0,238	0,215	0,159	0,1331	
321PSC	CRECIENTE EXTERNO NETO, GOBIERNO FEDERAL	1,1801	0,620	0,627	0,663	0,638	0,625	0,6671	
331									
341PSC	DEUDA PUBLICA EXTERNA A LARGO PLAZO	15,531	17,911	19,051	21,005	23,778	25,377	26,361	
351PSC	DEUDA PUBLICA EXTERNA / PID	0,251	0,26	0,26	0,26	0,25	0,24	0,231	
361									
371PMSPC	OFERTA MONETARIA - M1 (MIL MILL PESOS)	154,751	199,08	258,60	320,47	390,72	466,11	542,221	
381PMSPC	TASA (%)	30,81	26,1	30,5	26,0	21,0	19,3	17,81	
391P	GASTO PUBLICO TOTAL (MIL MILL PESOS 1960)	79,511	74,01	86,60	97,07	101,03	104,50	112,171	
401P	TASA (%)	0,61	-5,0	15,6	12,1	6,9	6,7	5,21	
411P	INVERSION BRUTA FIJA (MIL MILL PESOS 1960)	72,001	66,02	76,60	87,11	92,50	97,58	102,431	
421P	TASA (%)	-3,01	-8,8	16,0	13,7	6,2	5,5	5,01	
431	EMPLEO TOTAL (MILL PERSONAS)	16,8901	17,181	17,320	18,109	18,730	19,293	19,9691	
441	TASA (%)	2,11	1,7	2,0	3,1	3,4	3,0	3,1	
451									
461PSPDP	TRAZO INGRESO-PRODUCTO	0,201	0,21	0,23	0,24	0,25	0,25	0,251	
471PSPDP	TRAZO SALARIOS-PRODUCTO	0,321	0,31	0,30	0,31	0,31	0,31	0,31	
481PSPDP	TRAZO CAPITAL-TRABAJO	38,481	35,22	36,35	37,39	38,45	39,79	40,91	
491PSPDP	TRAZO CAPITAL-PRODUCTO	1,401	1,49	1,49	1,47	1,49	1,50	1,501	

CÓDIGO LABEL	I T E M	TABLA 2.0. DEMANDA AGREGADA (MILES MILL PEGOS CTES.)						
		1976	1977	1978	1979	1980	1981	1982
1100PC	PRODUCTO INTERNO BRUTO	1214,671	1624,31	2125,17	2676,59	3234,53	3855,34	4457,03
2100PC	TASA (%)	23,01	30,1	30,5	25,9	20,4	19,2	10,7
3100	CONSUMO TOTAL	967,361	1280,02	1639,64	2025,02	2636,35	3206,40	3674,74
4100	TASA (%)	23,01	32,0	28,0	23,5	20,3	18,5	10,7
6100C	PRIVADO	831,691	1100,30	1412,92	1738,41	2090,18	2478,27	2890,52
7100C	TASA (%)	23,01	33,0	27,4	23,0	20,2	18,5	10,7
8100C	PUBLICO	135,671	171,60	226,73	286,60	346,18	410,13	480,22
9100C	TASA (%)	23,01	26,0	32,2	26,4	20,8	18,5	10,7
101	INVERSION BRUTA TOTAL	260,251	313,30	401,76	500,30	604,71	825,31	940,01
1101CNC	TASA (%)	10,61	20,4	41,0	31,4	19,7	18,0	15,11
1201C	INVERSION BRUTA FIJA	219,161	263,01	377,96	507,25	618,18	735,57	862,291
1301C	TASA (%)	16,21	26,4	43,3	34,2	21,0	19,0	17,71
1401C	PRIVADA	113,011	135,94	177,36	229,63	283,01	362,24	407,991
1501C	TASA (%)	14,31	20,3	30,5	24,9	20,1	20,6	17,91
1601C	PUBLICA	106,141	127,07	200,60	278,62	334,36	363,33	459,911
1701C	TASA (%)	14,01	20,5	30,9	30,9	20,0	17,0	16,91
1801CNC	CAMBIO DE INVENTARIOS	41,091	49,54	63,80	73,13	76,94	89,70	67,501
1901C	DEPRECIACION DEL CAPITAL	121,531	140,20	195,24	248,25	302,13	362,71	426,021
210								
2210CNC	BALANZA DE BIENES, SERVICIOS Y FACTORES	-46,611	-32,95	-40,42	-52,70	-60,41	-76,55	-82,111
2310C	BALANZA DE FACTORES	-26,471	-52,20	-66,63	-80,40	-102,02	-114,30	-135,711
2410CNC	BALANZA DE BIENES Y SERVICIOS	-20,141	19,25	18,20	31,60	51,50	42,53	105,331

PRONOSTICOS OBTENIDOS.

AÑO	DEMANDA
1978	1740.81
1979	1741.264
1980	1741.93
1981	1741.74
1982	1741.10

TOTAL DE MOTORES DIESEL.

DATOS.

AÑO	DEMANDA
1970	2270
1971	2433
1972	2838
1973	3581
1974	4551
1975	5140
1976	4286
1977	2933

PRONOSTICOS OBTENIDOS

AÑO	DEMANDA
1978	3477.95
1979	3478.8
1980	3479.66
1981	3479.48
1982	3478.47

Como se observa, dichos pronósticos, en ambos casos, no varían significativamente uno del otro, esto demuestra que la atenuación exponencial no puede ser usada cuando se observa que los datos muestran una tendencia continua a subir o bajar. En es--

tos casos el pronóstico obtenido siempre será menor que el último resultado conocido cuando tiende a subir, y mayor cuando éste tiende a bajar.

CORRELACION SIMPLE.

Si para la serie de datos mostrados anteriormente, se obtiene su coeficiente de correlación, éste resulta de 0.4 para el caso de motores Diesel utilizados en camiones pesados y de 0.6 para el total de motores, lo cual indica que la variación en estudio no deberá ser representada a través de una línea --recta, es decir, que no se deberán utilizar los métodos de regresión simple (Lineal y Exponencial). Así pues, para estudiar dichas variaciones y obtener pronósticos confiables, se deberán de tomar en cuenta un número mayor de variables, es decir, se deberán de aplicar los métodos de regresión y correlación múltiples.

SECCION II.
POSIBLES PROVEEDORES.

El alcanzar un alto grado de integración nacional en la fabricación de este tipo de motor Diesel, depende también en gran parte de los diferentes proveedores de elementos automotrices ya que dichos elementos, como por ejemplo: juntas, partes de hule, filtros, sellos, fundición de hierro y aluminio, etc., no es posible que sean fabricados dentro de la misma planta, debido a que la fabricación de éstos se lleva a cabo en maquinaria mucho muy diferente a la que se tiene, así como también el proceso de fabricación varía para cada uno de estos elementos. Es por esto que los proveedores que producen en el país componentes automotrices juegan un papel importante en el desarrollo de este proyecto.

Actualmente se cuenta con proveedores como SIDENA (Siderúrgica Nacional) para fundición de hierros y aluminio, T.F. Víctor y Empaques Atlas para la fabricación de juntas y empaques, Parker Seal de México para partes de hule, etc., pero además de éstas se podrían adicionar algunas otras empresas que podrían proveer de estos elementos a nuestra planta.

A continuación se muestra un listado de los elementos y componentes automotrices necesarios, así como los proveedores actuales y potenciales que podrían cubrir la demanda de estos productos.

Concepto:	Proveedores Actuales:	Proveedores Potenciales o a Desarrollar:
Fundición Hierros	Sidena Nodumex. Fund. y Maq. de Met.	Moto Equipos. Fundición Pantitlán. Cifusa Visa Simpson Herma, Orion, G.M.

Concepto:	Proveedores Actuales:	Proveedores Potenciales o a desarrollar:
Fundición de Aluminio.	Sidena	Kelsey Hayes, Beisa, Moresa, Cia. Mex. de Reactores, Tymca, Moldes Industriales, Industrias Brago.
Juntas o Empaques	T.F. Victor, Emp. Atlas, M.C. García,	Empakmex, Garlock,
Sellos	Man. Met. Linan.	C/R Mexicana, Ingel, T.F. Victor, John Crane.
Laminados	C.N.C.F. Art. Troq. Mont.	A.B.Chance, Arda, Maq. y Eq. Gleason. Troq. Alta Producción, Ret. S.A. Man. Met. Mont.
Partes Hule	Parker Seal de Mex.	T.F. Victor, Gates Rubber, Citla Eternolita, John Crane, Neofact, Ingel.
Maquinados	Cía. Marmor, Dina, Sidena.	Raimsa, Pres. Mec. Mex., Herma, Rubot, Moto Equipos, Maq. de Pres. Fud. y Maq. de Met., Mar-Hino, S.A., Tecnomecánica.
Partes Eléctricas.	Mar-Hino, S.A.	Ind. Elect. de Mex., Echlin, Automagneto, Proausa, Motorola.

Concepto:	Proveedores Actuales:	Proveedores Potencia- les o a desarrollar:
Partes Especiales.	Moresa, Camisa, Sealed Power de Mex.	Círculo Perfecto, Lerc, Umbrako Herma, Rassini Rheem, Lam. Mex. de Met., Raimsa.
Impresos.	Rosler, S.A.	Polyal, S.A. Tarjetas y Placas.
Forja.		Tremec, Forjamex, Susp. Autom., Trailers de Monterrey, Eaton, T.F. Victor, Autoforjas.
Filtros.	Micro-Pore Mex. Industriales Sterling.	Gonher de Mex. Puromex. Reytor, Continental, Conviker, Cía. Ind. de Metales.

SECCION III

MATERIALES Y NORMAS DE INSPECCION UTILIZADAS EN LA FABRICACION DE ALGUNAS PIEZAS DEL MOTOR DIESEL

PISTONES.

Material.

Se utiliza la aleación eutéctica de aluminio silicio, ya que ofrece las siguientes ventajas: bajo coeficiente de expansión térmica, resistencia al desgaste y moderadas propiedades mecánicas a elevadas temperaturas, esto aunado a la facilidad de fabricación, debido a que este material se puede fundir en moldes permanentes.

Composición Química en Porcentaje de Peso.

Elemento:	%
Silicio.	10.5 - 13.0
Cobre	1.5 - 2.8
Hierro	1.0 máximo
Magnesio	0.7 - 1.3
Niquel.	0.5 mínimo
Zinc.	0.5 máximo
Manganeso	0.5 máximo
Titanio	0.25 máximo
Aluminio	lo restante.

Propiedades Mecánicas.

Tensión: Los pistones de fundición a presión hechos con la aleación antes especificada, deben tener los mínimos esfuerzos a la tensión, medidos a la temperatura ambiente según la localización del espécimen de prueba, a saber.

Localización de la probeta: Mínimo esfuerzo a la tensión:

Junto al agujero del pasador.	26,000 PSI	19.3 Kg/mm ²
Debajo de la cámara de combustión.	23,200 PSI	16.3 Kg/mm ²

Tratamiento Térmico.

La fundición debe ser endurecida para darle el esfuerzo a la tensión requerida y dureza dentro del rango de 90 a 120 - Brinell, para ello se calienta la pieza hasta una temperatura de 193 a 204°C, durante 8 ó 10 horas, enseguida se deja enfriar en aire.

Requisitos Adicionales.

La pieza debe estar libre de fisuras, burbujas e inclusiones tales como óxidos o escoria. La fundición de aluminio no debe soldarse.

MONOBLOQUE Y CABEZAS DE CILINDROS.

Material.

Fundición de hierro gris: debe ser de grano cerrado, con moderado esfuerzo a la tensión y de fácil maquinado, capaz de brindarnos un buen acabado.

Composición Química en Porcentaje de Peso.

Elemento:	%
Carbono total	3.05 - 3.35
Carbono combinado	0.50 mínimo.
Silicio.	2.0 - 2.3
Manganeso.	0.55-0.85
Azufre.	0.14 máximo.
Fósforo	0.15 máximo.
Cromo	0.2 - 0.4

Propiedades Mecánicas.

La dureza debe ser de 179-229 BHN (3000 Kg de carga). La dureza debe inspeccionarse en el cojinete #1. El esfuerzo a la tensión debe determinarse en una barra maquinada de 0.564" (14.33 mm) obtenida en el cojinete # 2.

Esfuerzo mínimo a la tensión. 22,500 PSI 15.83 Kg/mm²

Requisitos Adicionales.

Al recibirse la pieza de fundición, ésta debe estar limpia y libre de contracciones, núcleos de arena, cavidades, en diduras y otros defectos que perjudiquen su maquinabilidad, - aspecto o composición.

CIGÜENAL.

Material.

Acero SAE 5046-H, se obtiene en hogar abierto o por el -- proceso Siemens Martin, se desgasifica al vacío; los lingotes - se forjan con rodillos en caliente.

Composición Química en Porcentaje de Peso.

Elemento:	%
Carbono.	0.43-0.50
Manganeso	0.65-1.10
Fósforo	0.035 máximo.
Azufre.	0.040 máximo.
Silicio.	0.15-0.30
Cromo.	0.13-0.43

Propiedades Mecánicas.

Templabilidad, de la prueba Jominy se obtiene lo siguiente:

Distancia "J"	Dureza.
Dieciseisavos de pulgada.	Rockwell C
1	55-63
2	55-62
4	32-56
6	27-46
8	25-35
10	24-33
12	23-32
16	21-30

CILINDROS.

Material.

Se especifica fundición de hierro gris de baja aleación, para fabricarse por medio de fundición centrífuga. Una vez -- fundida la pieza, ésta no debe requerir de ninguna operación - de recocido para remover esfuerzos residuales.

Composición Química.

Se recomienda la siguiente composición química:

Elemento:	%
Carbono	3.15-3.5
Silicio	2.1 -2.6
Manganeso	0.5 -0.8
Fósforo	0.15 máximo
Azufre.	0.10 máximo.
Cromo	0.20-0.80
Molibdeno.	0.25-0.50

Propiedades Mecánicas.

Esfuerzo mínimo a la tensión. 34.700 PSI. 24.5 Kg/mm²

Dureza, debe estar en el rango de 209 a 303 Brinell (3000 Kg de carga) a lo largo de la fundición áspera. En la superfi cie acabada debe ser de 74 a 95 Rockwell G.

ARBOL DE LEVAS.

Material.

Acero AISI C 1078

Composición Química en Porcentaje de Peso.

Elemento.	%
Carbono	0.72-0.85
Silicio	0.10-0.35
Manganeso	0.30-0.60
Azufre	0.050 máximo.

Elemento:	§
Fósforo	0.040 máximo.
Niquel.	0.25 máximo.
Cromo.	0.20 máximo.
Molibdeno.	0.06 máximo.

Propiedades Mecánicas.

Después del tratamiento térmico de normalizado y templado, la pieza debe adquirir la siguiente dureza: 217-255 BHN con --- 3000 Kg de carga, el óptimo esperado es de 235-241 BHN. La dureza después del templado superficial por inducción, debe ser de 59-63 Rc.

Requisitos Adicionales.

La pieza debe estar libre de fisuras en la sub-superficie y de filones perjudiciales al acabado de las partes maquinadas.

ANILLOS.

Material.

Fundición de hierro gris. Los anillos se pueden fabricar por fundición centrífuga o estática.

Composición Química en Porcentaje de Peso.

Elemento:	§
Carbono.	3.30-4.40
Silicio.	2.40-2.90
Manganeso.	0.20-0.80
Fósforo.	0.00-0.40
Azufre.	0.00-0.03
Niquel.	0.00-0.70
Magnesio.	0.02-0.07

Propiedades Mecánicas.

Dureza de 28-38 Rockwell C.

Módulo de elasticidad. $E=17,580 \text{ Kg/mm}^2$

Requisitos Adicionales.

La fundición se debe temprar en aceite o en agua salada. Al recibirse la pieza de fundición, ésta debe estar limpia y libre de contracciones, núcleos de arena, cavidades, endaduras y otros defectos que perjudiquen su maquinabilidad, aspecto o composición. En la fundición no se permiten soldaduras.

ENGRANES Y FLECHAS.

Material.

Acero AISI-4340 H, se obtiene por el proceso básico Siemens Martin o BOF, en barras roladas en caliente.

Composición Química en Porcentaje de Peso.

Elemento:	%
Carbono	0.37-0.44
Manganeso.	0.60-0.95
Silicio.	0.15-0.30
Niquel.	1.55-2.00
Cromo.	0.65-0.95
Molibdeno.	0.20-0.30
Azufre.	0.040 máximo.
Fósforo.	0.035 máximo.

Propiedades Mecánicas.

Dureza 54 Rc.

BIELAS.

Material.

El material utilizado en la fabricación de las bielas es acero con bajo contenido de carbono.

Composición Química en porcentaje de Peso.

Elemento:	%
Carbono.	0.06 - 0.13
Manganeso.	0.50 máximo

Elemento:	§
Fósforo.	0.05 máximo.
Azufre.	0.05 máximo.
Silicio.	0.015 máximo.

Propiedades Mecánicas.

Esfuerzo a la tensión.	56,000 PSI	39.4 Kg/mm ²
Esfuerzo a la compresión.	44,800 PSI	31.5 Kg/mm ²

Dureza. 70 R_b mínimo.

Elongación en 2 pulgadas 11%.

Requisitos Adicionales.

Calidad; el material debe estar libre de inclusiones no metálicas que puedan ser perjudiciales a las propiedades mecánicas requeridas.

Proceso.

Para poder cumplir con los requisitos físicos requeridos, sobre todo la orientación de las fibras, se utiliza el proceso de forja mediante el uso de matrices cerradas, a través de los siguientes pasos progresivos:

1. Corte, es aquí donde se proporcionan la longitud y el grosor de la pieza.
2. Compactación; en este paso se reduce el área en el centro y se amplía en los extremos.
3. Semiacabado; aquí se le dá la forma y el tamaño aproximado. El número de impresiones depende del tamaño y lo intrínscado de la pieza.
4. Acabado; después de este paso la pieza queda en sus exactas dimensiones y forma final.

Una vez forjada la pieza, se procede a endurecerla mediante el siguiente proceso:

1. Se calienta lentamente en un horno hasta llegar a los (840-850°C) en 1 1/2 horas o en 1 3/4 horas, durante 30 minutos se mantiene a esta temperatura luego se enfría en aceite.

2. Con cierta periodicidad se inspecciona la dureza, para ello se aplican 3,000 Kg de carga por un mínimo de 5 segundos. La dureza brinell debe ser 444 mínimo, si cualquier pieza resulta más suave, entonces se revisa todo el lote y se procede a reendurecer las piezas que así lo requieran.

3. Templado; se calienta dentro de un rango de (510 a 620°C) y se mantiene por un mínimo de 3 1/2 horas, después se enfría en aire.

4. Inspección de alineación; cualquier forja que deba rectificarse debe ser retemplada durante dos horas a una temperatura igual a la del templado original más o menos 10°C.

5. Granallado; mediante este proceso se remueven escamas e inspeccionan fisuras, filos, etc.

Las propiedades mecánicas de la pieza, después del proceso de forja y de endurecimiento, aumentan en más del 100%.

NORMAS DE INSPECCION.

INSPECCION DE CIGÜEÑALES.

Esta norma de inspección es un método destructivo, por seccionamiento, medición y registro de la dureza de las muestras de cigüeñales tratados térmicamente.

1. Seccionamiento.- El extremo de los soportes principales, nariz del cigüeñal y sellos diametrales serán seccionados longitudinalmente en un plano que corte, a través del centro del soporte del cigüeñal y a través del centro del perno de la biela adyacente, y por un segundo plano que pase a través del centro del soporte principal (perpendicular al primer plano). El lado interior de los soportes (soporte entre bielas), será seccionado longitudinalmente por dos planos intersectados, cada plano pasará a través del centro del perno de biela adyacente y el centro del soporte principal. La excepción para esta regla es que sea un soporte principal con ambos pernos adyacentes en el mismo plano, por ejemplo, el No.4 principal, en cigüeñales de 6 cilindros; en tal caso el soporte será seccionado de la misma manera que un extremo de soporte.

El perno de la biela será seccionado longitudinalmente por dos planos paralelos al eje del cigüeñal; uno a través del centro del perno y el eje del cigüeñal y el otro perpendicular al primero. El seccionado anterior no se hace necesariamente en un cigüeñal, sin embargo se recomienda hacerlo. Después de haber seccionado y atacado las muestras, la dureza de éstas debe ser como sigue:

2. Dureza de las muestras (Cigüeñales con chaflán no endurecido).

a) Los cojinetes del cigüeñal y de las bielas deben

tener una estructura endurecida de 2.29 mm de profundidad mínima.

b) La dureza de las muestras para las superficies con un radio amplio, con una mínima profundidad de dureza completa - de 4.8 mm.

c) La dureza de las muestras se terminarán con 1.6 a 3.2 mm de la intersección del filete (chaflán) y la superficie del soporte.

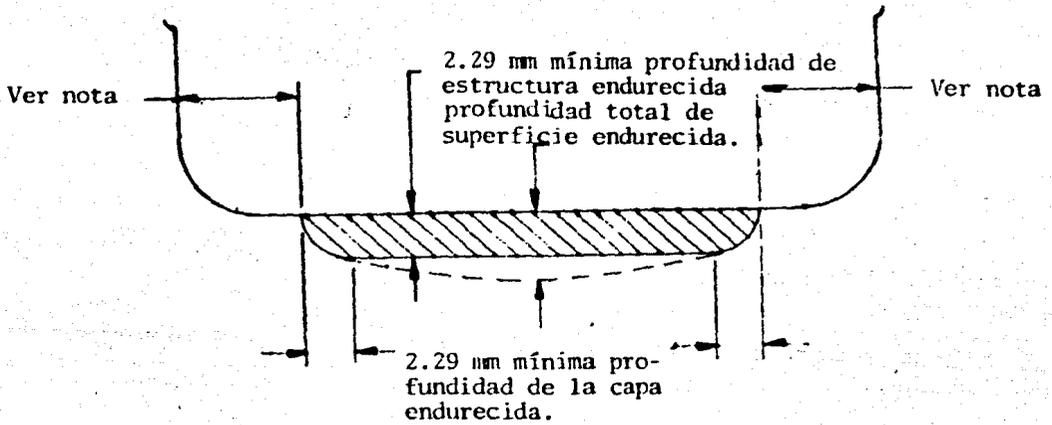
La figura 21 muestra las dimensiones para el endurecimiento de las superficies de apoyo del cigüeñal y de los muñones del cigüeñal sin chaflán.

3. Dureza de las muestras. (El chaflán de los pernos de las bielas y soportes principales endurecido).

Para todos los pernos de bielas y soportes principales, - la dureza de las muestras continuará a través del chaflán y - - terminará en un ligero radio más allá del punto de tangencia - del radio del chaflán con la pared. El área será completamente endurecida para una mínima profundidad de 1.78 mm. La figura 22 muestra dichas dimensiones.

4. El núcleo de dureza debe ser checado en el punto medio entre la línea de centro principal o en el perno del muñón de la biela en la superficie de soporte (D.E.) del muñón.

5. La dureza de las muestras en la nariz del cigüeñal y - diámetros comerciales, serán como se especifique en los dibujos.



Nota: La distancia de las caras extremas a la esquina de la muestra endurecida variará dependiendo del radio del filete.

Ejemplos: Radio del Chaflán. Distancia entre Caras Laterales.

3.56 mm.	5.08 - 6.73 mm.
3.96 mm.	5.54 - 7.14 mm.
4.70 mm.	6.35 - 7.92 mm.
6.35 mm.	7.95 - 9.55 mm.

Figura 21.

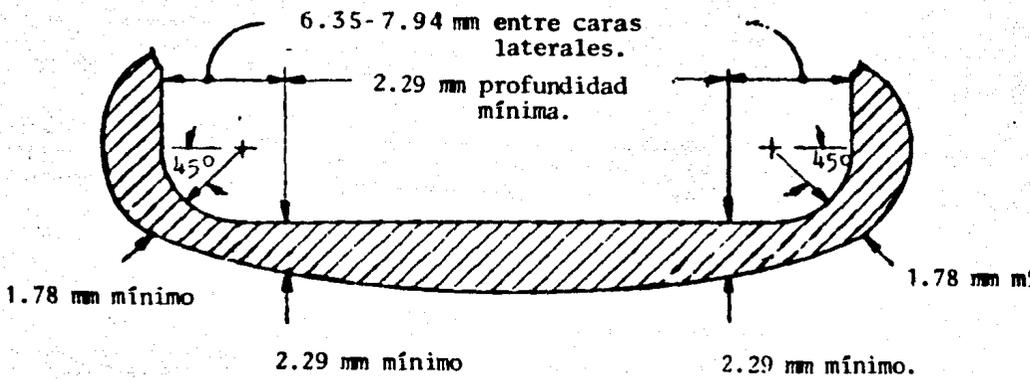


Figura 22.

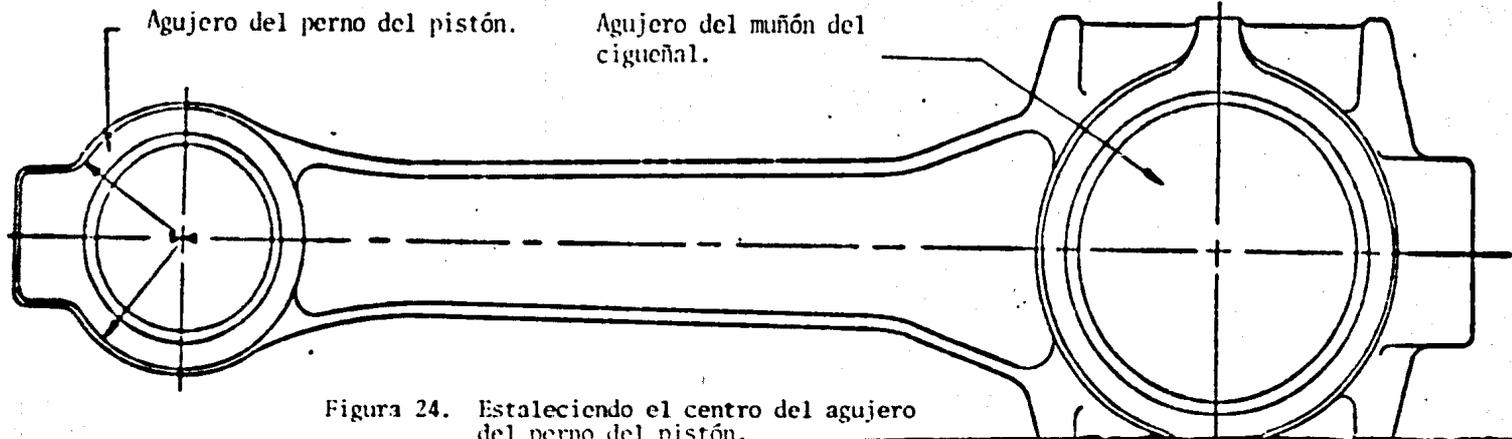
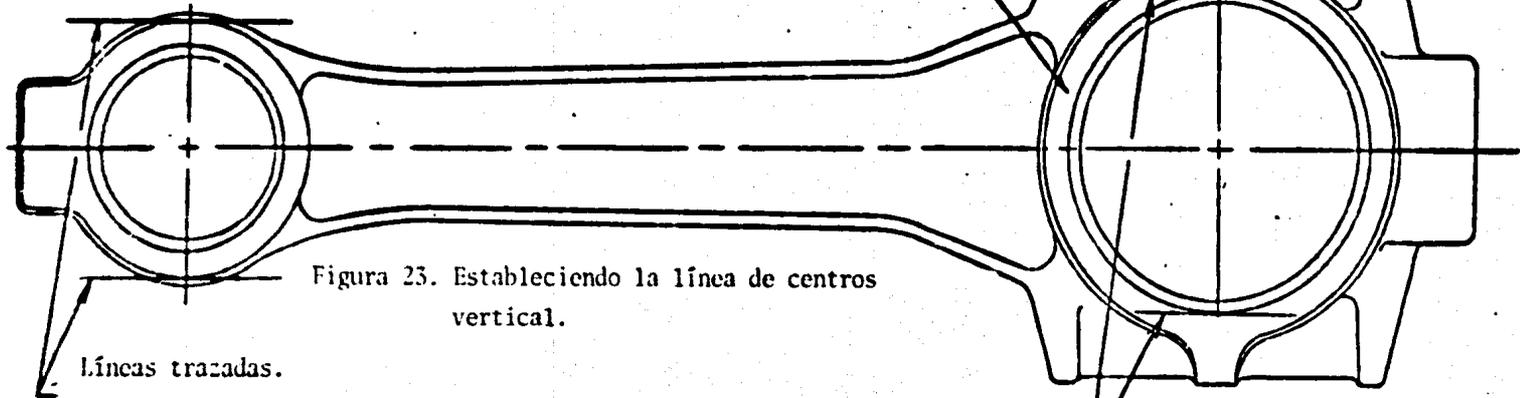
INSPECCION DE BIELAS.

Esta norma de inspección es para ser utilizada como una guía en la inspección del forjado de las bielas y para verificar que los centros de los agujeros cilíndricos, las líneas centrales y perfiles (contornos), sean medidos en una forma consistente dentro de las compañías manufactureras, así como también para verificar las mínimas protuberancias en el espesor de las paredes y la distribución apropiada del peso después de que han sido maquinadas.

Procedimiento.

1. Instale un tapón de madera o de plomo en cada agujero cilíndrico para proveer a la biela de una superficie donde se puedan marcar los centros y las líneas de centros.
2. Para establecer la línea de centros vertical: (Fig. 23)
 - a) Encuentre el punto medio del diámetro exterior de la protuberancia del perno del pistón sobre la parte marcada por el forjado.
 - b) Encuentre el punto medio del diámetro interior del muñón del cigüeñal por centrado, utilizando el radio delineado por la parte más elevada del agujero de la biela.
 - c) Marque la línea de centros.
3. Sobre la línea de centro vertical, y en el centro del agujero del perno del pistón, dibuje circunferencias sobre el diámetro exterior hasta obtener la longitud del radio que más se aproxime a la circunferencia de dicho diámetro. Mida la longitud del radio obtenido, para verificar que el agujero del perno del pistón esté dentro de las medidas especificadas. -- (Fig. 24).
4. Si la parte más baja del agujero del perno del pistón

Parte más elevada del agujero de la biela.



se designa por un radio localizado en un punto desplazado del centro del agujero, mida la longitud del radio obtenido para verificar que éste sea el correcto. (Fig. 25).

5. En la designación de la distancia del centro del perno del pistón (Agujero Cilíndrico), dibuje el agujero cilíndrico "dato" de la biela sobre una línea perpendicular a la línea de centros vertical.

6. Mida la longitud del radio que se describe por arriba y por abajo del agujero del muñón del cigüeñal para verificar que se presente el radio especificado.

7. Mida la longitud vertical de los puntos establecidos.

8. Mida el tamaño de los agujeros del perno del pistón y muñón del cigüeñal.

9. Mida los chaflanes y las esquinas redondeadas.

10. Mida los ángulos guías.

11. Mida el espesor del alma y el diámetro de la línea de lubricación principal.

12. Mida el radio combinado de la junta y el cuerpo del perno principal. Puede utilizarse una plantilla. (Fig. 25).

13. Mida el tamaño y el desajuste de los pasadores utilizados para la localización del maquinado.

14. Establezca, partiendo de la línea "dato": (Fig. 26).

a) Localice el plano a través de los pasadores principales de la línea de centros utilizando dos trazadores "v" -

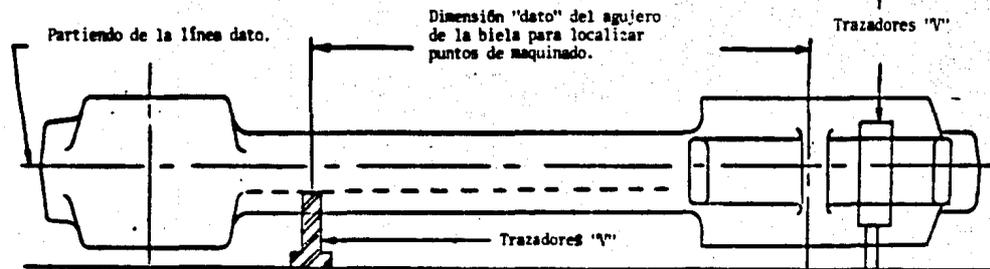
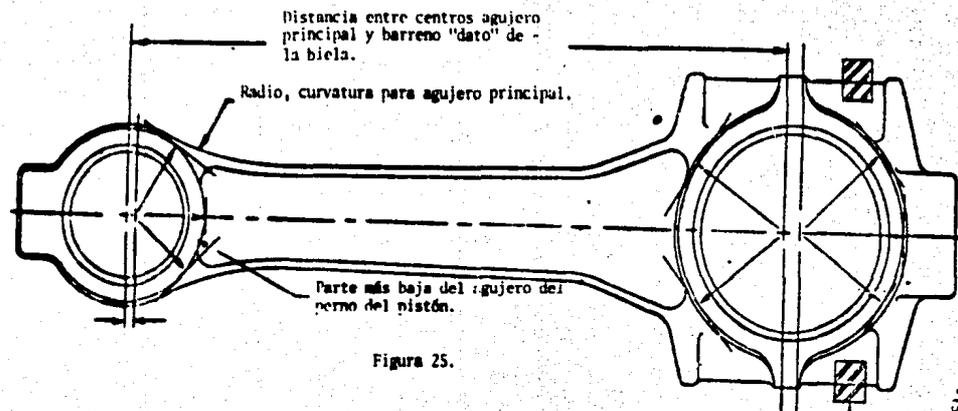


Figura 26. Partiendo de la línea "dato"

de 60° de la misma altura sobre los pasadores de los travesaños localizados como se muestra en las figuras 25 y 26. Alternativamente para la inspección de bielas, dos trazadores de 90° se deben utilizar, cortados como se muestra en la figura 27.

b) Coloque un trazador contra la línea de lubricación designada por el punto de localización del maquinado. El trazador debe estar a la misma altura del centro del trazador "V", y a una distancia menor que la dimensión nominal especificada para la localización del punto.

c) Mida el diámetro principal para asegurar que se cumplen las dimensiones del dibujo.

d) Marque este diámetro partiendo de la línea dato.

15. Mida las dimensiones de la línea "dato", partiendo de los extremos del perno del pistón y del agujero del muñón del cigüeñal.

16. Mida el paralelismo de los lados del agujero de la protuberancia de la viga I, partiendo de la línea dato.

Nota: Cuando se realice la inspección en un molde de yeso o de fundición de plomo, para determinar la calidad de la pieza troquelada, colocar la pieza en el molde para determinar la contracción de la pieza.

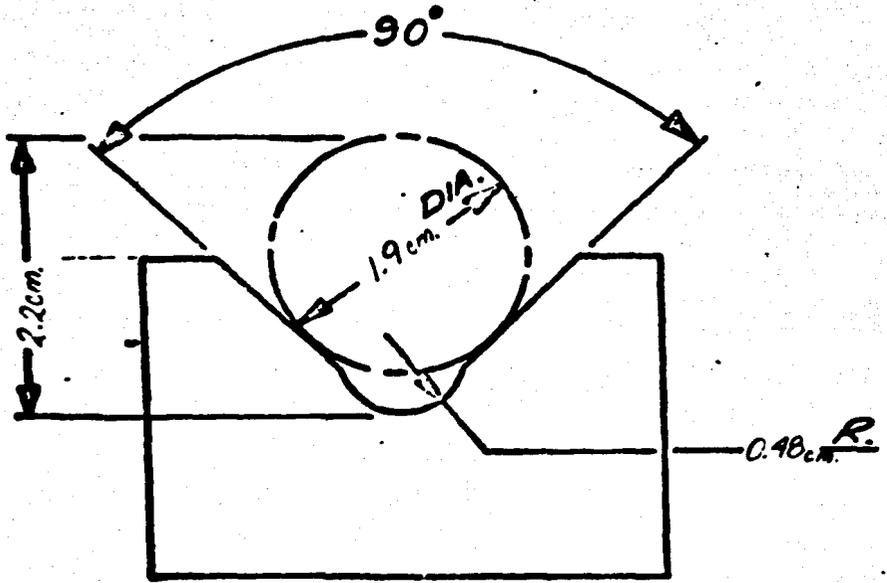


Figura 27.

INSPECCION DE CONDUCTOS DE AGUA EN LA CABEZA DE CILINDROS.

Esta norma proporciona el nivel de aceptación de partículas extrañas encontradas en los conductos de agua de enfriamiento en motores "V", así como también en motores de cilindros en líneas, además incluye una prueba volumétrica de dichos conductos. Antes de iniciar dicha inspección se le deberá realizar previamente un lavado a la cabeza de cilindros.

Conductos de Agua Críticos.

Las cavidades laterales, los conductos y cavidades de la superficie superior e inferior de la cabeza de cilindros deben ser limpiadas con un "alambre", para liberar a ésta de cualquier partícula extraña que obstruya los conductos. Las figuras 28 y 29, muestran dichos conductos.

Prueba de Volumen.

La cabeza de cilindros después de ser maquinada y con los casquillos de los inyectores ensamblados, debe conservar los siguientes volúmenes:

Val --- 1960 cm³
Vale - 2450 cm³

La cabeza de cilindros que cumpla con los dos incisos anteriores deberá llevar estampada la letra "V" de 0.317 cm de altura, localizada como se muestra en la figura 30.

Prueba de Limpieza.

La inspección de limpieza se le debe realizar a la cabeza de cilindros cuando se ha terminado el maquinado, y después de que le hayan sido ensamblados los casquillos de los inyectores. Las cabezas deben ser checadas de la siguiente manera:

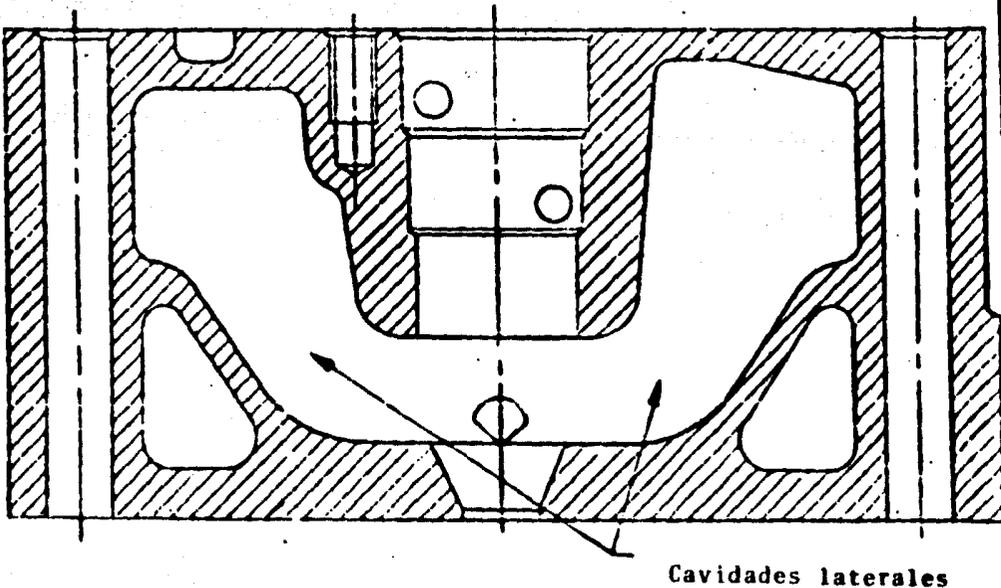
a) Coloque la cabeza de cilindros con uno de sus extremos hacia arriba (vertical, formando 90° con la mesa de inspección).

b). Aplique cinco golpes con un martillo de piel de 0.681 Kg. (1.5 lbs.).

c). Gire la cabeza de cilindros 180° y repita la operación b. (ahora se apoya sobre el extremo contrario).

d). La cantidad de material perdido (que cayó al ser golpeada la cabeza de cilindros), debe ser pesada.

e). El material que cayó debe de pesar como máximo 650 miligramos. Si la cantidad de material recogida excede a la anterior, la cabeza de cilindros debe ser rechazada y enviada a posteriores operaciones de limpieza.



Cavidades laterales

Figura 28.

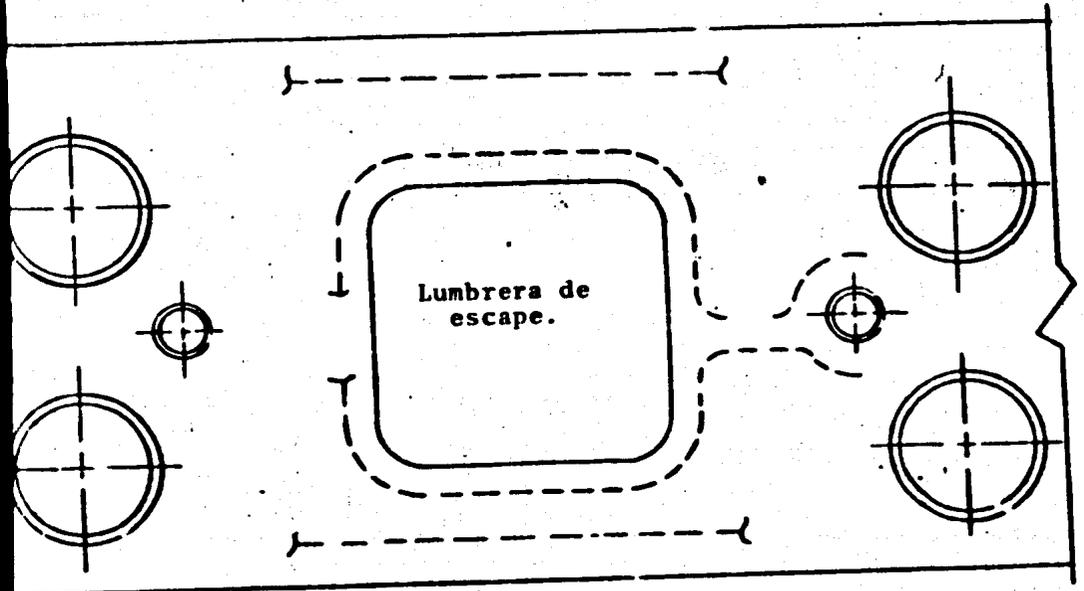


Figura 29.

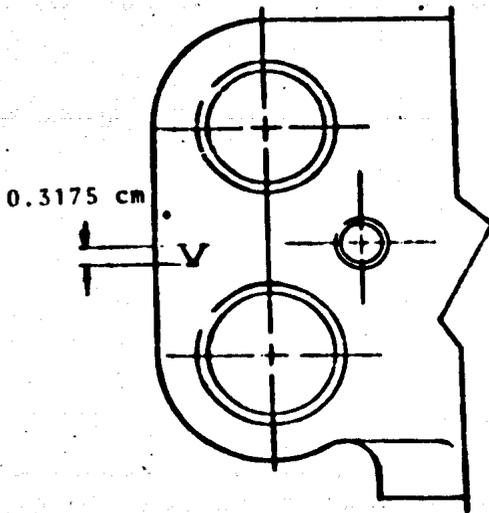
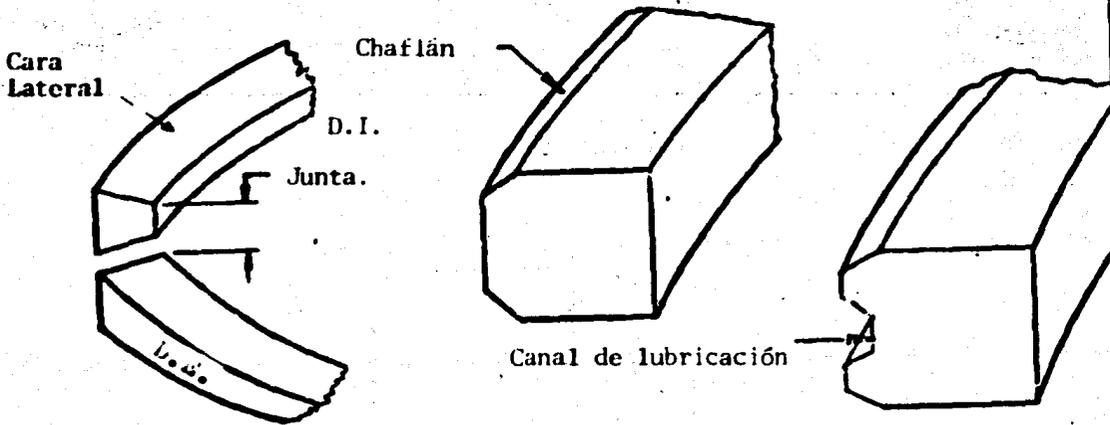


Figura 30.

INSPECCION DE ANILLOS DE PISTON.

Inspección Visual.

Esta inspección debe realizarse en lugares perfectamente iluminados y sin ayuda de ningún equipo de amplificación. En aquellos casos cuando existe duda de la naturaleza de la imperfección se permite utilizar un amplificador para medir claramente el defecto. En el transcurso de esta inspección, se utilizará la siguiente nomenclatura, referida en la siguiente ilustración:



Defectos de Maniobra y Maquinado.

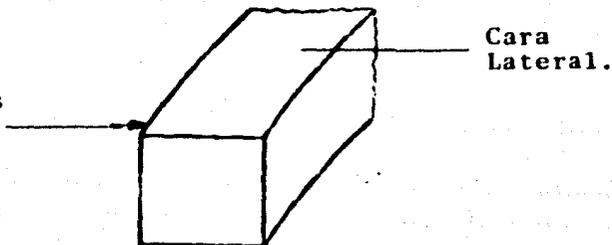
1. Decoloración.- Las manchas en el D.E. y en las caras laterales son aceptables cuando éstas miden 1 pulgada de longitud y 1/16 pulgadas de ancho.

Una decoloración (mancha) que es interrumpida por la junta de anillo, es aceptable siempre y cuando la longitud total de las áreas en ambos lados de la junta no excedan 1 pulgada. No se permiten manchas de herrumbre en ningún área.

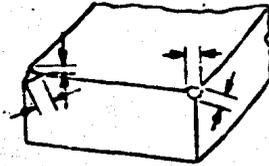
2. Raspaduras y Ralladuras en el Esmerilado.- Se permite un máximo de tres ralladuras en las caras laterales y en el D.E., pero no se permite que éstas sean transversales al ancho del anillo (cara del D.E.). Las raspaduras no deben ser profundas ni contener rebabas del metal, además, estas raspaduras no deben ser más largas que $1/4$ de la circunferencia del anillo. Si durante el esmerilado de las caras laterales del anillo se producen áreas con ralladuras éstas no deberán exceder de 1 pulgada. La rugosidad de la rueda de esmeril no debe de exceder de 200 mu. en R.M.S.

3. Mellas y Abolladuras.- Un máximo de 6 mellas y abolladuras por anillo, incluyendo las impresiones Rockwell y grietas de fundición de $1/32$ pulgadas de longitud y 0.005 pulgadas de profundidad son aceptables, pero sin contener rebabas de metal. No se permite abolladuras o mellas en la intersección de la superficie del D.E. y las caras laterales. Cada abolladura no debe cubrir más del 50% de la superficie en cuestión. Estas abolladuras o mellas deben estar separadas por un mínimo de $1/4$ pulgadas y además, los defectos localizados en un lado de una superficie no deben coincidir con un defecto similar en el lado opuesto al anillo.

sin abolladuras o mellas
en la intersección de
las caras laterales y
la superficie del D.E.
D.E.

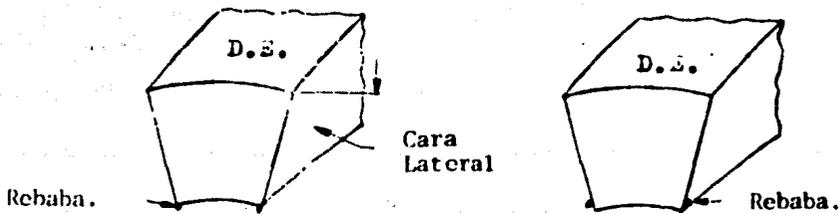


4. Juntas Rotas.- No más de dos esquinas rotas son aceptables sobre las esquinas del D.I.; las roturas no deben de exceder de $1/32$ pulgadas de longitud en anillos menores de 5 pulgadas (D.E.) y de $1/64$ pulgadas en anillos mayores de 5 pulgadas (D.E.).



5. Rebabas.- Se define como rebaba a una astilla delgada o proyección de material (en una fundición), extendida más allá de la superficie básica del anillo; no se permiten, excepto que se extiendan hacia adentro del D.I. y no puedan ser separadas durante la limpieza por medio del punto de prueba.

La proyección no debe ser mayor que 0.002 pulgadas y las dimensiones extremas deben ser sobre los límites especificados.



GRIETAS DE FUNDICIÓN.

1. Un total de seis grietas de fundición y defectos de maquinado presentadas, como mellas y abolladuras, se permiten en cada uno de los anillos. Las grietas de fundición incluyen cualquier cavidad, huecos de gas, porosidad o encogimiento. La dimensión máxima que puede tener una grieta es 0.015 pulgadas si se localiza sobre el D.E. y 0.030 pulgadas si se localiza en las caras laterales o en el D.I. Estas grietas deben estar separadas por un mínimo de 1/4 pulgadas (0.635 cm).

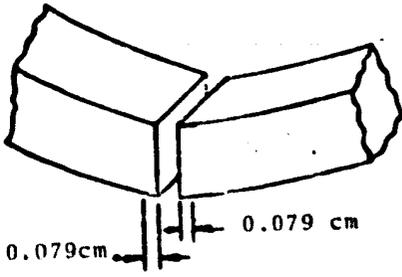
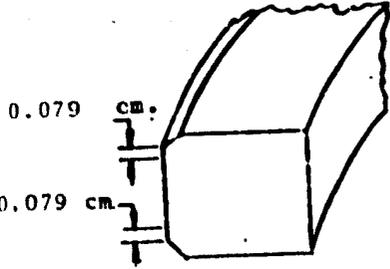
Ningún defecto de grieta de cualquier tipo es permitido en las intersecciones de las caras laterales y el D.E. El defecto no debe coincidir con un defecto en la cara opuesta. De los defectos mencionados anteriormente, ninguno debe exceder el 50% de la superficie en cuestión.

ANILLOS CROMADOS.

Esta sección trata únicamente con defectos en anillos para pistón cromados. Un máximo de seis de los defectos mencionados a continuación son aceptables en un anillo:

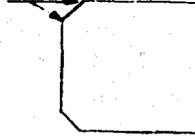
1. Decoloración. La decoloración o mancha del cromo en el canal de lubricación del anillo es permisible. No se permite herrumbre.

2. Hoyos.- Hoyos arriba de 0.04 cm de diámetro sobre la cara del D.E. son aceptables, y deberán estar cuando menos a 0.079 cm de cualquier orilla (borde). Estos hoyos deben estar separados por un mínimo de 0.317 cm y sólo tres se permiten en la longitud periférica del anillo.



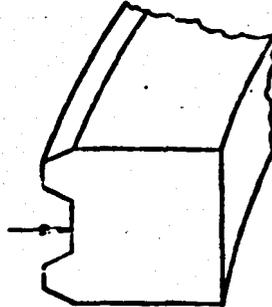
3. **Nódulos.** No se permiten nódulos en ninguna de las caras del anillo.

No aceptable.



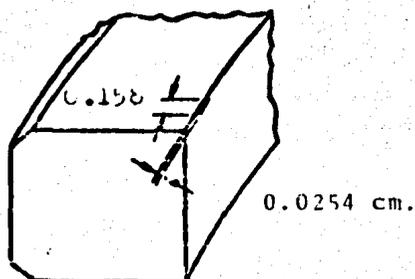
4. **Afeas donde no existe cromo.**- resultado de un proceso de cromado incompleto, no deben exceder de 1.27 cm de longitud en el canal de lubricación del anillo, y no debe de haber intersecciones con la superficie del D.E.

Aceptable
a 1.27 cm
(1/2 pulg)



5. **Marcas de Flujo.**- Ligeras irregularidades causadas por el desprendimiento de gases de la solución del plateado son aceptables si no exceden de 0.198 cm de longitud, ni más de dos por cada anillo; además, éstas no deben de extenderse dentro de la superficie del D.E.

6. **Desprendimientos del Cromo (Sup. Atacada).** El desprendimiento del cromo de la esquina del D.I. del anillo, es aceptable para 0.16 cm en longitud y extendida no más de 0.0254 cm sobre la cara lateral. Solamente una de estas áreas es permitida.



Nota: El ataque al cromo es una condición de erosión del metal causada en el proceso de cromado.

INSPECCION DE ANILLOS DE PISTON POR IMPRESION DE TINTA AZUL DYKEM.

Esta norma proporciona los procedimientos y niveles de aceptación de una inspección utilizando una técnica de impresión por tinta azul para determinar la calidad lateral de los anillos de pistón.

Entintado del Anillo.

1. Usar Dykem No. 107 Hi-Spot Azul.
2. Usando una esponja de celulosa como aplicador, aplicar tinta azul a la esquina de la superficie del elemento calibrador (equipado con el moleteador manual). No aplicar tinta azul a la superficie del elemento indicador inferior.
3. Inserte el anillo a inspeccionar dentro de un sujetador de anillos. Asegurese de que el anillo del pistón esté bien alineado con el piso.
4. Inserte el anillo fijador con el anillo del pistón dentro del elemento calibrador inferior con la parte superior del anillo dirigida hacia la parte inferior del elemento calibrador inferior.

5. Fije el elemento calibrador con el colorante azul aplicado firmemente sobre la parte superior del anillo, asegurándose que el anillo esté firmemente colocado en el sujetador de anillos contra el asiento angular en el elemento calibrador.

6. Con una mano, presionar sobre el sujetador de anillos para prevenir cualquier rotación; con la otra mano, girar el elemento calibrador superior 360° y luego gírese en sentido inverso. El inspector debe aplicar aproximadamente 20 lb. (9Kg) de presión manual al elemento superior, a la vez que éste gira.

7. Retire el elemento calibrador superior e inspeccione la superficie del anillo. El lado inferior del anillo debe marcarse a todo lo ancho en un 85% de los 360°. Del restante 15% debe marcarse cuando menos una línea.

8. Si el lado inferior del anillo no cumple con el inciso 7, se procede a hacer de nuevo la inspección.

9. Si la segunda inspección también indica que el anillo no cumple con los requisitos, éste debe ser rechazado.

Analizador Electrónico del Perfil de la Superficie.

Este es un proceso suplementario y opcional de la inspección anterior.

1. Instale y asiente correctamente el anillo en el cilindro adecuado.

2. La escala o amplificación del analizador de superficies, como el disco CLEVITE 360, es extremadamente importante. Una escala de 50 micropulgadas (máximo) por división, con un mínimo de 150 ciclos en cada revolución se recomienda. La lectura puede hacerse en forma lineal o polar.

3. Las ondulaciones circunferenciales y laterales inferiores no deben exceder a 0.0004 pulgadas (0.010 mm) de pico a valle en cualquier arco de 30°. Esta especificación no se aplica a la superficie adyacente 15° al entrehierro del anillo.

INSPECCION ARBOL DE LEVAS.

1. Esta inspección comprende el procedimiento y el nivel de aceptación de:

a). Quemaduras por abrasivos y endurecimiento de superficies de todos los árboles de levas y otras partes esmeriladas.

b). Puntos dúctiles y ejes dúctiles.

2. Partes para ser checadas por la parte superior y ser sujetas a la siguiente prueba de grabado por ácido.

a). Limpiar la superficie para ser examinada de manera -- que todo el aceite, grasa y tierra o arena negra, sea removida.

b). Aplicar un 4% de solución de agua de ácido nítrico pa ra checar áreas críticas. Aplicar la solución por algún tiempo para producir una superficie uniforme gris oscura o negra.

c). Enjuagar o lavar con agua caliente para remover el -- ácido.

d). Secar por soplado.

e). Aplicar una solución al 2% de ácido hidroclorico en agua, sobre el área previamente atacada para remover la hulla terrosa formada en el inciso 2,b; y así obtener un color gris predominante.

f). Enjuagar con agua caliente para remover la solución - ácida.

g). Enjuagar el área atacada con una solución al 2% de hi dróxido de amonio en agua para neutralizar completamente cualquier residuo de ácido del paso 2.5, un 2% de solución de ceniza de sosa en agua o un 5% de emulsión de aceite soluble puede ser usado como un neutralizador equivalente.

h). Secado por soplado.

i). Inspeccionar la sección atacada de acuerdo a la sección 3.

j). Aplicar un preservativo.

3. Proceso de inspección.

a). Si no existen quemaduras por abrasivos, la superficie atacada deberá ser de color gris pálido uniforme. Cualquier raya o área que muestre más oscuridad es evidencia de quemadura por abrasivo. Cualquier área que muestre más oscuridad es --- prueba de que el acero ha sido reendurecido por excesivo calor generado en el esmerilado.

b). Las quemaduras por abrasivos o materiales endurecidos no son aceptables en lóbulos de válvulas e inyectores.

4. Las partes que han sido inspeccionadas de acuerdo a esta norma, deben sumergirse en una solución al 5-10% de aceite soluble en agua (Vantrol 710, Solvan 531 o equivalente) para retardar la oxidación.

INSPECCION VISUAL DE VALVULAS DE ESCAPE Y DE ADMISION.

Esta inspección se realiza para determinar la aceptabilidad del flujo de grano en las cabezas de las válvulas de escape y de admisión (forjadas).

1. El flujo de grano normalmente esperado en una válvula forjada es como se muestra en la figura 31, a y b, en donde se muestra su sección transversal. Todas las ilustraciones de la figura 31 muestran secciones transversales a través del eje longitudinal de la válvula.

Para observar la forma del flujo, las marcas, raspaduras y rebabas, deben ser removidas esmerilando la superficie antes de que el ataque a la superficie se lleve a cabo. Un acabado de aproximadamente 63 mu. en R.M.S. es usualmente el adecuado. El ataque a la superficie es acompañado por una inmersión de 3 a 30 minutos, en un baño de una solución 1:1 de ácido hidroclo--rídrico y agua a 160° ó 170°F, (71° a 77°C).

Para prevenir oxidación, lave las secciones inmediatamente des

pués del baño con agua corriente, y aún húmedas las secciones, colóquense en un baño de agua con un 5 a 10% de amoníaco. Deje las secciones remojar un mínimo de 5 minutos en la solución antes de secarlas para iniciar la inspección.

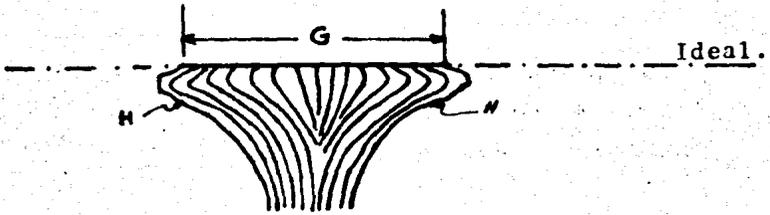
2. Flujo de Grano Normal. El flujo de grano debe seguir el contorno general de forjado en todas las áreas, excepto en la parte superior de la válvula, encerrada dentro del área G. En la superficie las líneas de flujo deben aparecer cortadas a aproximadamente 90° de la parte superior de la superficie, tal como se muestra en la Figura 31a.

En el área G es la sección de la válvula forjada, encerrada por líneas paralelas las cuales son perpendiculares a la superficie superior y dibujadas a través del extremo inferior de la superficie de asiento de la válvula.

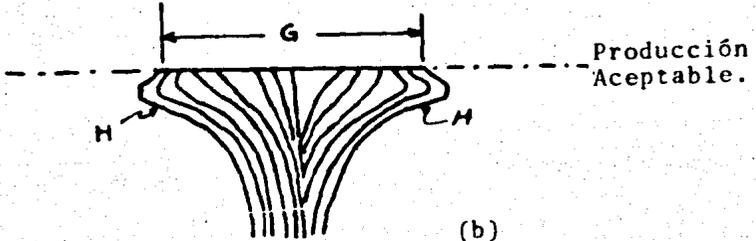
Las líneas de flujo deben correr de un extremo a otro de la válvula en unas líneas continuas, las cuales deberán seguir el contorno del forjado, como se ilustra en la Figura 31a y b. Una línea continua se define como una línea de flujo que no se desvía abruptamente de las direcciones indicadas.

El área H es la sección de la cabeza de la válvula que sobresale hacia los lados del área G. El flujo de grano de las áreas H debe seguir las líneas curvas del contorno del forjado y separarse de dicho contorno dentro del área G, esto se indica en la Figura 31a y b.

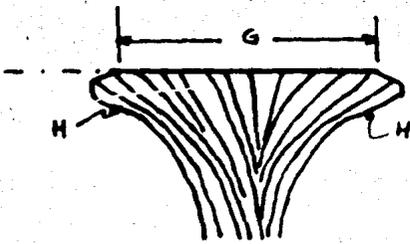
3. Flujo de Grano Anormal.- Secciones transversales con un flujo de grano como el que aparece en la Figura 31e, no son aceptables. El flujo en las áreas H de la Figura 31c, d y e, deben ser rechazadas. El material debe ser resistente internamente y libre de cuarteaduras y rupturas internas.



(a)

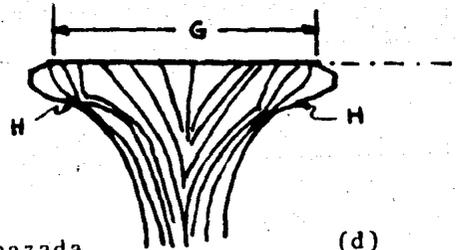


(b)



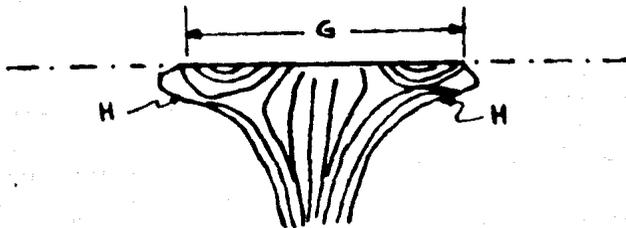
Rechazada

(c)



Rechazada

(d)



(e) Rechazada.

Figura 31.

INSPECCION DE VALVULAS.

Inspección al Vacío.

Esta norma de inspección se utiliza para válvulas de admisión y de escape, de cualquier modelo de motor Diesel. La prueba se debe de efectuar en un asiento de válvula maestro y una máquina de pruebas al vacío.

Los límites de aceptabilidad son los siguientes:

- a) Una máxima caída de vacío de 1.524 cm.Hg. en tres segundos, después del vacío inicial de 63.5 cm.Hg \pm 2.5 cm.
- b) Una máxima caída de vacío de 2.54 cm.Hg. en cinco segundos, después de un vacío inicial de 63.5 cm.Hg \pm 2.5 cm.
- c) El que se aplique una norma u otra dependerá del tester utilizado.

Método de Inspección.

1. Se inserta la válvula en el asiento maestro. La válvula y el asiento deben estar secos y limpios, libres de materias extrañas y de aceites preservativos.

2. Las válvulas que no queden dentro de los límites de aceptabilidad deben ser rechazadas.

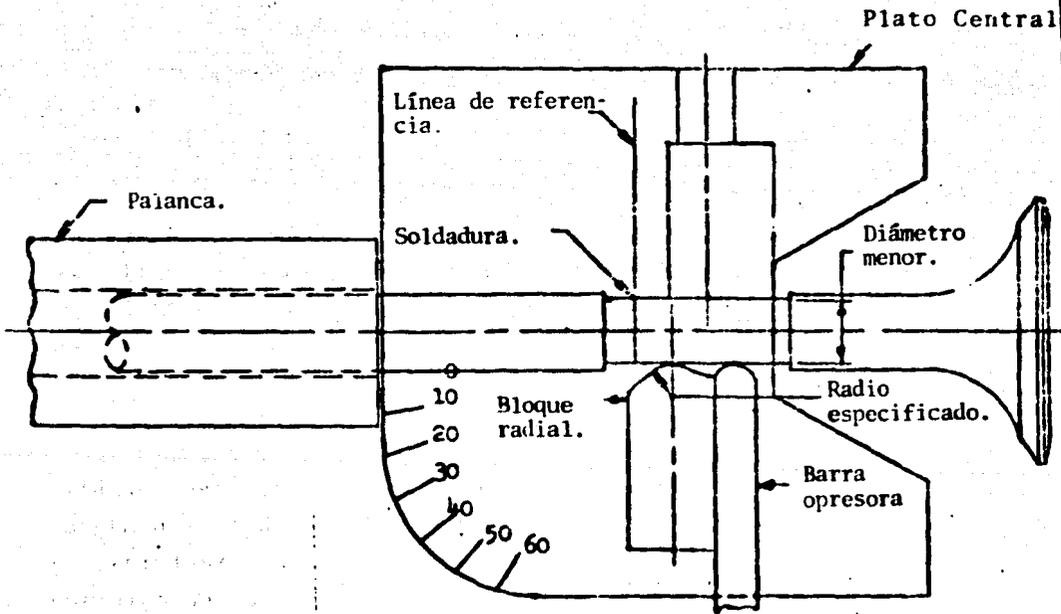
INSPECCION AL VACIO PARA EL ENSAMBLE DE VALVULAS Y CABEZAS DE CILINDROS.

El ensamble de las válvulas (admisión y escape) y cabezas de cilindros se inspecciona con una máquina de pruebas al vacío. Los límites de aceptabilidad son los siguientes:

- Una máxima caída de vacío de 7.62 cm.Hg. en tres segundos, después del vacío inicial de 63.5 cm.Hg \pm 2.54 cm. (25 pulgadas.Hg \pm 1 pulgada.Hg.). La prueba se efectúa después de que las válvulas y los asientos están sujetos y ensambladas con los resortes en la cabeza de cilindros. Los inyectores no deben ensamblarse durante esta prueba y los asientos deben de encontrarse secos y perfectamente limpios.

INSPECCION DE LA UNION SOLDADA DE LAS VALVULAS DE ESCAPE DE DOS PIEZAS.

Esta norma se utiliza para determinar las condiciones de la soldadura utilizada en la junta de la cabeza y seguidor de la válvula, en las válvulas de escape formadas por dos piezas. Para llevar a cabo dicha inspección, se utiliza un dispositivo doblador como el que se muestra en la siguiente figura:



Diámetro menor (cm.)

0.858-0.8204
0.952-0.927
1.0 -0.977
1.13 -1.105
1.242-1.216

Radio especificado (cm.)

0.416
0.4953
0.4953
0.4953
0.614

Procedimiento.

1. Coloque la válvula en el plato central con la soldadura alineada a la línea (marca), que sirve de referencia. Se debe asegurar que el contacto entre el bloque radial y la válvula se realice a una distancia de 6.35 mm de la unión soldada.

2. Cierre las mordazas. La válvula debe de quedar asegurada con la mordaza de tal forma que no exista movimiento lateral. El seguidor de la válvula debe estar alineado con el 0° del bloque soporte.

3. Coloque la palanca en el seguidor de la válvula. El extremo de la palanca debe estar alineado con el bloque soporte (0°).

4. Utilizando la palanca, doblar el seguidor de la válvula. El doblado debe ser realizado con un movimiento continuo y suave. El seguidor de la válvula deberá doblarse hasta 20° -- sin que exista fractura en la unión soldada.

INSPECCION POR MAGNAFLUX.

Esta es una técnica de inspección por partículas magnéticas utilizando un equipo comúnmente llamado Magnaflux o Magnaglo. Este equipo es utilizado en la detección de fracturas, -- grietas, defectos superficiales o subsuperficiales en materiales magnéticos tales como hierro fundido y aceros.

EQUIPOS DE INSPECCION POR PARTICULAS MAGNETICAS.

Estos equipos de inspección deben ser capaces de proporcionar magnetización circular, longitudinal, o ambas.

Equipo de Magnetización Estacionario o Automático.

Equipo de corriente directa o corriente alterna rectificad

da; corriente capaz de proporcionar una magnetización circular o longitudinal (o ambas), según se especifique en cada caso. - El diámetro de la bobina no debe ser mayor que 10 veces el diámetro de la pieza.

Equipo de Magnetización Múltiple.

Equipo de magnetización direccional, similar a "Duoveo" - (Marca de fábrica de Magnaflux, Co.). Este equipo utiliza la aplicación alternativa de un campo magnético longitudinal y circular para la pieza que esté siendo inspeccionada.

La aplicabilidad de este equipo depende de varias variables y algunas de esas variables se encuentran interrelacionadas. A continuación se mencionan algunas de dichas variables:

a) Características de piezas que no deben ser inspeccionadas por este método.

- Superficies altamente pulidas o cromadas.
- Material altamente retentivo.
- Discontinuidades debajo de la superficie.
- Pobre relación de esbeltez (l/d).

b) Características de piezas que deben ser inspeccionadas por este método:

- Superficies moderadamente rugosas.
- Material ligera o moderadamente retentivo.
- Con discontinuidades debajo de la superficie.
- Buena relación de esbeltez ($l/d > 10$).

Debido a la diferencia que existe entre el equipo direccional múltiple y el equipo que utiliza separadamente magnetización circular y magnetización longitudinal (en el cual se incluyen diferentes valores de amperaje de magnetización), se hace necesario balancear las intensidades de campo, y disminuir el porcentaje de intensidad de las indicaciones con el equipo direc-

cional múltiple. Un repaso de la literatura técnica y una consulta con el fabricante del equipo nos permite una mejor aplicación de dicho equipo en piezas tan grandes como 20 pulgadas (508 mm).

c) Corriente magnetizadora.

En la inspección por partículas magnéticas el equipo puede variar considerablemente según la corriente de magnetización. Los siguientes tipos de corrientes son los más utilizados:

- Onda completa rectificadora (C.A. 3 fases).
- Onda completa rectificadora (C.A. 1 fase).
- Media onda rectificadora C.A.
- Una sola fase (C.A.)
- Tres fases (C.A.)
- Baterías (C.D.)

Equipo de Magnetización por Corriente Monofásica.

Los equipos de inspección por partículas magnéticas, tales como los manufacturados por Denishijiki, Co. (Tokyo, Japón), utilizan corriente monofásica rectificadora de media onda para la magnetización, con un medidor el cual indica los picos de corriente.

INSPECCION DE CIGÜEÑALES. (MAGNAFLUX).

La inspección de cigüeñales por el método de Magnaflux, se lleva a cabo de la siguiente manera:

1. El total de la superficie debe ser cubierta con la suspensión de partículas magnéticas, antes de aplicar la corriente de magnetización.

2. Head Shot (Magnetización circular).

La siguiente corriente de magnetización circular debe

utilizarse para localizar aberturas e indicaciones en la superficie (se define como indicaciones al producto de inclusiones inherentes en el acero; cuando son subsuperficiales, éstas son usualmente escoria fina.)

Corriente directa o rectificador de C.A..... 750 amp.
Corriente alterna (C.A.) 850 amp.

3. Coil Shot (Magnetización longitudinal).

Se utiliza este tipo de magnetización para detectar grietas del esmerilado, hendiduras debidas a los esfuerzos de endurecimiento y cualquier indicación circunferencial (una indicación circunferencial es aquella que corre entre los 35° y 90° al eje longitudinal del cigüeñal; alternativamente, cuando el flujo de grano es conocido una indicación perpendicular a dicho flujo se considera como circunferencial). En este caso, se aplican de 3,600 a 4000 amperes-vuelta con corriente directa (C.D.) o con rectificador de corriente alterna (C.A.); o de 4,200 a 4700 amp-vuelta con equipo de C.A. (amper-vuelta se define como el amperaje que fluye a través de la bobina, multiplicado por el número de vueltas de la misma).

4. Límites de aceptabilidad.

a) Una indicación abierta paralela que contenga partículas extrañas o huecos dejados por las mismas, no se acepta. Una indicación abierta es la que resulta visible a simple vista, después de removerse la suspensión de partículas magnéticas. Las indicaciones parcialmente abiertas y subsuperficiales se consideran y miden como abiertas. Las indicaciones abiertas pueden ocurrir cuando:

- i) La superficie del metal se sobrecalienta antes del templado.
- ii) El templado es muy severo.
- iii) El esmerilado no se realiza bajo control.
- iv) El proceso de forja resultó defectuoso.

b) En los ciglleñales que muestren cierto número de defectos, los cuales se encuentren distribuidos individualmente, la decisión del rechazo deberá tomarse por personal especializado.

c) Las indicaciones longitudinales o circunferenciales ya sean abierta o subsuperficiales, que se presenten en cualquier vía de lubricación no se aceptan. Se considera longitudinal una indicación si ésta corre paralela al eje del cigüeñal o en un ángulo menor a 35° con respecto a dicho eje. Si el flujo de grano es conocido, las indicaciones que corran paralelas a dicho flujo serán longitudinales.

INSPECCION DE BIELAS (MAGNAGLO)

Esta norma incluye la inspección por partículas magnéticas (Magnaglo) para las bielas forjadas. El uso de ácido diluido o cualquier otro método conveniente para la inspección de rebabas (astillas), hendiduras y uniones, es permisible si el proceso así lo requiere.

Método de Inspección.

1. Se magnetiza la biela utilizando magnetización circular y aplicando de 1,200 a 1.400 amperes C.D. o rectificador de corriente alterna (C.A.).

2. Se aplica la suspensión de partículas magnéticas. En el método residual se aplica la corriente a la pieza antes de que a ésta se le bañe con la suspensión de partículas magnéticas.

3. Si se utiliza magnetización longitudinal (Coil Shot), primero se aplica la suspensión de partículas magnéticas a la biela y enseguida se magnetiza aplicando 2,100-2,300 amper-vuelta C.D. o con rectificador de C.A.

4. Se inspecciona la biela para detectar aberturas e indicaciones subsuperficiales.

5. Después de la inspección, la biela debe ser desmagnetizada según valores especificados en la inspección correspondiente a valores de magnetización residuales.

BIBLIOGRAFIA.

CAPITULO I.

1. Motores Diesel, Adams Orville, Editorial Gustavo Gili, Barcelona, S.A.
2. La Producción de Energía Mediante el Vapor de Agua, El Aire y los Gases. Severns, William Harrison. Editorial Reverte, Barcelona.
3. Construcción y Manejo de los Motores Diesel Marinos y Estacionarios. Pedro Miranda, Editorial Gustavo Gili, Barcelona, S.A.
4. Ingeniería Termodinámica. J. Herman Stoeber, Editorial Continental, S.A.
5. Internal Combustion Engines Theory and Design. V.L. Maleev, M.E. Dr. A.M. Mc Graw Hill Book Company, Inc.
6. Motores de Combustión Interna, Análisis y Aplicaciones. Edward F. Obert. Editorial Continental, S.A.
7. Respuestas a Preguntas sobre Diesels. Cummins Engine Co.

CAPITULO II.

8. Propuesta de Política a Largo Plazo de la Industria Diesel en México. Dina-Cummins.

9. Forecasting Techniques to Project Diesel Market Demand. Jack Edwards. Cummins Engine Co.

CAPITULO III.

10. Respuestas a Preguntas sobre Diesels. Cummins Engine - Co.
11. Proyecto Dicumsa. Dina-Cummins.

CAPITULO IV.

12. Estudio de Mercado. Dina-Cummins.
13. Estudio Elaborado por la Dirección de Planeación del - Combinado Industrial Sahagún. Dina, S.A.
14. The Future of the World Economy. O.N.U.

CAPITULO V.

15. Decreto para el Fomento de la Industria Automotriz. Gobierno Mexicano.

CAPITULO VI.

16. Proyecto Dicumsa. Dina-Cummins.

APENDICE SECCION I.

17. Quantitative Methods in Management. John E. Ullman. Schaum's Outline Series in Business.

18. **Forecasting Methods for Management.** Steven G. Wheel -- Wright and Spyros Makridakis.
19. **Production Systems: Planning, Analysis and Control.** James L. Riggs. Editorial Limusa, 1976.
20. **Sistemas de Producción-Inventario: Planeación y Control.** Buffa, Elwood Spencer, 1973.
21. **Publicación de: Wharton Econometric Forecasting Associates, Inc. (EFA). Computer Forecasts of U.S. Economic Developments Industry Forecasts. Econometric Analysis.** 4025 Chestnut Street, Philadelphia, Pa., - 1904-215.

APENDICE SECCION II.

22. **Proyecto Dicumsa, Dina-Cummins.**

APENDICE SECCION III.

23. **Estandares de Inspección. Cummins Engine Co.**