



\*D-5835\*

T  
621.437  
5194  
01-00036

**ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL**

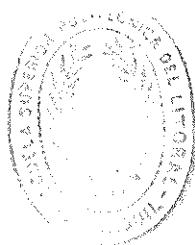
**Departamento de Ingeniería Mecánica**

**"ESTUDIO Y COMPROBACION DE LOS PARAMETROS FUNDAMENTALES CORRESPONDIENTES A UNA PLANTA ELECTRICA CON MOTOR DE COMBUSTION INTERNA"**

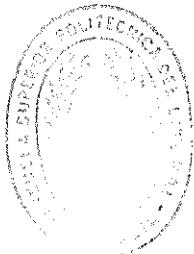
Tesis Previa al Título de  
***Ingeniero Mecánico***

**Blas Víctor Hugo San Miguel Valdivieso**

**Julio 1984**



**GUAYAQUIL - ECUADOR**



## DEDICATORIA

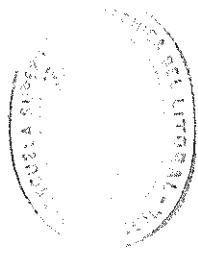
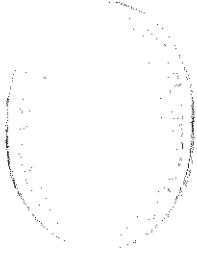
A la memoria de mi Padre, quien me guió en mis primeros años estudiantiles, para después continuar haciéndolo con su espíritu - desde su lugar en el cielo a donde el Divino Juez lo llamó.

A la memoria de mi Madre, quien con su abnegación y sacrificio me ayudó a culminar mi vida estudiantil y después de esto hace pocos años acudió al llamado de Dios, a la eternidad, desde donde dichosa contemplará el fruto de su esfuerzo.

A mi Esposa, la compañera de mi vida, quien con su amor fiel, noble y desinteresado, me dió fuerzas para llegar a la meta que me propuse.

A mis Hijos, la razón de mi vida, quienes con su amor tierno y dulce llenan siempre mi alma, haciéndome sentir capaz de realizar todos los sueños de mi vida.





## AGRADECIMIENTO

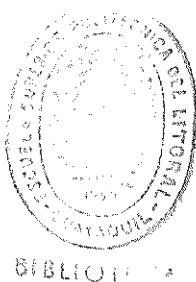
B. F. B.

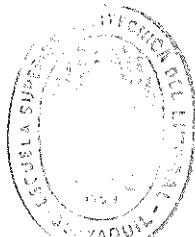
B. F. B.

A la Escuela Superior Politécnica del Litoral, por haberme  
dado la oportunidad de cumplir mi etapa profesional.

Al Ingeniero Freddy Cevallos Barberán, Director de Tesis ,  
por su acertada guía y colaboración para la realización de  
este trabajo.

Un agradecimiento especial a mis Padres, quienes han sido  
la guía de mi vida, me enrumbaron en mi vida estudiantil y  
me brindaron todo su apoyo para la culminación de la misma.





REF: 1000

---

Ing. FREDDY CEVALLOS BARBERAN  
Director de Tesis



## DECLARACION EXPRESA

DECLARO QUE: "Hechos, ideas y doctrinas expuestos en esta tesis son de mi exclusiva responsabilidad y que el patrimonio intelectual de la misma corresponde a la ESCUELA - SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Exámenes y Títulos Profesionales de la - ESPOL).

BLAS VICTOR HUGO SAN MIGUEL VALDIVIESO



BIBLIOTECA

## RESUMEN

## BIBLIOTECA

El presente proyecto tiene como finalidad hacer los estudios correspondientes desde los puntos de vista técnico y económico para poder reemplazar el motor Allis Chalmers con un motor Caterpillar en una planta eléctrica Allis Chalmers, dadas las dificultades en el mantenimiento que presenta el motor Allis Chalmers por la falta de firma distribuidora en el país y como consecuencia de ésto, lo difícil que es el conseguir repuestos en el país para este motor, en contra punto tenemos que el motor Caterpillar es muy conocido en el país por su calidad, eficiencia y fácil adquisición de repuestos.

Contando con los datos de las características del motor suministrados por el fabricante, procederemos a analizar también los análisis dinámicos y termodinámicos del motor, ya que la tecnología moderna obliga a comprobar las características de un motor no sólo desde el punto de vista termodinámico sino también desde el punto de vista dinámico.

## INDICE GENERAL



	Página
RESUMEN.....	VI
INDICE GENERAL.....	VII
INDICE DE FIGURAS.....	X
INDICE DE TABLAS.....	XI
INTRODUCCION.....	12
CAPITULO I	
Factibilidad.....	16
CAPITULO II	
Ingeniería del Proyecto.....	22
2.1 <u>Selección del motor y su adaptación para la aplicación deseada</u> .....	22
2.2 <u>Cálculo dinámico del motor</u> .....	27
2.2.1 Recorrido del pistón.....	27
2.2.2 Velocidad del pistón.....	31
2.2.3 Aceleración del pistón.....	33
2.2.4 Cinemática de la biela.....	36
2.2.5 Velocidad angular de la biela.....	37
2.2.6 Aceleración angular de la biela.....	38
2.2.7 Fuerzas de inercia.....	39
2.3 <u>Cálculo termodinámico del motor</u> .....	44
2.3.1 Sumario de datos.....	44
Cálculos	
2.3.2 Área del pistón.....	45
2.3.3 Volumen del pistón.....	45
2.3.4 Volumen de la cámara.....	45
2.3.5 Altura de la cámara.....	46
2.3.6 Velocidad media del pistón.....	46
2.3.7 Eficiencia térmica.....	46
2.3.8 Eficiencia volumétrica.....	47
2.3.9 Eficiencia indicada.....	47
2.3.10 Presión media indicada.....	49
2.3.11 Potencia indicada.....	50
2.3.12 Presión de roce.....	50
2.3.13 Potencia de roce.....	51
2.3.14 Potencia efectiva.....	51
2.3.15 Eficiencia mecánica.....	51
2.3.16 Eficiencia efectiva.....	51

	Página
2.3.17 Potencia del pistón.....	52
2.3.18 Consumo indicado de combustible.....	52
2.3.19 Consumo específico de combustible.....	52
2.3.20 Gasto de aire por hora.....	52
2.3.21 Gasto de combustible por hora.....	53
2.3.22 Cantidad de calor que efectúa el trabajo indicado	53
2.3.23 Temperatura al final de la expansión.....	54
2.3.24 Presión al final de la expansión.....	54
2.3.25 Presión de admisión.....	55
2.3.26 Temperatura de admisión.....	55
2.3.27 Presión al final de la compresión.....	55
2.3.28 Temperatura al final de la compresión.....	55
2.3.29 Presión al comienzo de la expansión.....	56
2.3.30 Temperatura al comienzo de la expansión.....	56
2.3.31 Temperatura de escape.....	57
2.3.32 Presión de escape.....	58
 CAPITULO III	
Ingeniería del Diseño.....	60
3.1 <u>Cálculo de los flujos de aire, combustibles y gases</u> .....	60
3.1.1 Gasto de aire por hora.....	60
3.1.2 Gasto de combustible por hora.....	61
3.1.3 Consumo específico de combustible.....	61
3.1.4 Cálculo de gases.....	65
3.2 <u>Selección de equipos para medición de flujos</u> .....	67
3.2.1 Sistema para medir el caudal de aire.....	67
3.2.2 Sistema para medir el caudal de combustible.....	68
3.3 <u>Cálculo y diseño de los sistemas de tuberías para la admisión y escape</u> .....	71
3.4 <u>Cálculo y graficación de la potencia efectiva, potencia indicada y potencia de roce a diferentes velocidades del motor</u> .....	72
3.4.1 Cálculo y graficación de la potencia indicada a 300, 600, 900, 1.200, 1.500 y 1.800 R.P.M. del motor.....	72
3.4.2 Cálculo y graficación de la potencia de roce a 300, 600, 900, 1.200, 1.500 y 1.800 R.P.M. del motor.....	73
3.4.3 Cálculo y graficación de la potencia efectiva a 300, 600, 900, 1.200, 1.500 y 1.800 R.P.M. del motor.....	75

	Página
<b>CAPITULO IV</b>	
Evaluación de Resultados.....	77
4.1 <u>Metodología para la comprobación experimental de los cálculos termodinámicos y su evaluación.....</u>	77
4.2 <u>Ánalysis de posibles cambios tecnológicos en los agregados del motor.....</u>	81
<b>CAPITULO V</b>	
Consideraciones Económicas.....	87
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	90
BIBLIOGRAFIA.....	92

•••••



## INDICE DE FIGURAS

Página

Nº		Página
II-1	Recorrido del pistón.....	27
II-2	Recorrido del pistón.....	31
II-3	Velocidad del pistón.....	33
II-4	Aceleración del pistón.....	35
II-5	Cinemática de la biela.....	36
II-6	Gráficos de $Pa$ , $Pa_1$ y $Pa_2$ .....	42
II-7	Eficiencia indicada vs. relación de compresión.....	45
II-8	Presión media indicada obtenida del gráfico presión/volumen.....	59
III-1	Curva de $ge$ (consumo específico de combustible).....	63
III-2	Curva de $Gc$ (gasto de combustible por hora).....	63
III-3	Curva de $Ga$ (gasto de aire por hora).....	64
III-4	Curva de los escapes de gases.....	66
III-5	Sistema para medir el caudal de aire.....	68
III-6	Sistema para medir el caudal de combustible.....	70
III-7	Potencia indicada a distintas velocidades.....	73
III-8	Potencia de roce a distintas velocidades.....	74
III-9	Potencia efectiva a distintas velocidades.....	76
IV-1	Indicador Premax.....	79
IV-2	Acople de la caja del volante del motor y la carcaza del generador.....	83
IV-3	Acople del volante del motor y el inducido del generador.....	84
IV-4	Acople para el rulimán del eje del rotor del generador y el asiento del volante del motor.....	85

## INDICE DE TABLAS

Nº	Página
II-1 Recorrido del pistón.....	30
II-2 Velocidad del pistón.....	32
II-3 Aceleración del pistón.....	35
II-4 Angulo max que describe la biela	36
II-5 Fuerza de inercia de masas alternativas.....	41
III-1 Gasto de aire por hora.....	60
III-2 Gasto de combustible por hora.....	61
III-3 Consumo específico de combustible.....	62
III-4 Escape de los gases.....	66
III-5 Potencia indicada a diferentes velocidades.....	72
III-6 Potencia de roce a diferentes velocidades.....	74
III-7 Potencia efectiva a diferentes velocidades.....	75

\*\*\*\*\*

## INTRODUCCION

Se han dado casos en nuestro país de que algunas compañías importadoras y distribuidoras de maquinarias, después de haber operado por algunos años distribuyendo sus máquinas en el país, han tenido que cerrar sus puertas por diversos motivos, o simplemente han dejado de importar dichas máquinas apartándose totalmente de esa línea, lo cual ha causado gran perjuicio a las empresas que adquirieron dichas máquinas, ya que al cerrar sus puertas estos almacenes han dejado de proveer repuestos y servicio técnico a sus clientes; casos como estos se han dado en la distribución de plantas eléctricas con motores de combustión interna, esto ha traído como consecuencia que muchas empresas compradoras han tenido que efectuar sus importaciones directas o valerse de compañías importadoras de repuestos para poder tener un stock de repuestos en sus bodegas, para estar preparadas en caso de cualquier daño de la planta, lo cual ha constituido una inversión extra muy grande de dinero; en los casos en que no se han tomado las precauciones necesarias para mantener un stock de repuestos y ha venido a producirse un daño serio, se ha tenido que parar la planta hasta que lleguen los repuestos, en otros casos en que era imposible esperar mucho tiempo se han tenido que comprar otra planta eléctrica que esté disponible en el mercado y abandonar la que no tiene repuestos.

Generalmente cuando se ha parado la planta mucho tiempo o se la ha abandonado es cuando han habido daños serios en el motor lo que ha traído como consecuencia el tener que repararlo integralmente; los repuestos para una reparación del motor tales como pistones, anillos , chapas, bielas, etc. tienen dimensiones muy precisas y sus construcciones son muy delicadas por lo que no es factible acoplar dichas -clases de repuestos de un motor a otro de una marca distinta.

En cambio cuando hay un daño imprevisto en el generador y no hay los repuestos originales se pueden adaptar fácilmente otros repuestos y en último de los casos se puede rebobinar si fuera el inducido o las bobinas.

La falta de proveedores de repuestos como de servicio técnico ha causado muchas contrariedades en el mantenimiento del equipo, por lo cual aunque no hubieran daños grandes, los dueños de la planta mu chas veces han planificado renovar dicha unidad. El renovar dicha planta sin poder venderla o venderla a un precio muy bajo significa para la compañía una pérdida grande de dinero; no sería tan onerosa la operación si en vez de vender barato o abandonar la planta se decidiera cambiar la parte más complicada de la planta, esto es, el motor con otro que esté disponible en el mercado y que pueda acoplarse al generador. El hacer el estudio correspondiente y tener el proyec

to listo para dicha operación constituye el fundamento de la presente tesis de grado. Se da el caso que las plantas eléctricas Allis - Chalmers ya no tienen distribuidor en el país y no hay proveedor de repuestos ni servicio técnico garantizado, cuando se importan los repuestos por intermedio de alguna compañía particular, se tiene que esperar hasta 12 meses para que lleguen, pues, según se sabe muchos repuestos del motor como pistones, camisas, rines, chapas, etc. la - compañía fabricante no los tiene en stock.

Para la presente tesis de grado se ha escogido una planta eléctrica- Allis Chalmers con un generador Allis Chalmers de 250 KVA en stand - by duty y es accionado por un motor Allis Chalmers.

Una de estas plantas está funcionando en la Cemento Nacional, Km. 18 vía a la Costa como una de las 2 plantas de emergencia que tiene esta compañía y es modelo 29.39-0707 TYPE: SER-R. Este tipo de plantas eléctricas existen en muchos campamentos del país; es precisamente la Cemento Nacional la que sufre las molestias antes indicada, ya que teniendo sólo una planta tiene que mantener un stock de repuestos para una reparación completa del motor en caso de cualquier daño serio o - cualquier imprevisto; en otras compañías que no han tomado las pre - cauciones de importar los repuestos para stock, han tenido que abando nar dicha planta cuando han tenido un daño serio en el motor y com -

prar una nueva de otra marca que sea muy conocida en el mercado na -  
cional.

## CAPITULO I FACTIBILIDAD

La planta eléctrica escogida para el proyecto y que está descrita en la introducción es una planta Allis Chalmers con motor a diez cilindros Allis Chalmers y el generador Allis Chalmers.

Antes que nada debemos determinar todas las características de la planta eléctrica que será objeto del presente estudio.

Primero determinamos las características del generador y son las siguientes:

MARCA	: Allis Chalmers	MODELO	: 2939-0707
TIPO	: SER-E	TERMINALES	: 12
MARCO	: 580	PF	: 8
FASE	: 3	R.P.M.	: 1.800
CICLAJE	: 60	VOLTS	: 202-240/416-480

### SERVICIO CONTINUO

KW	= 200
K.V.A.	= 250
AMPS	= 694/601/347-300

### SERVICIO DE RESERVA

KW	= 250
K.V.A.	= 312
AMPS	= 667-752/433-376

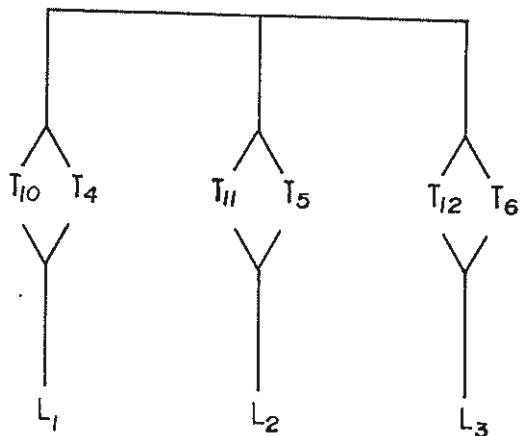
PARTE N° 4446555

SERIE N° A 45699 WA

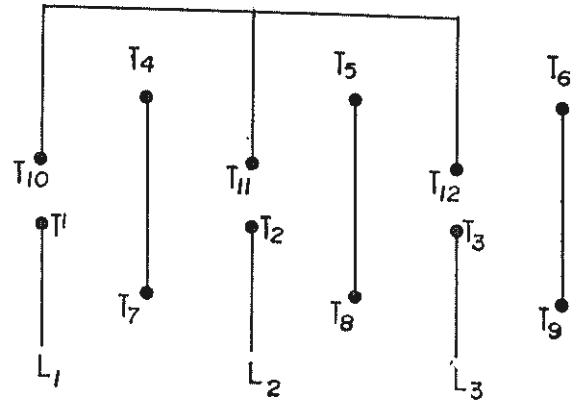
REGULADOR PARTE N°4057707

RANGO DE CONEXIONES TRIFASICAS

## ALTERNADOR



## CONEXION



## RANGO BAJO

60 HZ

120/208 to 139/240

50 HZ

110/190 to 115/200

## RANGO ALTO

60 HZ

240/416 to 278/480

50 HZ

220/380 to 230/400

Las características del motor a diesel Allis Chalmers las determinaremos de los datos de sus placas respectivas, ya que no ha sido posible obtener catálogos, sus características son las siguientes:

MARCA : Allis Chalmers

MODELO: D.E.S.-250

SERIE : 25-05987

R.P.M. : 1.800

K.W. : 250

NUMERO DE  
CILINDROS : 6 en línea

TIPO : diesel enfriado por agua

Este tipo de planta eléctrica además de la Cemento Nacional también la tienen otras empresas tanto en la ciudad como en el campo, en algunos casos estas plantas trabajan como emergencia por pocas horas, en otros casos trabajan muchas horas al día generando energía para mover otras máquinas, en los campamentos a más de dar alumbrado generan energía para máquinas menores como por ejemplo: soldadoras - eléctricas, excavadoras, etc. por lo cual estas plantas cuando dejan de funcionar ocasionan una pérdida grande a la empresa; es por esto que en algunos campamentos hay algunas de estas plantas fuera de uso, no porque sea de mala calidad, sino que para reparar el motor muchas veces no habían repuestos en el país y el importarlos - significaba esperar algunos meses, por lo cual se decidía comprar - una planta nueva que entre a funcionar inmediatamente y que sus distribuidores en el país ofrezca un stock permanente de repuestos y - servicio técnico garantizado.

Como se ve cuando una de estas plantas tiene que estar parada muchos meses por falta de repuestos para el motor se hace necesario comprar otra planta para que entre a trabajar enseguida, lo cual es

muy oneroso para cualquier empresa porque es un gasto muy fuerte que no estaba presupuestado; este gasto se lo podría reducir al 50% comprando solamente el motor que sería de otra marca, para lo cual debe estar listo este proyecto.

Para seleccionar el motor que deberá acoplarse al generador Allis - Chalmers descrito anteriormente, deberá tenerse presente los siguientes requisitos:

1. Que el motor sea a diesel con 250 KV o más y 1.800 R.P.M.
2. Que exista en el país un distribuidor autorizado
3. Que dicho motor esté siempre como stock o se lo esté importando periódicamente sin necesidad de pedido de algún cliente.
4. Que dicho motor haya tenido una gran acogida en el país por su calidad y eficiencia.
5. Que el distribuidor brinde un servicio técnico garantizado y un stock completo y permanente de repuestos.

Un motor que cumple con estos requisitos es distribuido por la conocida firma local IMPORTADORA INDUSTRIAL AGRICOLA S.A. y es un motor que se lo utiliza en: plantas eléctricas, tractores, bombas de agua y en barcos, este motor tiene las siguientes características:

MARCA : CATERPILLAR

SERIE : 3.400

MODELO : 3.406 T.A.

K.W. : 260 (Stand by Duty)

R.P.M. : 1.800

RAZON DE COM

PRESION. : 1 a 18

CICLO : 4 tiempos

NUMERO DE

CILINDROS : 6 en linea

DIAMETRO DE

CILINDRO : 137 mm (5,4'')

CARRERA : 165 mm (6,5'')

CILINDRADA : 14,6 Lts. (893 pulg.<sup>3</sup>)

TIPO : Diesel enfriado por agua

LONG. TOTAL : 1.648 mm (64,9'')

ANCHO TOTAL : 902 mm (36,5'')

ALTO TOTAL : 1.335 mm (52,6'')

PESO DEL CI

GUENAL. : 169 Kgs.

PESO DEL VO

LANTE. : 51 Kgs.

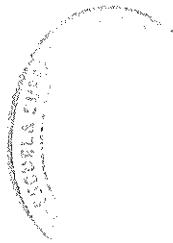
PERNOS DEL

VOLANTE. : 12 de 3/8" de diámetro x 1 1/2" longitud

PESO DE CADA

BIELA. : 4,4 Kgs. (con bocín y pernos)

PESO DE CADA  
PISTON CON -  
ANILLOS Y PA  
SADOR. : 3,17 Kgs.



PESO DE CADA  
JUEGO DE ANI  
LLOS. : 0,13 Kgs.

LONG. DE BIE  
LA DE CENTRO  
A CENTRO DE  
HUECOS. : 261,62 mm (10,3")

En cuanto al costo del motor no se lo puede determinar por la deva-  
luación constante que sufre el país, pero sea cual sea su precio ,  
será siempre justificado porque salva el 50% de la planta eléctrica.

Por lo tanto el proyecto es factible, las consideraciones técnicas-  
serán demostradas en los siguientes capítulos.

## CAPITULO II

### INGENIERIA DEL PROYECTO

#### 2.1 SELECCION DEL MOTOR Y SU ADAPTACION PARA LA APLICACION DESEADA

En el capítulo anterior se trató de seleccionar un motor para acoplarlo a un generador Allis Chalmer y que en los siguientes capítulos haríamos las consideraciones técnicas para el proyecto; por lo cual debemos recordar las características principales tanto del generador como del motor a diesel Allis Chalmers para desarrollar este capítulo.

Las características principales del generador son las siguientes:

MARCA	: Allis Chalmers	MODELO	: 2939-0707
CARCAZA	: 580	TERMINALES	: 12
FASE	: 3	P.F.	: 8
TIPO	: SER-R	VELOCIDAD	: 1.800
CICLaje	: 60	VOLTAJE	: 202-240/416-480

SERVICIO CONTINUO		SERVICIO DE RESERVA	
KW	= 200	KW	= 250
K.V.A.	= 250	K.V.A.	= 312
AMPS	= 694-601/347-300	AMPS	= 667-752/433-376

Las características principales del motor Allis Chalmers son:

MARCA : Allis Chalmers  
MODELO : D.E.S - 250  
SERIE : 25-05987  
R.P.M. : 1.800  
K.W. : 312  
NUMERO DE  
CILINDROS : 6 en línea  
TIPO : Diesel enfriado por agua

También es necesario determinar como está acoplado el motor Allis Chalmers al generador.

Hay tres puntos principales que considerar y son:

1. La caja del volante del motor está acoplada a la carcaza del generador mediante 12 pernos de acero de 1/2" de diámetro y el diámetro de la línea de centro de los pernos es de 24 1/2".
2. El rotor va acoplado al volante mediante 8 pernos de acero de 9/16" de diámetro, con un diámetro de la línea de centro de los pernos de 16".
3. Las dimensiones del rulimán por medio del cual el eje del rotor se apoya en el volante.

También hay que anotar que el motor y el generador Allis - Chalmers están soportados en una estructura bien fuerte y grande, por lo que no habría necesidad de cambiarla para poder acoplar el motor seleccionado al generador, lo que se haría es que los soportes del nuevo motor habría que aclarlos a la estructura.

Con los datos anotados anteriormente podemos seleccionar el motor y después de hacerlo de acuerdo a sus características principales, determinamos cómo debemos acoplarlo al generador.

Ya en el capítulo anterior se describieron los requisitos que debieran tenerse en cuenta para la selección del motor y el requisito básico es que el motor debiera dar 1.800 R.P.M. y desarrollar una potencia de 250 KW o más; con los requisitos que se describieron en el capítulo anterior se seleccionó un motor a diesel Caterpilar de las siguientes características principales:

SERIE : 3.400

MODELO : 3.406 T.A.

KW : 260 (servicio de reserva)

R.P.M. : 1.800

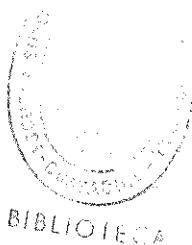
Nº DE CIL.: 6 en línea

TIPO : Diesel enfriado por agua

Teniendo seleccionado el motor debemos hacer el estudio correspondiente para acoplarlo al generador, por lo cual debemos determinar cómo va acoplado este motor a su generador - Caterpillar, para lo cual debemos tener en cuenta 3 puntos - principales:

1. La caja del volante es Caterpillar S.A.E. 1 y está acoplada mediante 12 pernos de 7/16" de diámetro, el diámetro de la línea de centros de los pernos es de 20 7/8".
2. El rotor está acoplado al volante con un acople de discos Caterpillar, el cual va empernado al volante con 8 pernos de 1/2" de diámetro x 2 1/2" de longitud, el diámetro de la línea de centro de los pernos es de 17 1/4".
3. El diámetro del apoyo en el volante donde va asentado el rulimán del eje del rotor es de 3,9372" o 3 15/16".

Con los datos de cómo van acoplados los grupos generadores Allis Chalmers y Caterpillar podemos diseñar los acoplos respectivos para que el motor Caterpillar se pueda acoplar al -



generador Allis Chalmers.

El diseño de los acoplos respectivos se los realizará en el capítulo V cuando se trate del análisis de posibles cambios tecnológicos en los agregados del motor.

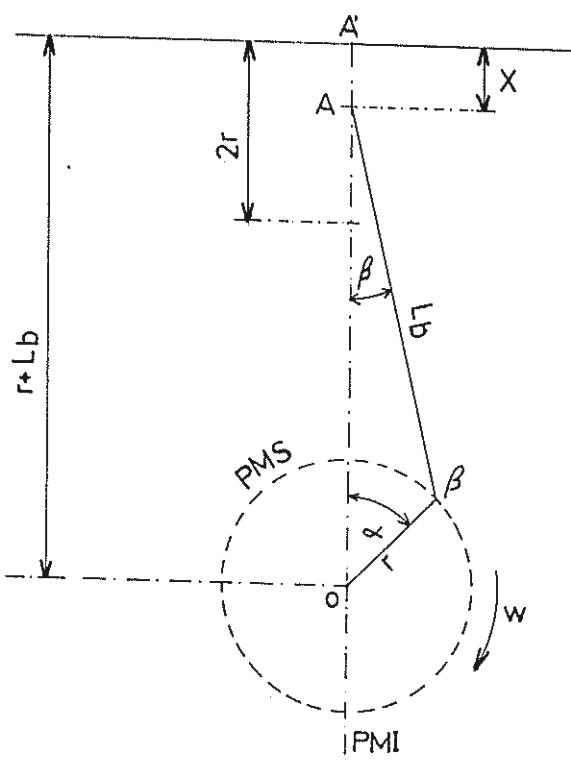
106

La tecnología moderna obliga a comprobar las características de un motor no sólo desde el punto de vista termodinámico sino también desde el punto de vista dinámico, dado que por efecto del trabajo dinámico de las partes del mecanismo, se crean fuerzas de inercia que en muchos casos contrarrestan los esfuerzos máximos producidos por las presiones del ciclo termodinámico y en otros casos se suman a estos esfuerzos, por lo tanto se hace necesario realizar los dos análisis con el objeto de comprobar si las partes principales del mecanismo del motor (cigueñal, biela, pistón, barra de levas, etc.) resistirán las verdaderas cargas a que va a estar sometido el sistema. Contando con los datos suministrados por el fabricante de las características del motor, procederemos a realizar los análisis dinámicos y termodinámicos del mismo.

## 2.2 CALCULO DINAMICO DEL MOTOR

### 2.2.1 Recorrido del Pistón

FIG.II-1



$r$  = Radio de giro del cigüeñal.

$L_b$  = Longitud de la biela: desde el centro del muñón del cigüeñal - al centro del bulón del pistón.

$$\checkmark L_b = 266,62 \text{ mm} (10,30")$$

$$r = 82,5 \text{ mm} (3,25")$$

$$\text{Tenemos } \lambda = R/L_b$$

$$X = OA' - OA = r + Lb - r \cos \alpha - Lb \cos \beta$$

$$X = r - r \cos \alpha + Lb - Lb \cos \beta$$

$$X = r (1 - \cos \alpha) + Lb (1 - \cos \beta)$$

$$X = r (1 - \cos \alpha) + r / \lambda (1 - \cos \beta)$$

$$X = r \underbrace{[(1 - \cos \alpha) - 1 / \lambda (1 - \cos \beta)]}_{A} \quad (1)$$

$$X = r A$$

$A$  = se lo puede encontrar por tablas o formar tablas.

$\lambda = r / L_b$  es un parámetro sumamente importante.

Si  $\lambda$  aumenta

- BIBLIOTECA
1. Aumenta el ángulo  $\beta$  máximo y se necesitará hacer sacados a la falda del pistón.
  2. Aumenta la componente lateral de presión
  3. Aumenta la fuerza de inercia de 2da. orden (Py II) lo que aumenta el desgaste.
  4. Disminuye la masa de la biela y la altura del motor - (únicas ventajas)  $\lambda = 1/3 - 1/3,8$  en automóviles  
 $\lambda = 1/3,2 - 1/4,2$  en motores de bajas R.P.M.

Como regla general,  $\lambda$  en los motores de altas revoluciones, es más grande que en los motores de bajas revoluciones.

En el triángulo ABO

$$Lb / \operatorname{Sen} \alpha = r / \operatorname{Sen} \beta$$

$$Lb \operatorname{Sen} \beta = r \operatorname{Sen} \alpha$$

$$\operatorname{Sen} \beta = (r / Lb) \operatorname{Sen} \alpha; \operatorname{Sen} \beta = \lambda \operatorname{Sen} \alpha$$

$$\operatorname{Sen}^2 \alpha + \operatorname{Cos}^2 \alpha = 1$$

$$\operatorname{Cos} \beta = (1 - \operatorname{Sen}^2 \beta)^{1/2} = (1 - \lambda^2 \operatorname{Sen}^2 \alpha)^{1/2} \text{ Desarrollando por series}$$

$$\cos \beta = 1 - (1/2) \lambda^2 \sin^2 \alpha \propto - (1, 2/2, 4) \lambda^4 \sin^4 \alpha \propto (1, 3/2, 4, 6) \lambda^6 \sin^6 \alpha$$

$$\text{Si } \lambda = r / L_b = 3,25 / 10,30 = 1/3,17 = 0,315$$

$$\lambda = 1/3,17$$

$\cos \beta = 1 - (1/2) \lambda^2 \sin^2 \alpha$  (2) Reemplazando en la ecuación (1)

$$x = r \left[ (1 - \cos \alpha) + 1/\lambda (1 - 1 + (1/2) \lambda^2 \sin^2 \alpha) \right]$$

$$x = r \left[ (1 - \cos \alpha) + 1/\lambda (1/2) \lambda^2 \sin^2 \alpha \right]$$

$$x = r \left[ (1 - \cos \alpha) + \lambda/4 (1 - \cos 2\alpha) \right] \quad (3) \text{ Ecuación del recorrido del pistón.}$$

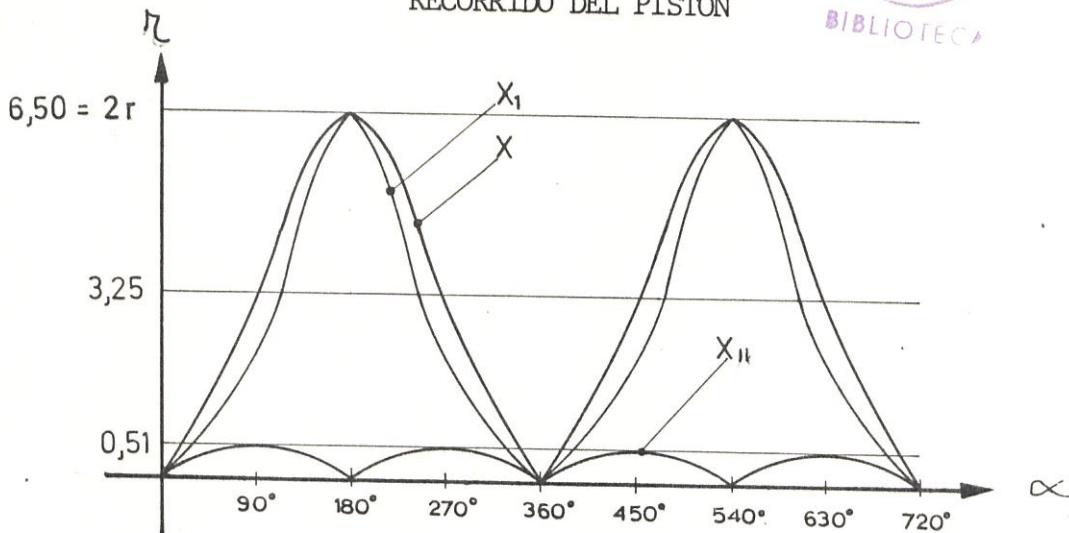
$$x_1 = r (1 - \cos \alpha) \quad x_1 = (r \lambda/4) (1 - \cos 2\alpha)$$

Haciendo Tabla para graficar el recorrido del Pistón.

TABLA II-1  
RECORRIDO DEL PISTON

	Cos	Cos 2	$X_1 = (1 - \cos \theta)$	$X_r = (\theta / 4)(1 - \cos 2\theta)$
0°	1	1	0	0
45°	0,7	0	0,975	0,25
90°	0	- 1	3,25	0,51
135°	- 0,7	0	5,525	0,25
180°	- 1	1	6,50	0
225°	- 0,7	0	5,525	0,25
270°	0	- 1	3,25	0,51
315°	0,7	0	0,975	0,25
360°	1	1	0	0
405°	0,7	0	0,975	0,25
450°	0	- 1	3,25	0,51
495°	- 0,7	0	5,525	0,25
540°	- 1	1	6,50	0
585°	- 0,7	0	5,525	0,25
630°	0	- 1	3,25	0,51
675°	0,7	0	0,975	0,25
720°	1	1	0	0

FIG. II-2  
RECORRIDO DEL PISTON



### 2.2.2 Velocidad del Pistón

La  $V = \frac{dx}{dt}$  la derivada del espacio con respecto al tiempo

$$V = \frac{dx}{dt} = \left( \frac{dx}{d\alpha} \right) \left( \frac{d\alpha}{dt} \right)$$

Si  $\frac{d\alpha}{dt} = \omega = \pi n/30$  ( $n$  está en R.P.M.) reemplazan-

( do

$$V = \omega \left( \frac{dx}{d\alpha} \right)$$

Si  $X = r (1 - \cos \alpha) + (r \lambda/4) (1 - \cos 2\alpha)$  según  
ecuación (1) reemplazando

$$V = \omega \left( \frac{d}{d\alpha} \left[ r (1 - \cos \alpha) + (r \lambda/4) (1 - \cos 2\alpha) \right] \right)$$

/dα sacando factor común  $r$  tenemos

$$V = \omega \left( \frac{d}{d\alpha} r \right) \left( r \left[ (1 - \cos \alpha) + (\lambda/4) (1 - \cos 2\alpha) \right] \right)$$

Derivando

$$V = \omega r \underbrace{\left( \sin \alpha + \left( \frac{\lambda}{2} \right) \sin 2\alpha \right)}_B^{(4)} = W R B$$



Entonces

BIBLIOTECA

$B = f(\infty, \lambda)$  se puede determinar por Tablas

$$V_1 = \omega r \operatorname{Sen} \alpha$$

$$V_2 = (\omega r \lambda \operatorname{Sen} 2\alpha) / 2$$

$$V = V_1 + V_2$$

$$\omega = \pi n / 30$$

$$\underline{\omega = 188,5}$$

$$\underline{r = 3,25}$$

$$\underline{\lambda = 0,315}$$

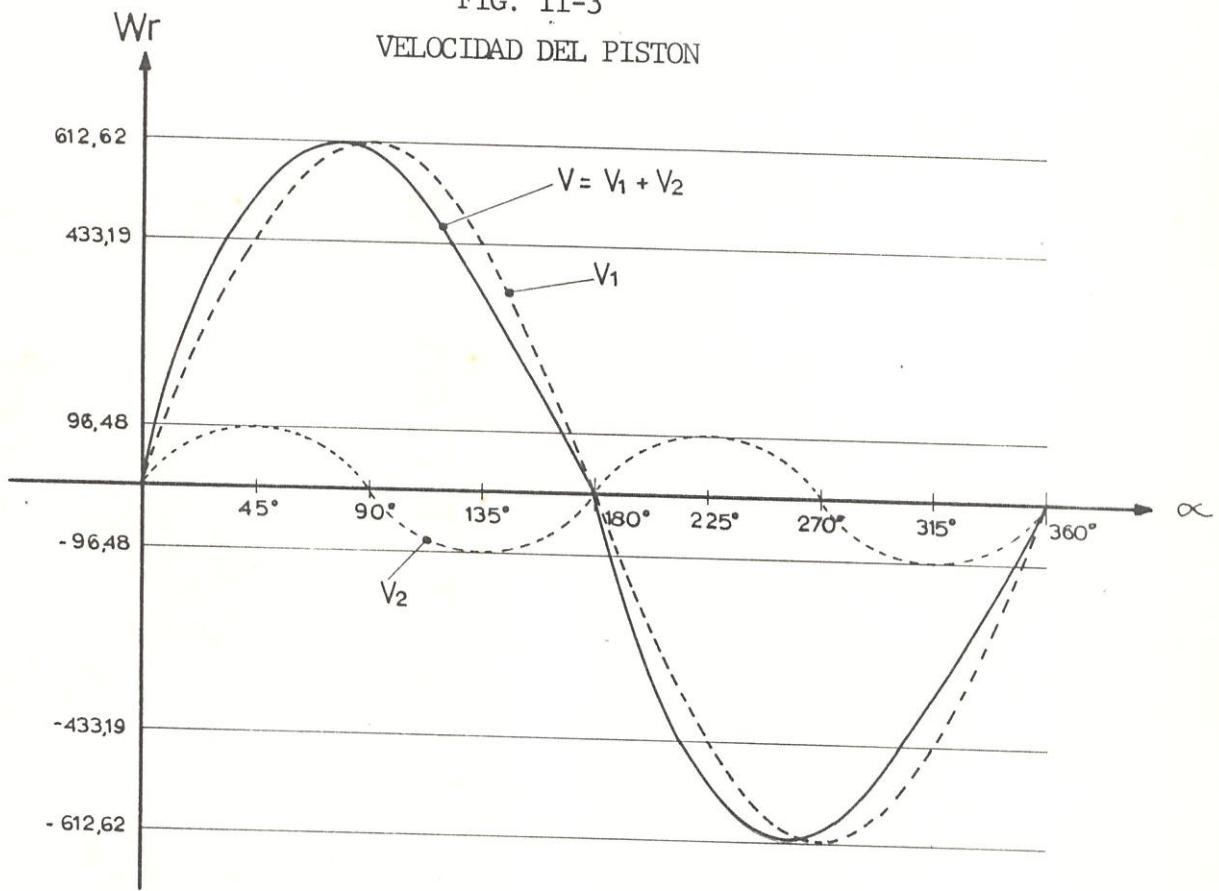
$$n = 1.800 \text{ R.P.M.}$$

Haciendo Tablas para graficar

TABLA II-2  
VELOCIDAD DEL PISTON

	$V_1$	$V_2$
$0^\circ$	0,00	0,00
$45^\circ$	433,19	96,48
$90^\circ$	612,62	0
$135^\circ$	433,19	- 96,48
$180^\circ$	0,00	0,00
$225^\circ$	- 433,19	96,48
$270^\circ$	- 612,62	0
$315^\circ$	- 433,19	- 96,48
$360^\circ$	0,00	0

FIG. II-3  
VELOCIDAD DEL PISTON



### 2.2.3 Aceleración del Pistón

Aceleración es la derivada de la velocidad con respecto al tiempo:

$$a = dV/dt$$

Hacemos

$$\frac{dV}{dt} = \frac{dV}{d\alpha} = \frac{d}{dt} \quad \text{pero} \quad \frac{d\alpha}{dt} = \omega \quad \frac{dV}{dt} = \omega \frac{dV}{d\alpha}$$

$a = \omega \frac{dV}{d}$  pero  $V = \omega r (\operatorname{Sen} \alpha + (\lambda/2) (\operatorname{Sen} 2\alpha))$  se  
gún ecuación (4) entonces

$a = \omega (d/d \alpha) [\omega r (\operatorname{Sen} \alpha + (\lambda/2) (\operatorname{Sen} 2\alpha))]$  integrando tenemos:

$$a = \omega^2 r (\operatorname{Cos} \alpha + \lambda \operatorname{Cos} 2\alpha)$$

$$a = \omega^2 r \operatorname{Cos} \alpha + \omega^2 r \lambda \operatorname{Cos} 2\alpha$$

$$a_1 = \omega^2 r \operatorname{Cos} \alpha \quad a = \omega^2 r \lambda \operatorname{Cos} 2\alpha$$

$$a = a_1 + a_2$$

Haciendo Tabla para graficar

$$\omega = 188,5$$

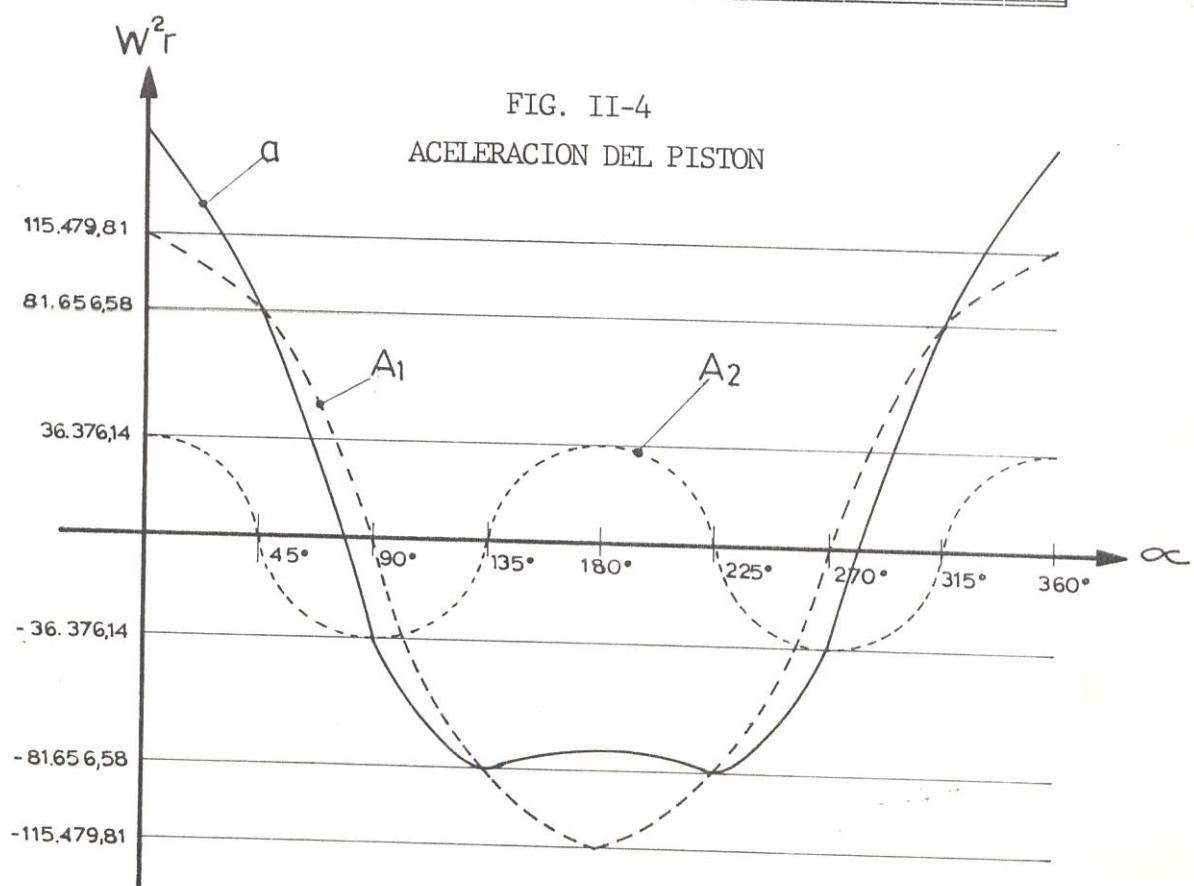
$$r = 3,25''$$

$$\lambda = 0,315$$



TABLA II-3  
ACELERACION DEL PISTON *BIBLIOTECA*

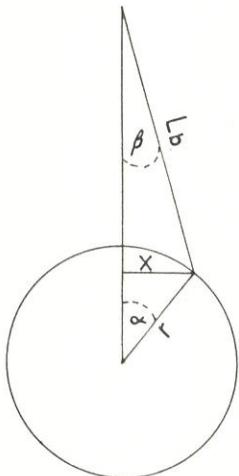
	$a_1$	$a_2$
$0^\circ$	115.479,81	36.376,14
$45^\circ$	81.656,58	0
$90^\circ$	0	- 36.376,14
$135^\circ$	- 81.656,58	0
$180^\circ$	-115.479,81	36.376,14
$225^\circ$	- 81.656,58	0
$270^\circ$	0	- 36.376,14
$315^\circ$	81.656,58	0
$360^\circ$	115.479,81	36.376,14



2.2.4 Cinemática de la Biela

Consideremos el muñón del cigueñal y la biela desplazados cierto ángulo.

FIG. II-5



$$\operatorname{Sen} \alpha = \frac{x}{r} \quad x = r \operatorname{Sen} \alpha$$

$$\operatorname{Sen} \beta = \frac{x}{Lb} \quad x = Lb \operatorname{Sen} \beta$$

de donde:

$$r \operatorname{Sen} \alpha = Lb \operatorname{Sen} \beta$$

$$\operatorname{Sen} \beta = \frac{r}{Lb} \operatorname{Sen} \alpha \quad (5)$$

$$\text{pero } r/Lb = \lambda = 0,35''$$

$$\operatorname{Sen} \beta = \lambda \operatorname{Sen} \alpha$$

Con esto podemos determinar  $\beta$  max. haciendo Tablas.

TABLA II-4  
ANGULO max QUE DESCRIBE LA BIELA

$\alpha$	$\beta$
0°	0
45°	$44,99 \times 0,315 = 14,17$
90°	$90 \times 0,315 = 28,35$
180°	$0 \times 0,315 = 0$
270°	$90 \times 0,315 = 28,35$

Entonces tenemos que  $\beta_{MAX} = \text{ARC Sen}(\alpha)$   $\alpha = 90^\circ$  ó

$270^\circ$

### 2.2.5 Velocidad angular de la Biela

$$\omega_b = \frac{d\beta}{dt}$$

$$\omega_b = \frac{d\beta}{dt} = \frac{d\beta}{d\alpha} \times \frac{d\alpha}{dt} \quad (6)$$

Si sabemos que  $\text{Sen } \beta = \lambda \text{ Sen } \alpha$

Diferenciando esta ecuación tenemos:

$$\text{Cos } \beta \frac{d\beta}{d\alpha} = \lambda \text{ Cos } \alpha \frac{d\alpha}{d\alpha}$$

$\frac{d\beta}{d\alpha} = \frac{\lambda \text{ Cos } \alpha}{\text{Cos } \beta}$  este valor reemplazamos en la ecuación (6) y tenemos:

$$\omega_b = \frac{\lambda \text{ Cos } \alpha}{\text{Cos } \beta} \cdot \frac{d\alpha}{dt}$$

pero  $\frac{d\alpha}{dt} = \omega_c$  velocidad angular del cigüeñal

$$\omega_b = \frac{\lambda \text{ Cos } \alpha}{\text{Cos } \beta} \omega_c$$

pero  $\text{Cos } \beta = 1 - 1/2 \lambda^2 \text{ Sen}^2 \alpha$  según la ecuación (2)

entonces:

$$\omega_b = (\lambda \text{ Cos } \alpha) / (1 - 1/2 \lambda^2 \text{ Sen}^2 \alpha) (\omega_c)$$

pero  $1/2 \lambda^2 \text{ Sen}^2 \alpha$  es tan pequeño que lo despreciamos y nos queda:

$$\omega_b = \lambda \omega_c \cos \alpha \quad (7)$$

con esto determinamos  $\omega_{b \max}$

$$\omega_{b(\max)} = \lambda \omega_c \rightarrow \alpha = 0^\circ$$

o sea que la máxima velocidad angular de la biela será cuando el ángulo del brazo del muñón del cigüeñal sea  $0^\circ$  es decir cuando el pistón está en su P.M.S.

#### 2.2.6 Aceleración angular de la Biela

Si la aceleración es la primera derivada de la velocidad con respecto al tiempo, la aceleración angular es la primera derivada de la velocidad angular con respecto al tiempo.

$$\mathcal{E}_b = \frac{d \omega_b}{dt}$$

$$\mathcal{E}_b = \frac{d \omega_b}{d \alpha} \times \frac{d \alpha}{dt}$$

$$\text{pero } \frac{d \alpha}{dt} = \omega_c \quad \text{y } \omega_b = \lambda \omega_c \cos \alpha$$

$$\mathcal{E}_b = \omega_c \frac{d(\lambda \omega_c \cos \alpha)}{d \alpha} \omega_c$$

integrando tenemos:

$$\mathcal{E}_b = \lambda \omega_c^2 \sin \alpha$$

$$\mathcal{E}_b = \omega_c^2 \lambda \sin \alpha \quad (8)$$

según esto:

$$\mathcal{E}_{b \text{ (max)}} = \omega_c^2 \lambda \rightarrow \alpha = 90^\circ$$

### 2.2.7 Fuerzas de Inercia

#### Fuerzas de inercia de masas alternativas

$$P_a = - m_a \times a$$

$P_a$  = Fuerza de inercia de las masas alternativas.

$$M_a = M_p + M_{bp}$$

$M_p$  = Masa del pistón

$$M_{bp} = (0,2 \sim 0,3) G_b/g$$

$M_{bp}$  = Masa concentrada en el muñón de la biela y - pistón.

$$G_b = g_b \times A_p$$

$G$  = peso

$$g_b = 30 \sim 45 \text{ gr/cm}^2$$

$g_b$  = peso de construcción

$$g_b = 30$$

$A_p$  = área del pistón

$$M_{bp} = 0,25 \times \frac{g_b \times A_p}{g}$$

$$M_{bp} = \frac{0,25 \times 30}{980} \times 3,14 \times 6,85^2$$

$$M_{bp} = 1,127 \text{ gms.}$$

$$M_p = G_p/g$$

$$G_p = A_p \times g_p$$

$$g_p = 8 \sim 30 \text{ gs/cm}^2$$

$$g_p = 21$$

$$G_p = 21 \times 147,4 = 3.095,4$$

$$M_p = \frac{G_p}{g} = \frac{3.095,4}{980} = 3,158$$



$$M_a = M_a + M_{bp} = 3,158 + 1,127$$

$$M_a = 4,285$$

Reemplazando valores

$$P_a = - m a \times a$$

$$P_a = - 4,285 \times \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

ya que

$$a = \omega^2 r (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

Si

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} = \frac{2 \times 3,14 \times 1.800}{60} = 188,4$$

$$\omega^2 = 35.495 \quad r = 6,85$$

reemplazando valores

$$P_a = - 4,285 \times 35.495 \times 6,85 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

$$P_a = - 1'041.858 (\cos \alpha + \lambda \cos 2\alpha)$$

$$P_{a1} = - 1'041.858 \cos \alpha \quad P_{a2} = - 1'041.858 \lambda \cos 2\alpha$$

Con estas fórmulas:

$$P_{a1} = - 104,18 \cos \alpha \times 10^4 \quad y$$

$$P_{a2} = - 104,18 \lambda \cos 2\alpha \quad \text{Si } \lambda = 0,35$$

Vamos a graficar  $P_a$  Vs  $\alpha$  variando  $\alpha$  de  $0^\circ$  a  $360^\circ$

$$P_{a1} = - 104,18 \times 10^4 \cos \alpha$$

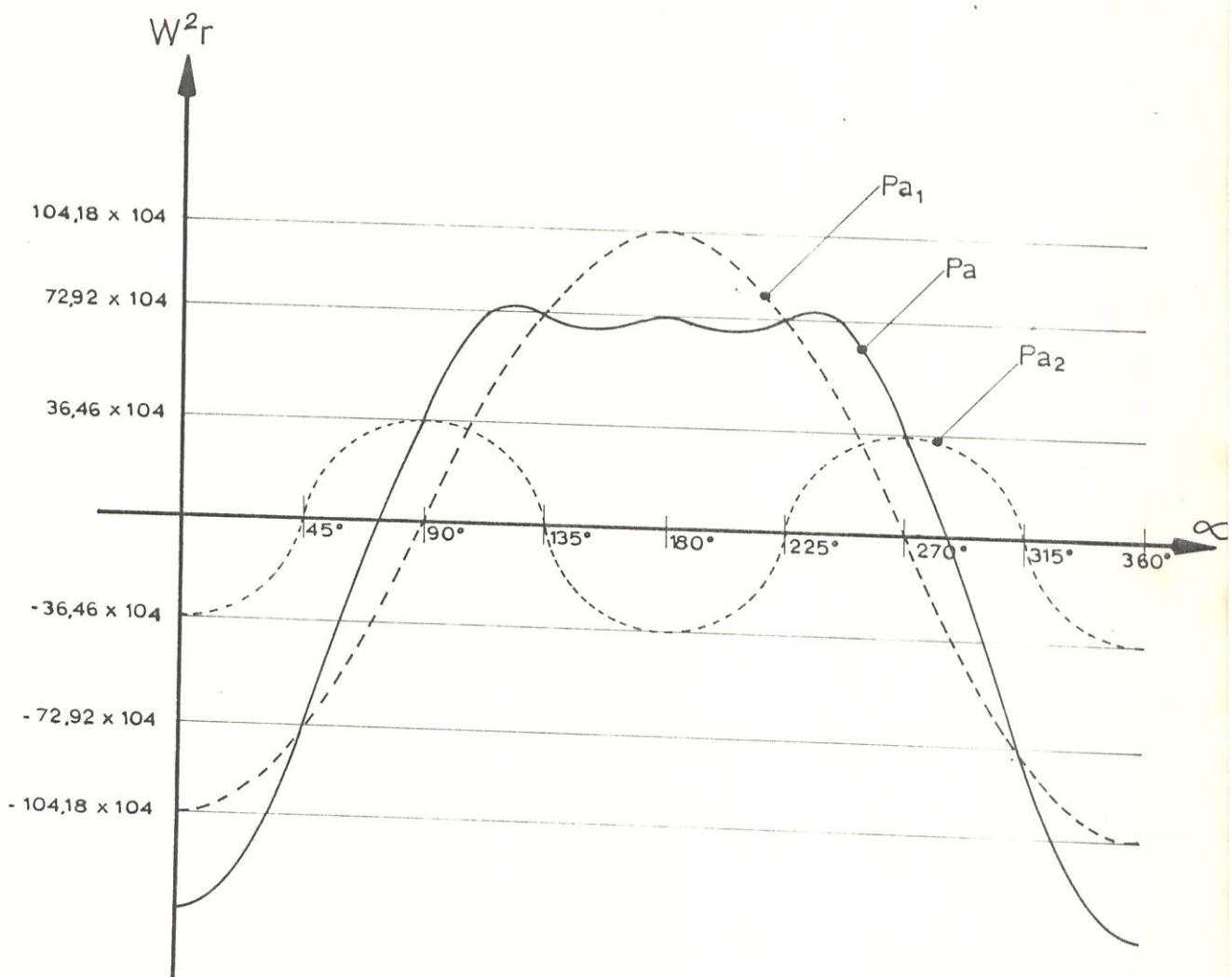
$$P_{a2} = - 36,46 \times 10^4 \cos^2 \alpha$$

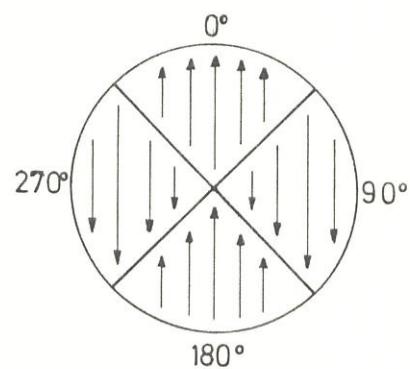
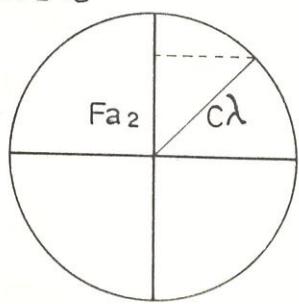
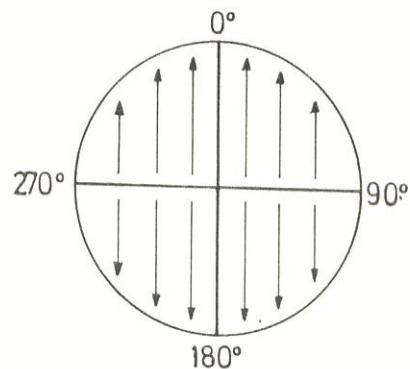
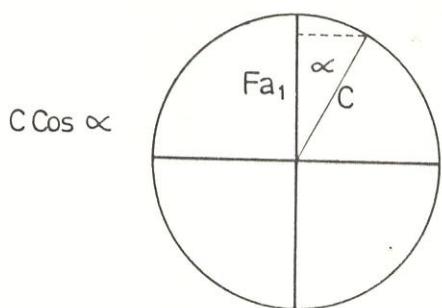
Haciendo cuadro para graficar

TABLA II-5  
FUERZAS DE INERCIA DE MASAS ALTERNATIVAS

	$\cos \alpha$	$\cos 2\alpha$	$Pa_1$	$Pa_2$	$Pa$
$0^\circ$	1	1	$-104,18 \times 10^4$	$-36,46 \times 10^4$	$-140,64 \times 10^4$
$45^\circ$	0,7	0	$-72,92 \times 10^4$	0	$-72,92 \times 10^4$
$90^\circ$	0	-1	0	$36,46 \times 10^4$	$36,46 \times 10^4$
$135^\circ$	-0,7	0	$72,92 \times 10^4$	0	$72,92 \times 10^4$
$180^\circ$	-1	1	$104,18 \times 10^4$	$-36,46 \times 10^4$	$67,72 \times 10^4$
$225^\circ$	-0,7	0	$72,92 \times 10^4$	0	$72,92 \times 10^4$
$270^\circ$	0	-1	0	$36,46 \times 10^4$	$36,46 \times 10^4$
$315^\circ$	0,7	0	$-72,92 \times 10^4$	0	$-72,92 \times 10^4$
$360^\circ$	1	1	$-104,18 \times 10^4$	$-36,46 \times 10^4$	$-140,64 \times 10^4$

FIG. II-6  
GRAFICO DE  $P_a$ ,  $P_{a_1}$  y  $P_{a_2}$





$$P_{a1} = -104,18 \times 10^4 \cos \alpha \quad \text{Si } C = -104,18 \times 10^4$$

$$P_{a1} = -C \cos \alpha$$

$$P_{a2} = -C \lambda \cos 2\alpha$$

## 2.3 CALCULO TERMODINAMICO DEL MOTOR

### 2.3.1 Sumario de datos

Para poder realizar el cálculo termodinámico del motor debemos tener el siguiente sumario de datos:

$n = 1.800$  (revoluciones por minuto)

$i = 6$  (número de cilindros)

$D_c = 137 \text{ mm} = 5,4''$  (diámetro del cilindro)

$S = 165 \text{ mm} = 6,5''$  (recorrido del pistón)

$\tau_c = 18$  (relación de compresión)

$K = 1,41$  (índice adiabático)

$n_1 = 1,34$  (coeficiente politrópico)

$n_2 = 1,25$  (coeficiente politrópico)

$\eta_w = 0,90$  (de 0,90 0,97) (eficiencia de llenado del diagrama).

$\eta_k = 1$  (eficiencia de cámara)

$\lambda = 1,80$  (grado de aumento de presión)

$\frac{P_a}{P_o} = 0,912$

$H_u = 10.460$  (poder calorífico del combustible)

$Lo = 15$  (cantidad teórica de aire)

$\rho = 1,29$  (densidad del aire)

$$\beta = 1,1 \quad (\text{coeficiente para calcular } T_z)$$

$$\alpha_k = 1,5 \quad (\text{coeficiente de carga})$$

$$P = 1,3 \quad (\text{grado previo de expansión})$$

$$T_a = 350^\circ \text{ (de } 340 \quad 370^\circ \text{) (temperatura de admisión)}$$

$$\frac{P_1}{P_2} = 1,15$$

### CALCULOS

#### 2.3.2 Area del pistón

$$A_p = \pi \times r^2 \quad r \text{ en cms.}$$

$$r = 6,85 \text{ cms} = \text{radio del pistón}$$

$$A_p = 3,1416 \times 6,85^2 = 147,41$$

$$A_p = 147,41 \text{ cm}^2$$

#### 2.3.3 Volumen del pistón

$$V_p = (A_p) \cdot S \quad A_p \text{ en cm}^2$$

$$S = 16,5 \text{ cms} = \text{recorrido del pistón.} \quad S \text{ en cm.}$$

$$V_p = 147,41 \times 16,5 = 2.432,26$$

$$V_p = 2.432,26 \text{ cm}^3.$$

#### 2.3.4 Volumen de la cámara

$$V_c = \frac{V_p}{\tau_c - 1} \quad V_p \text{ en cm}^3$$



$\tau_e = 18$  = relación de compresión

$$V_c = \frac{2.432,26}{18 - 1} = \frac{2.432,26}{17} = 143,07 \text{ cm}^3$$

$$V_c = 143,07 \text{ cm}^3$$

### 2.3.5 Altura de la cámara

$$h = V_c / A_p \quad V_c \text{ en cm}^3$$

$$h = \frac{143,07}{147,41} = 0,97 \quad A_p \text{ en cm}^2$$

$$h = 0,97 \text{ cms.}$$

### 2.3.6 Velocidad media del pistón

$$V_{mp} = \frac{s \cdot n}{30}$$

$$s = \text{recorrido del pistón} = 0,165 \text{ mts.}$$

$$n = \text{R.P.M. del motor} = 1.800$$

$$V_{mp} = \frac{0,165 \times 1,800}{30} = 9,9$$

$$V_{mp} = 9,9 \text{ mts./seg.}$$

### 2.3.7 Eficiencia térmica

$$\eta'_{T} = 1 - \left( \frac{1}{\tau_c K-1} \right)$$

$$\tau_c = \text{relación de compresión} = 18$$

$$K = \text{índice adiabático} = 1,41$$

$$\eta_I = 1 - \left( \frac{1}{18^{1,41-1}} \right)$$

$$\eta_I = 1 - \left( \frac{1}{18^{0,41}} \right) = 0,694$$

$$\eta_I = 0,694$$

Ojo

### 2.3.8 Eficiencia volumétrica

Para motores a diesel de 1.800 a 2.500 R.P.M.

$$\eta_v = 0,83 \frac{\tau_c - 1,11}{\tau_c - 1}$$

$\tau_c$  = relación de compresión = 18

$$\eta_v = 0,83 \frac{18 - 1,11}{18 - 1}$$

$$\eta_v = 0,82$$

### 2.3.9 Eficiencia indicada

$$\eta_i = \left( 1 - \frac{1}{\tau_c 0,32} \right) \eta_w \eta_d \eta_\infty \eta_k$$

$\eta_w$  = eficiencia de llenado del diagrama = 0,90 escogido entre (0,9 x 0,97).

$\eta_k$  = eficiencia de cámara = 1,00

$$\eta_\infty = 1,18$$

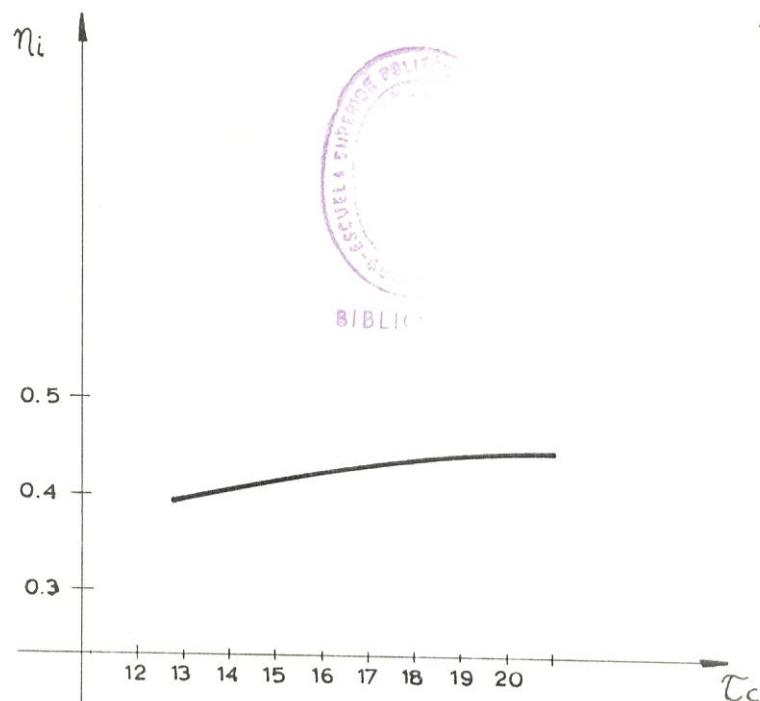
$\eta_d$  = eficiencia que depende del diámetro del cilindro = 0,9935.

$$\eta_{\infty} = 1 + \left[ 0,5 (d-15) \right] / 100 \quad \text{Si } d = 13,7 \text{ cms.}$$

$$\eta_i = \left( 1 - \frac{1}{18^{0,22}} \right) 0,90 \times 0,9935 \times 1,18 \times 1,00 = 0,475.$$

$$\eta_i = 0,475$$

FIG. II - 7  
EFICIENCIA INDICADA vs. RELACION DE COMPRESION



2.3.10 Presión media indicada

$$P_i = \frac{P_c}{\tau_e - 1} \left[ \lambda^{(P-1)} + (\lambda P) \frac{1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\tau_c^{n_1-1}}}{n_1 - 1} \right]$$

$\lambda$  = grado de aumento de la presión =  $1,6 \sim 2,5$

$\rho$  = grado previo de expansión =  $1,1 \sim 1,5$

$$\tau_c = 18$$

$$\delta = \text{relación de expansión} = \frac{V_b}{V_z} = \frac{\tau_c}{P} = \frac{18}{1,3} = 13,84$$

escogemos

$$\lambda = 1,8 \quad P = 1,3$$

$$P_i = \frac{43,85}{18-1} \left[ 1,8 (1,2-1) + (1,8 \times 1,3) \frac{1 - \frac{1}{\delta^{n_2-1}}}{n_2 - 1} - \frac{1 - \frac{1}{\tau_c^{n_1-1}}}{n_1 - 1} \right]$$

$$P_i = 2,579 \left[ 0,36 + 2,34 \frac{13,84^{0,25}}{0,25} - \frac{1}{18^{0,34}} \right]$$

$$P_i = 2,579 \left[ 0,36 + 2,34 \times 2 - 1,818 \right]$$

$$P_i = 2,579 \left[ 3,402 \right] = 8,77$$

$$P_i = 8,77 \text{ Kgs/cm}^2$$

2.3.11 Potencia indicada

$$N_i = \frac{30}{632} \cdot \frac{H_u}{L_o} \cdot \frac{\eta_i}{\infty} \cdot \eta_v \cdot \rho_k \cdot v_p \cdot n$$

$$\frac{H_u}{L_o} = 700$$

$$\eta_i = 0,475$$

$$\infty = 1,5$$

$$\eta_v = 0,82$$

$$\rho_k = 1,29$$

$$v_p = 0,002432 \text{ m}^3$$

$$n = 1.800 \text{ R.P.M.}$$

$$N_i = \frac{30}{632} \times 700 \times \frac{0,475}{1,5} \times 0,82 \times 1,29 \times 0,002432 \times 1.800 = 48,72$$

Como el motor tiene 6 cilindros

$$N_i = 48,72 \times 6 = 292,32 \text{ H.P.}$$

$$N_i = 292,32 \text{ H.P.}$$

2.3.12 Presión de roce

Para un motor de 4 tiempos y 6 cilindros

$$P_r = 0,9 + 0,12 \cdot v_{mp} \quad (\text{Kg/cm}^2)$$

$$v_{mp} = 9,9$$

$$P_r = 0,9 + 0,12 \times 9,9 = 2,088$$

$$P_r = 2,088$$

### 2.3.13 Potencia de roce

BIBLIOTECA

$$Nr = \text{Pr. Vp. i. } n/900 \quad Vp \text{ IN } \text{dm}^3$$

$$Nr = 2,088 \times 2,432 \times 6 \times 1.800/900$$

$$Nr = 60,93 \text{ H.P.}$$

### 2.3.14 Potencia efectiva

$$Ne = Ni - Nr$$

$$Ne = 292,32 - 60,93 = 231,39$$

$$Ne = 231,39 \text{ H.P.}$$



BIBLIOTECA

### 2.3.15 Eficiencia mecánica

BIBLIOTECA

$$\eta_m = \frac{Ne}{Ni} = \frac{231,39}{292,32} = 0,79$$

$$\eta_m = 0,79$$

### 2.3.16 Eficiencia efectiva

$$\eta_e = \eta_i \times \eta_m$$

$$\eta_e = 0,475 \times 0,79 = 0,37$$

$$\eta_e = 0,37$$



BIBLIOTECA

2.3.17 Potencia del pistón

$$N_p = \frac{N_e}{i \times A_p} = \frac{292,32}{6 \times 1,47}$$

( $A_p$  en  $\text{dm}^2$  y  $N_p$  en H.P./ $\text{dm}^2$ )

$$N_p = 33,14 \frac{\text{H.P.}}{\text{dm}^2}$$

2.3.18 Consumo indicado de combustible

$$g_i = \frac{632}{H_u \eta_i} \quad (\text{Kgs/H.P. - Hora})$$

$$g_i = \frac{632}{10.460 \times 0,475} = 0,127$$

$$g_i = 0,127 \text{ Kgs/H.P.-Hr.}$$

2.3.19 Consumo específico de combustible

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}$$

$$g_e = \frac{0,127}{0,79} = 0,160$$

$$g_e = 0,160 \text{ Kgs/H.P.- Hr.}$$

2.3.20 Gasto de aire por hora

$$G_e = 30 \times V_p \times \rho_k \times \eta_v \times n$$

( $V_p$  en  $\text{cm}^3$ ;  $\rho_k$  en  $\text{Kg/cm}^3$ ;  $n$  e R.P.M.;  $G_e$  dará en  $\text{Kgs/Hr}$ )

$$\rho_k = 1,29 \text{ Kgs/m}^3 = \frac{1,29}{1'000.000} \text{ Kgs/cm}^3$$

$$G_e = 30 \times 2.432,26 \times \frac{1,29}{1'000.000} \times 0,82 \times 1.800 = 138,93$$

$$G_e = 138,93 \text{ Kgs/Hr.}$$

### 2.3.21 Gasto de combustible por hora

$$G_c = \frac{G_a}{x L_o}$$

$$G_c = \frac{138,93}{1,5 \times 15} = 6,17 \text{ Kgs/Hr.}$$

### 2.3.22 Cantidad de calor que efectúa el trabajo indicado

$$Q_1 = A \cdot W_i = G_c \times H_u \times \eta_i$$

$$H_u = 10.460 \text{ Kcal/Kgs.}$$

$$G_c = 6,17 \text{ Kgs/Hr}$$

$$\eta_i = 0,475$$

$$Q_1 = 10.460 \times 6,17 \times 0,475 = 30.655,64$$

$$Q_1 = \text{Kgs/Hr} \times \text{Kcal/Kgs} = \text{Kcal/Hr.}$$

$$Q_1 = 30.655,64 \text{ Kcal/Hr.}$$

2.3.23 Temperatura al final de la expansión

$$T_b = \frac{T_z}{\delta^{n_2-1}}$$

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{T_c}{P} = \frac{18}{1,3} = 13,84$$

$$\delta = 13,84$$

$$\gamma_2 = 1,25$$

$$T_z = 1.989^\circ \text{ K}$$

$$T_b = \frac{1.989}{13,84^{1,25-1}}$$

$$T_b = \frac{1.989}{13,84^{0,25}}$$

$$T_b = 1.031^\circ \text{ K}$$

2.3.24 Presión al final de la expansión

$$P_b = \frac{P_z}{\delta^{n_2}}$$

$$P_z = 78,93 \text{ Kgs/cm}^2$$

$$\delta = 13,84$$

$$n_2 = 1,25$$

$$P_b = \frac{78,93}{13,84^{1,25}} = 2,92$$

$$P_b = 2,92 \text{ Kgs/cm}^2$$

2.3.25 Presión de admisión

$$\frac{P_a}{P_o} = 0,86 - 0,92$$

$$\frac{P_a}{P_o} = 0,883 \quad \text{si } P_o = 1,033 \text{ Kgs/cm}^2$$

$$P_a = 0,912 \text{ Kgs/cm}^2$$

2.3.26 Temperatura de admisión

Se la escoge entre  $340^\circ \text{ K}$  y  $370^\circ \text{ K}$

escogemos  $T_a = 350^\circ \text{ K}$ .

2.3.27 Presión al final de la compresión

$$P_c = P_a \times \tau_c^{n_1}$$

$$P_a = 0,912$$

$$\tau_e = 18$$

$$n_1 = 1,34 - 1,37$$

$$P_c = 0,912 \times 18^{1,34}$$

$$P_c = 43,85 \text{ Kgs/cm}^2$$

2.3.28 Temperatura al final de la compresión

$$T_c = T_a \times \tau_c^{n_1 - 1}$$

$$T_a = 350^\circ \text{ K}$$

$$\tau_c = 18$$

$$n_1 = 1,34$$

$$T_c = 350 \times 18^{1,34} - 1$$

$$T_c = 350 \times 2,67$$

$$T_c = 935^\circ \text{ K.}$$

### 2.3.29 Presión al comienzo de la expansión

$$\frac{P_z}{P_e} = \frac{\beta}{P} \times \frac{T_z}{T_c}$$

$$\text{Si } P = \frac{\beta}{\lambda} \times \frac{T_z}{T_c} ; \quad \lambda = \frac{\beta}{P} \times \frac{T_z}{T_c}$$

$$\lambda = \text{grado de aumento de presión} = 1,7 \sim 2,2$$

$$\lambda = 1,8$$

$$\frac{P_z}{P_e} = \lambda ; \quad \frac{P_z}{P_c} = 1,8$$

$$P_z = 1,8 \text{ P}_c \quad \text{Si } P_c = 43,85$$

$$P_z = 1,8 \times 43,85 = 78,93$$

$$P_z = 78,93 \text{ Kgs/cm}^2$$

### 2.3.30 Temperatura al comienzo de la expansión

$$\frac{P_z}{P_e} = \frac{\beta}{P} \times \frac{T_z}{T_c}$$

$$\frac{T_z}{T_c} = \frac{P}{\beta} \times \frac{P_z}{P_c}$$

$$\lambda = \frac{P_Z}{P_C} = 1,7 \sim 2,2$$

$$\lambda = 1,8$$

$$\rho = 1,3$$

$$\beta = 1,10$$

$$T_Z = \frac{1,3}{1,10} \times 1,8 \times T_C$$

$$T_Z = 2,11 \times T_C$$

$$T_Z = 2,11 \times 935$$

$$T_Z = 1.989^\circ \text{ K}$$

### 2.3.31 Temperatura de escape

$$T_E = 0,8 T_A \left[ 1 + \frac{1}{n^2} \left( \frac{T_Z}{0,8 \times T_C \times \zeta_c^{n-1}} - 1 \right) \right]$$

$$T_A = 350^\circ \text{ K}$$

$$n^2 = 1,25$$

$$\zeta_c = 18$$

$$T_Z = 1.989^\circ \text{ K}$$

$$T_E = 0,8 \times 350 \times 1 + \frac{1}{1,25} \left( \frac{1.989}{0,8 \times 350 \times 18} - 1 \right)$$

$$T_E = 280 \left[ 1 + 0,80 \left( \frac{1.989}{560} - 1 \right) \right]$$

$$T_E = 851,60^\circ \text{ K.}$$

2.3.32 Presión de escape

$$\frac{P_1}{P_a} = 1,15$$

$P_a$  = presión al final de la admisión

$P_1$  = presión al comenzar la admisión

$P_a$  = 0,912

$$\frac{P_1}{P_a} = 1,15$$

$$P_1 = 1,15 \times 0,912 = 1,048$$

$$P_1 = 1,048$$

$$P_a = 0,912$$

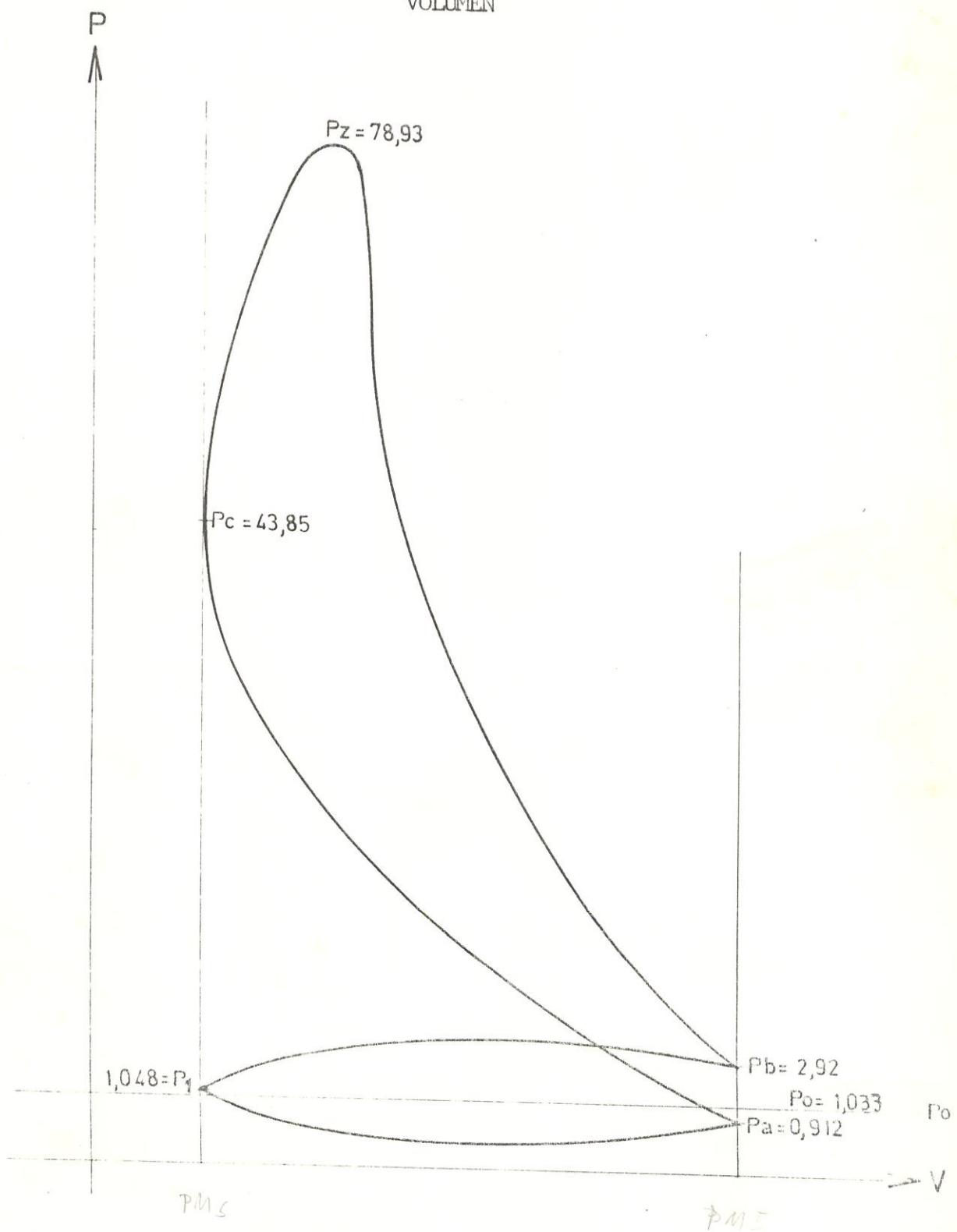
$$P_c = 43,85$$

$$P_z = 78,93$$

$$P_b = 2,92$$

$$P_o = 1,033$$

FIG. II-8  
PRESION MEDIA INDICADA OBTENIDA DEL GRAFICO PRESION/  
VOLUMEN



CAPITULO III  
INGENIERIA DEL DISEÑO

3.1 CALCULO DE LOS FLUJOS DE AIRE, COMBUSTIBLES Y GASES

3.1.1 Gasto de aire por hora

A 500, 1.000 y 1.500 y 1.800 R.P.M.

$$G_a = 30 V_p \times \rho_v \times \gamma_v \times n \quad V_p \text{ en } \text{cm}^3$$

$$V_p = 2.432,26 \text{ cm}^3 \quad \rho_v \text{ en } \text{Kgs/cm}^3$$

$$\rho_v = 1,2 \text{ Kgs/m}^3 = 0,0000012 \text{ Kgs/cm}^3 \quad n \text{ en R.P.M.}$$

$$\gamma_v = 0,82 \quad G_a \text{ dará en Kgs/H}$$

$$G_a = 30 \times 2.432,26 \times 0,0000012 \times 0,82 \times n$$

$$G_a = 0,07 n \quad \text{Si } n = 1.800 \quad G_a = 126 \text{ Kgs/Hs.} = 105 \text{ m}^3/\text{H}$$

TABLA III-1  
GASTO DE AIRE POR HORA

n	500	1.000	1.500	1.800
Ga	35	70	105	126



### 3.1.2 Casto de combustible por hora

A 500, 1.000, 1.500 y 1.800 R.P.M.

$$G_c = \frac{G_a}{\alpha \times L_o}$$

$$\alpha = 1,5$$

$$L_o = 15$$

$$G_c = \frac{G_a}{1,5 \times 15} = \frac{G_a}{22,5} \quad \text{Si } G_a = 126$$

$$G_c = \frac{126}{22,5} = 5,6$$

TABLA III-2  
GASTO DE COMBUSTIBLE POR HORA

n	500	1.000	1.500	1.800
Ga	35	70	105	126
Gc	1,55	3,11	4,66	5,6

### 3.1.3 Consumo específico de Combustible

A 500, 1.000, 1.500 y 1.800 R.P.M.

$$g_e = \frac{g_i}{m}$$

$$N_i = \frac{i \times P_i \times V_p \times n}{900} =$$

$$\frac{6 \times 2,432 \times 8,77}{900} \times n$$

$$g_i = 0,127 \frac{\text{Kg}}{\text{H.P.} - \text{H}}$$

$$N_i = 0,1414 n$$

$$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$$

$$N_r = \frac{P_r \times V_p \times i \times n}{900} =$$

$$N_e = N_i - N_r$$

$$\frac{2,088 \times 2,432 \times 6}{900} \times n$$

$$N_i = 0,14 n$$

$$N_r = 0,033 \times n$$

$$N_r = 0,033 n$$

Haciendo un cuadro para graficar  $g_e$  a diferentes velocidades.

Si  $g_i = 0,127$

TABLA III-3  
CONSUMO ESPECIFICO DE COMBUSTIBLE

n	500	1.000	1.500	1.800
$N_i = 0,14 n$	70	140	210	252
$N_r = 0,033 n$	16,5	33	49,5	59,4
$N_e = N_i - N_r$	53,5	107	160,5	192,6
$\eta_m = \frac{N_e}{N_i}$	0,76	0,76	0,76	0,76
$g_e = g_i / \eta_m$	0,167	0,167	0,167	0,167

FIG. III-1  
CURVA DE Ge

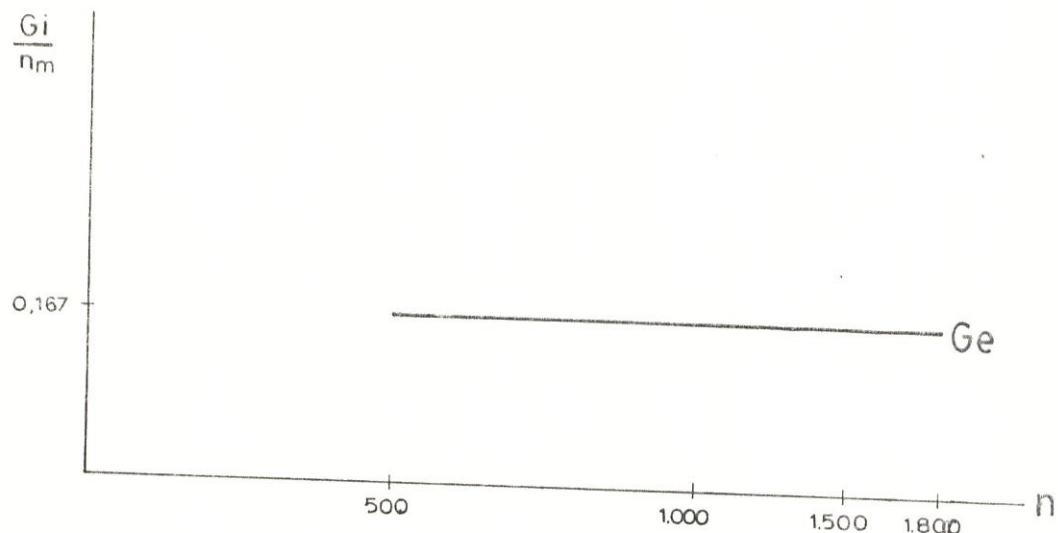


FIG. III-2  
CURVA DE Gc

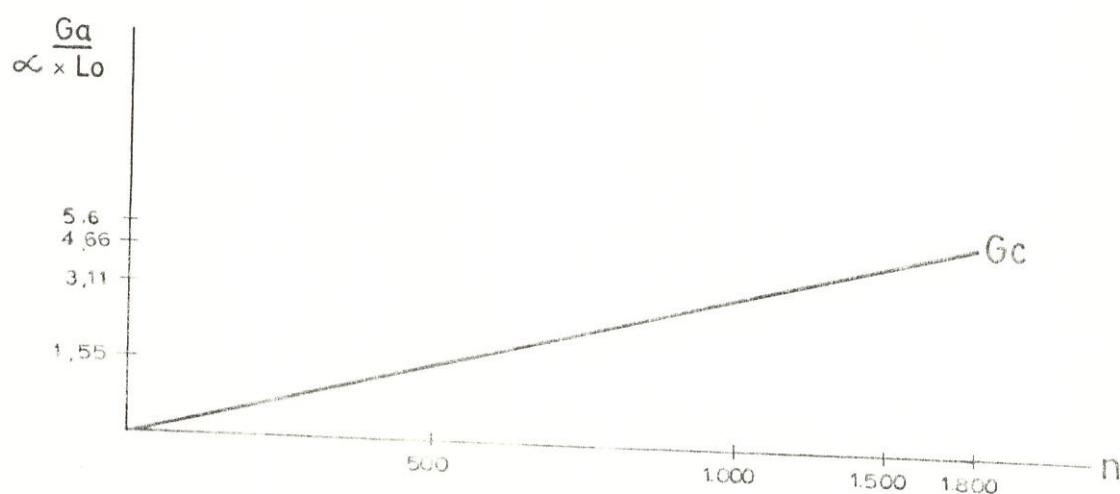
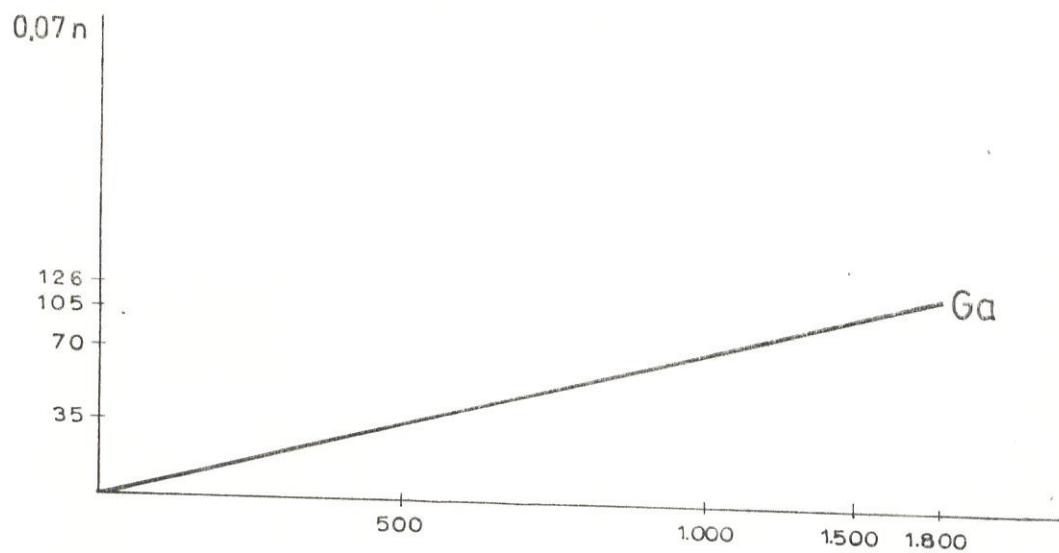


FIG. III-3  
CURVA DE Ga



### 3.1.4 Cálculo de gases

Los gases de escape del motor a diesel son el resultado de la combustión de la mezcla aire-diesel dentro de los cilindros, o sea que todo lo que ha entrado en la admisión (aire y diesel) debe salir en el escape en forma de gases. Para saber la cantidad de gases que salen bastaría con sumar las cantidades de aire y diesel que han entrado en la admisión.

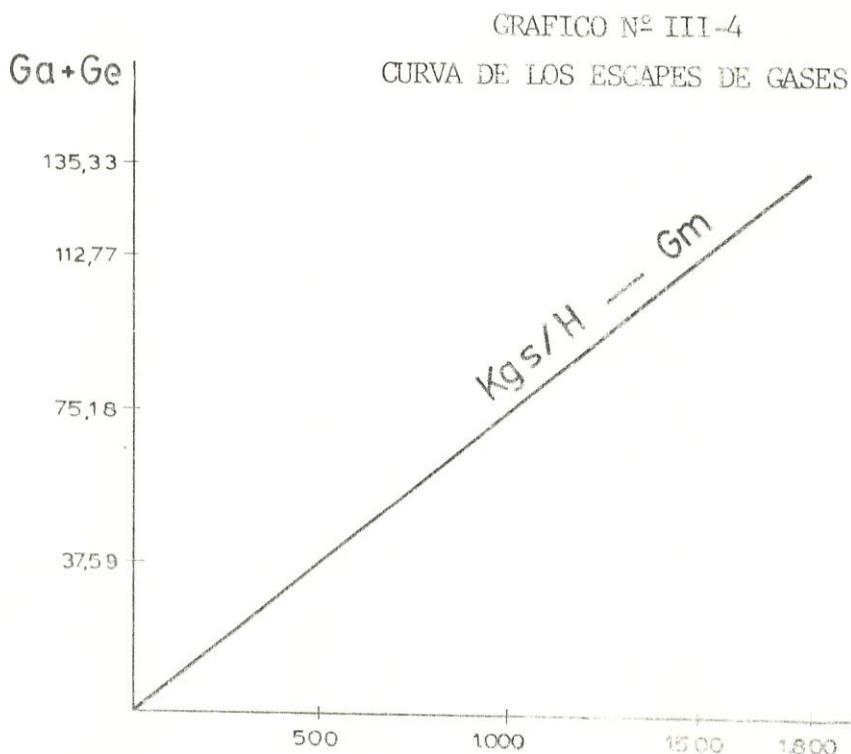
Como las cantidades de aire y diesel varían conforme varía la velocidad del motor, también variarán las cantidades de gases que salen por el escape.

Teniendo como datos las cantidades de aire y diesel que se gastan a 500, 1.000, 1.500 y 1.800 R.P.M. del motor podemos tener las cantidades de gases que escapan a dichas velocidades, con lo cual haremos un cuadro y después la curva respectiva.

Cantidad de gases que escapan del motor a 500, 1.000, 1.500 y 1.800 R.P.M.

TABLA N° III-4  
ESCAPE DE LOS GASES

n	500	1.000	1.500	1.800	
Ga	35	70	105	126	Kgs/H.
Ge	2,59	5,18	7,77	9,33	Kgs/H.
Gm	37,59	75,18	112,77	135,33	Kgs/H.



### 3.2 SELECCION DE EQUIPOS PARA MEDICION DE FLUJOS

#### 3.2.1 Sistema para medir el caudal de aire

Este sistema consiste principalmente de un tanque, para nuestro caso será de 55 galones (por su valor económico); el tanque tendrá en su parte anterior un orificio de 15 cm. de diámetro igual al diámetro de la manguera de absorción del aire del motor, luego habrá otro orificio del mismo diámetro y estará localizado en la parte central del tanque aproximadamente, este orificio irá conectado a la succión del motor, junto al segundo orificio habrá otro pero de 1 cm. de diámetro que va conectado por medio de una manguera a un tubo de vidrio (pipeta) con escalas en mm y estará lleno de agua y colocado en la parte posterior del tanque. Al trabajar el motor succionará aire a través del tanque formando una contrapresión que hará que varíe el nivel de agua en el tubo de vidrio, de esta manera tendremos el flujo de aire de acuerdo a la relación siguiente:

$$Q = K \sqrt{h}$$

con aire a  $20^{\circ}\text{C}$  y 760 mm. Hg de presión

Q será calculada en  $\text{m}^3/\text{H.}$

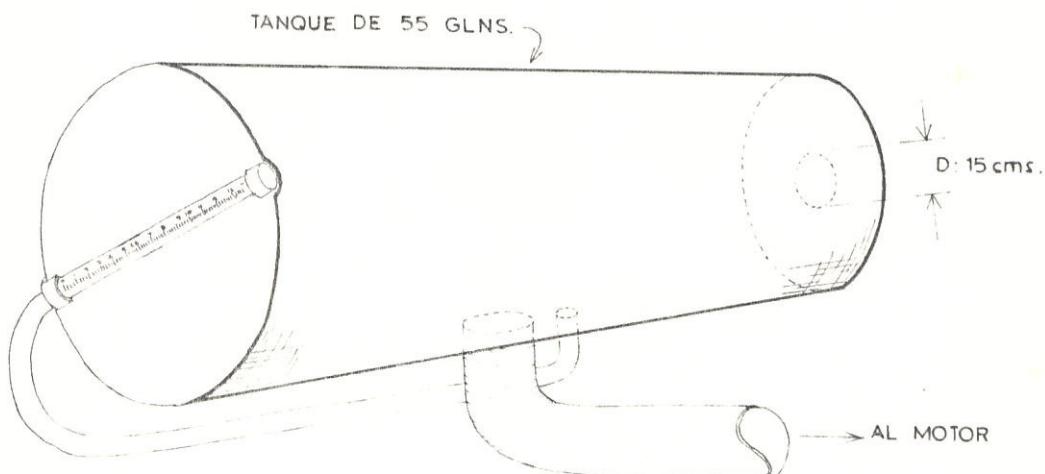
K = 14,49

h = mm de agua

63  
por cada 10 mm arriba de 760 mm Hg sustráigase 0,675 de K  
por cada 1° C arriba de 20° C añádase 0,17% a K.

$$K = 14,49 - 0,675 \left( \frac{P}{10} \right) + (T-20) \frac{0,17}{100} \times 14,49$$

FIG. III-5  
SISTEMA PARA MEDIR EL CAUDAL DE AIRE



### 3.2.2 Sistema para medir el caudal de combustible

Este sistema consiste de un tanque de combustible de 250 galones, conectado en su parte inferior al motor mediante una cañería que en nuestro caso será de 1/2" Ø, esta cañería lleva una válvula de peso y también está acoplada

da a un nivel de vidrio graduado de 0 a 100 cm<sup>3</sup>., si se quiere determinar el consumo de combustible se lo haré de la siguiente manera: cuando está funcionando el motor la válvula de paso está abierta, entonces se toma lectura del nivel de combustible y después se cierra la válvula para que se consuma el combustible del motor, tomando en cuenta el tiempo que demora hasta que el nivel de combustible ha llegado a 0 cm<sup>3</sup>, entonces se abre la válvula para que continúe el flujo de combustible desde el tanque y luego se hacen las operaciones respectivas para saber el consumo por hora.

Ejemplo: cuando está funcionando el motor se toma lectura en 98 cm<sup>3</sup> y se cierra la válvula, al cabo de 30 segundos el nivel llega a 0 cm<sup>3</sup> entonces se abre la válvula y hacemos las operaciones siguientes:

$$30'' \text{ ————— } 98 \text{ cm}^3$$

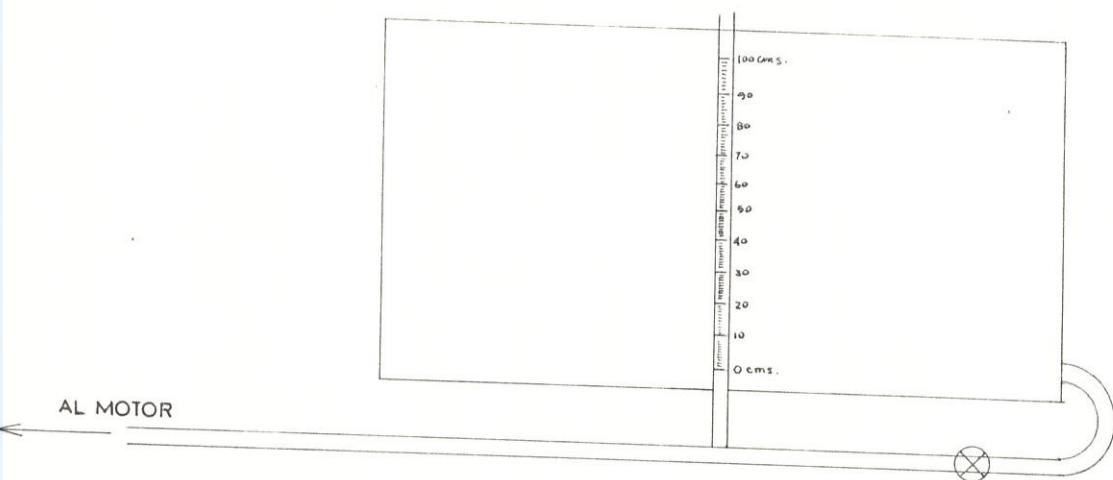
$$3.600'' \text{ ————— } x = \frac{98 \times 3.600}{30} = 11.760 \text{ cm}^3/\text{H.}$$
$$1 \text{ Galón} = 3.785 \text{ cm}^3$$

$$\frac{11.760}{3.785} = 3,10 \text{ Galones.}$$

el motor consume 3,10 galones/H.

FIG. III-6  
SISTEMA PARA MEDIR EL CAUDAL DE COMBUSTIBLE

TANQUE DE 250 GLS.



### 3.3 CALCULO Y DISEÑO DE LOS SISTEMAS DE TUBERIAS PARA LA ADMISION Y ESCAPE.

La tubería de admisión viene en el motor Caterpilar, así como el filtro de admisión, pero como el grupo generador es usado por las más diversas empresas, lo que deberá tenerse muy en cuenta es que la admisión se realice en un espacio grande donde el motor pueda succionar aire puro (lo más posible), es decir que no tenga polvo, es en este caso de acuerdo a como se presente el sitio donde va a ir instalado el generador que deberá hacerse el diseño de la tubería de admisión alargando dicha tubería, teniendo en cuenta la respectiva caída de presión al aumentar la longitud de dicha tubería.

En cuanto a la tubería de escape también viene en el motor Caterpilar, en este caso hay que tener en cuenta hacia donde salen los gases de escape, que no vayan a causar daño ni molestias, lo cual se evitará alargando la tubería haciendo que descargue los gases en sitios que no cause ninguna molestia.

3.4 CALCULO Y GRAFICACION DE LA POTENCIA EFECTIVA, POTENCIA INDICADA Y POTENCIA DE ROCE A DIFERENTES VELOCIDADES DEL MOTOR.

3.4.1 Cálculo y graficación de la potencia indicada a 300, 600, 900, 1.200, 1.500 y 1.800 R.P.M. del motor.

$$N_i = \frac{i \times P_i \times V_p \times n}{900} \quad P_i = 8,77 \text{ Kgs/cm}^2$$

$$i = 6$$

$$N_i = \frac{6 \times 8,77 \times 2,432}{900} \times n \quad V_p = 2,432 \text{ dm}^2$$

$$N_i = 0,14 n$$

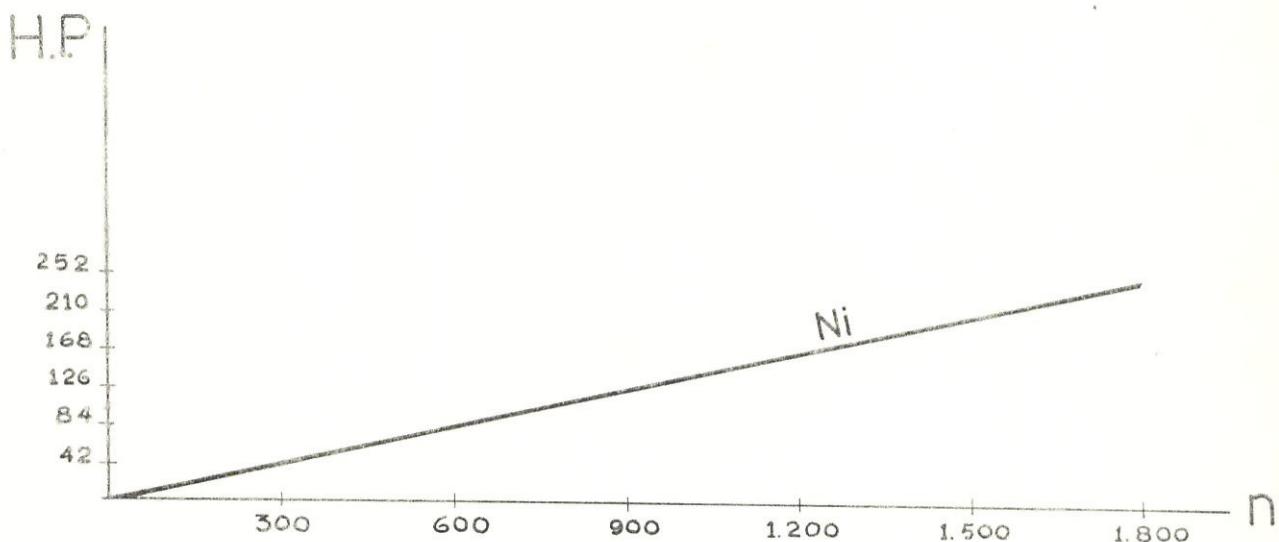
Hacemos tablas para las diferentes velocidades.

TABLA III-5  
POTENCIA INDICADA A DIFERENTES VELOCIDADES

n	300	600	900	1.200	1.500	1.800
$N_i = 0,14n$	42	84	126	168	210	252

Con estos valores de la tabla graficamos la curva n vs. H.P.

FIG. III-7  
POTENCIA INDICADA A DISTINTAS VELOCIDADES



3.4.2 Cálculo y graficación de la potencia de roce a 300, 600, 900, 1.200, 1.500 y 1.800 R.P.M. del motor.

$$N_r = \frac{Pr \times V_p \times i \times n}{900}$$

$$V_p = 2,432 \text{ dm}^3$$

$$Pr = 2,088 \text{ Kg/cm}^2$$

$$N_r = \frac{2,088 \times 2,432 \times 6}{900} \times n$$

$$i = 6$$

$$N_r = 0,033 n$$

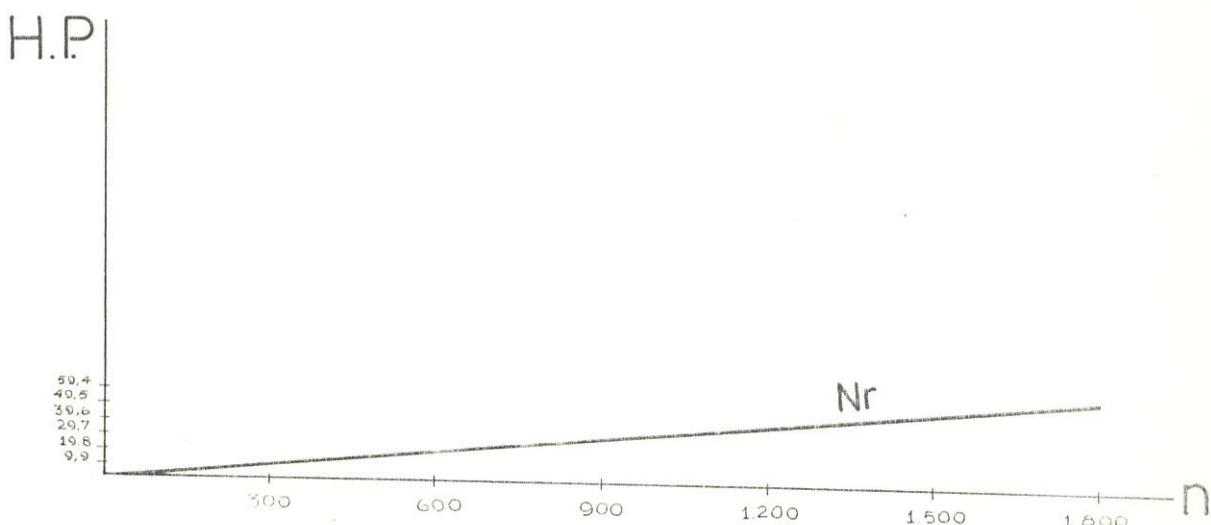
Haciendo tablas para las diferentes velocidades.

TABLA III-6  
POTENCIA DE ROCE A DIFERENTES VELOCIDADES

n	300	600	900	1.200	1.500	1.800
$Nr=0,033 n$	9,9	19,8	29,7	39,6	49,5	59,4

Con estos valores de la tabla graficamos la curva  $n$  vs. H.P.

FIG. III-8  
POTENCIA DE ROCE A DISTINTAS VELOCIDADES





3.4.3 Cálculo y graficación de la potencia efectiva a 300, 600, 900, 1.200, 1.500 y 1.800 R.P.M. del motor.

$$N_e = N_i - N_r$$

Hacemos tablas para las diferentes velocidades.

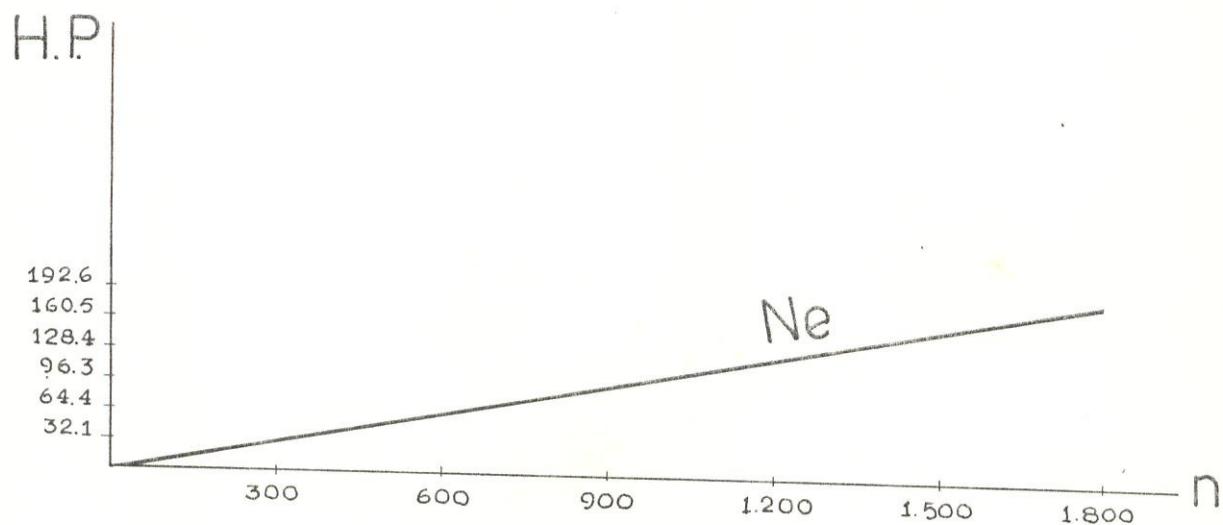
TABLA III-7  
POTENCIA EFECTIVA A DIFERENTES VELOCIDADES

n	300	600	900	1.200	1.500	1.800
N <sub>i</sub>	42	84	126	168	210	252
N <sub>r</sub>	9,9	19,6	29,7	39,6	49,5	59,4
N <sub>e</sub> =N <sub>i</sub> - N <sub>r</sub>	32,1	64,4	96,3	128,4	160,5	192,6

Con estos valores de la tabla graficamos la curva n vs. H.P.



FIG. III-9  
POTENCIA EFECTIVA A DIFERENTES VELOCIDADES



## CAPITULO IV

### EVALUACION DE RESULTADOS

#### 4.1 METODOLOGIA PARA LA COMPROBACION EXPERIMENTAL DE LOS CALCULOS TERMODINAMICOS Y SU EVALUACION.

Hay muchos métodos para comprobar experimentalmente los cálculos termodinámicos, entre los cuales tenemos tres principales para determinar la potencia:

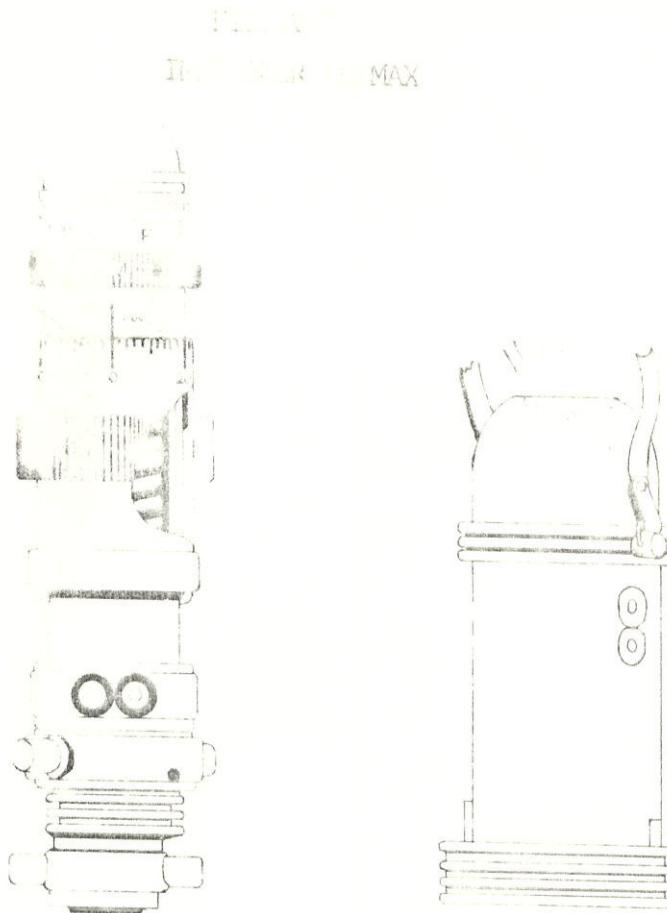
- Frenos hidráulicos
- Frenos eléctricos
- Frenos aerodinámicos

estos métodos generalmente son usados en laboratorios y para poder medir la potencia con cualquiera de estos métodos hay que hacerle un acoplamiento especial al motor, para nuestro caso en el que tenemos un motor acoplado a un generador no serían muy prácticos estos métodos, ya que si los pusiéramos en práctica tendríamos primero que desmontar el generador y luego acoplarlo a cualquiera de los frenos que se vaya a utilizar, además que estos frenos son muy costosos. Para evitarnos todos estos contratiempos con estos frenos vamos a recomendar un compresómetro llamado Indicador Premar.

El Indicador Premar no nos mide la potencia, pero sí nos mide con bastante exactitud la presión al final de la compresión,

dándonos una idea bastante precisa de las condiciones mecánicas en que se encuentra el motor y con esto podemos deducir la potencia máxima que nos está dando el motor con buena aproximación.

El Indicador Premax se muestra en la Figura IV-1 y su principio de funcionamiento es como el de una válvula de seguridad con resorte. Cuando la presión es mayor en el cilindro, lo que indica que la válvula acaba de abrirse, se produce una chispa en la bombilla del aparato. Entonces se aumenta progresivamente la compresión del resorte, hasta que las chispas desaparecen prácticamente. Lo que indica que la presión de aire en el cilindro y la presión en el resorte son equivalentes. Esta presión se lee en el cuadrante del aparato.



La verificación de la presión al final de la compresión se hace de la siguiente manera:

1. Sacar el cobertor de las válvulas
2. Sacar la canalización de diesel del inyector del primer cilindro.
3. Sacar el inyector del primer cilindro y roscar en este sitio el acople del compresómetro.
4. Conectar por una derivación la tubería de llegada de diesel con la de retorno, esto permitirá el paso directo del diesel.

5. Poner en marcha el motor, hacerlo girar a 600 RPM y leer las indicaciones del compresómetro.
6. Repetir la misma operación en cada cilindro. La diferencia de presión de un cilindro al otro no puede pasar de - 25 lbs/pulg.<sup>2</sup> o sean 1,75 Kgs/cm<sup>2</sup>.

Cuando en uno de los cilindros la diferencia entre la lectura y el grado indicado por el constructor es sensible, se puede diagnosticar un defecto como: junta de culata defectuosa, fuga en las válvulas, anillos muy gastados o pegados al pistón, cilindro ovalado. A causa de alguno de estos defectos en un cilindro, no solamente que disminuirá la potencia del motor - sino que muchas veces impide alcanzar la temperatura de inflamación espontánea, el motor no gira uniformemente y se producen vibraciones desagradables.

#### 4.2 ANALISIS DE POSIBLES CAMBIOS TECNOLOGICOS EN LOS AGREGADOS DEL MOTOR.

Como primer punto tenemos que diseñar un sistema de acople que nos permita acoplar el motor Caterpillar al generador Allis Chalmers. Para esto hay que determinar antes que nada cómo está acoplado el generador Allis Chalmers a su motor Allis Chalmers.

Existen 3 puntos principales que hay que tener en cuenta para el estudio correspondiente:

1. La caja del volante del motor a la que está acoplada la carcasa del generador es mediante 12 pernos de  $1/2''$  Ø y el diámetro de la línea de centro de los pernos es de 62,25 cms. o sea  $24\frac{1}{2}''$ .
2. El rotor va acoplado al volante mediante 8 pernos de  $9/16''$  Ø con un diámetro de la línea de centro de los pernos de 40,65 cms. ó  $16''$ .
3. El diámetro interno y externo del rulimán, el diámetro interno va acoplado al eje del rotor y el diámetro exterior asienta en el apoyo del volante.

Estas 3 partes debemos tenerlas en cuenta también en el motor Caterpilar y corresponden a los siguientes datos:

1. La caja del volante es Caterpilar SAE 1 y está acoplada mediante 12 pernos de  $7/16''$  de diámetro y 14 hilos/pulg.<sup>2</sup>; el diámetro de la línea de centro de los pernos es 53 cm. o sea  $20\frac{7}{8}''$ .
2. El rotor está acoplado al volante con un acople de discos - Caterpilar, el cual va emernado al volante con 8 pernos de  $1/2'' \varnothing \times 2\frac{1}{2}''$  de longitud y el diámetro de la línea de centro de los pernos es de  $17\frac{1}{4}''$ .
3. El diámetro del apoyo en el volante donde va asentado el ru limán del eje del rotor es de  $3,9372''$  o sea 10 cms.

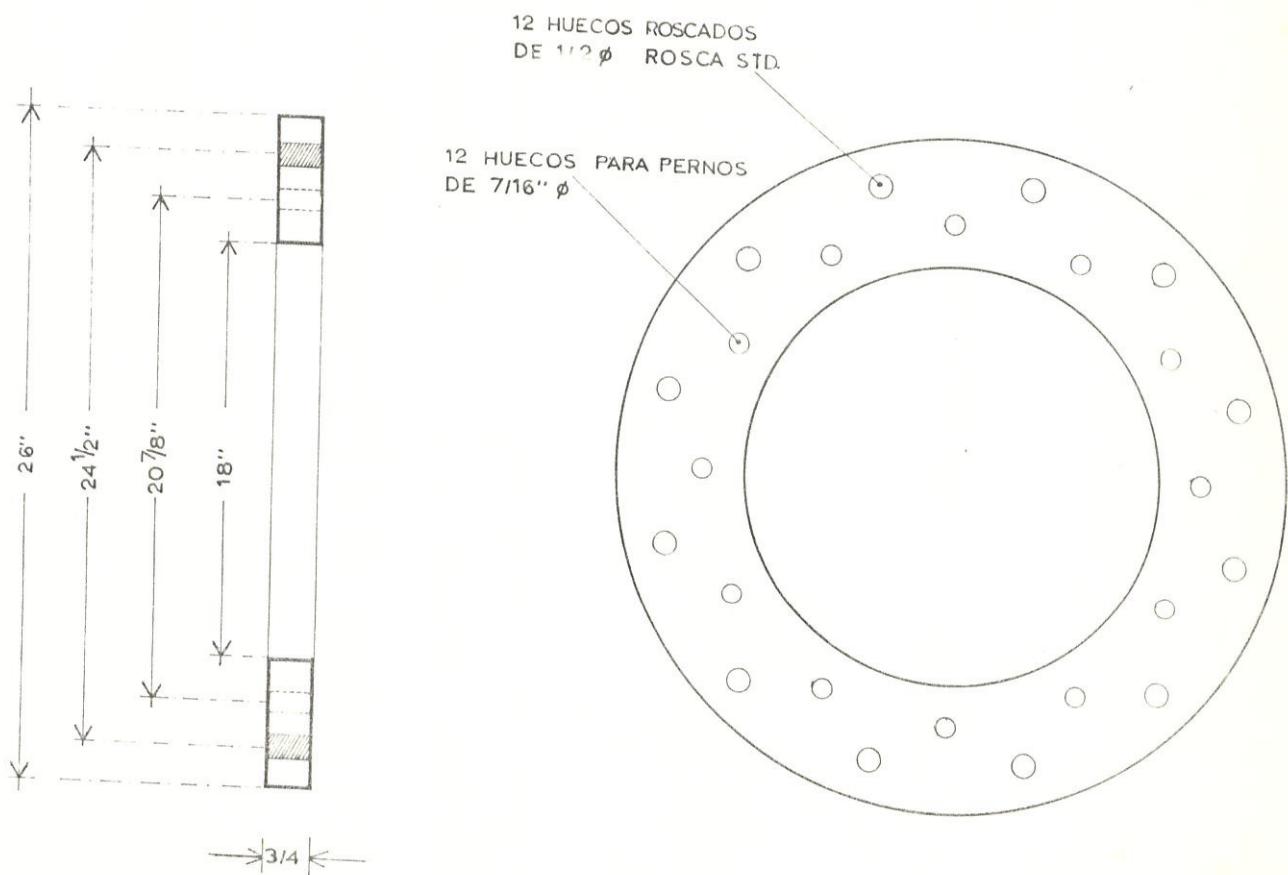
Con estos datos podemos diseñar los acoplos respectivos.

En primer lugar necesitamos el acople entre la caja del volante y la carraza del generador, el cual será un anillo metálico como el de la figura siguiente.

ACOPLE ENTRE LA CAJA DEL VOLANTE CATERPILLAR 3406 Y LA CARCAZA DEL GENERADOR ALLIS CHALMERS TIPO SER-R, MODELO 2939-0707.

FIG. IV-2

ACOPLE DE LA CAJA DEL VOLANTE DEL MOTOR Y LA CARCAZA DEL GENERADOR

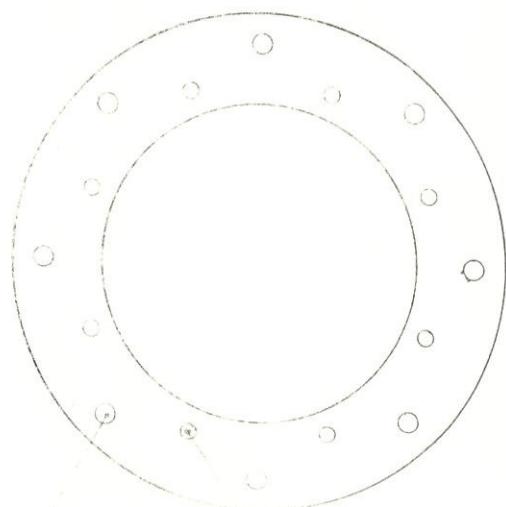
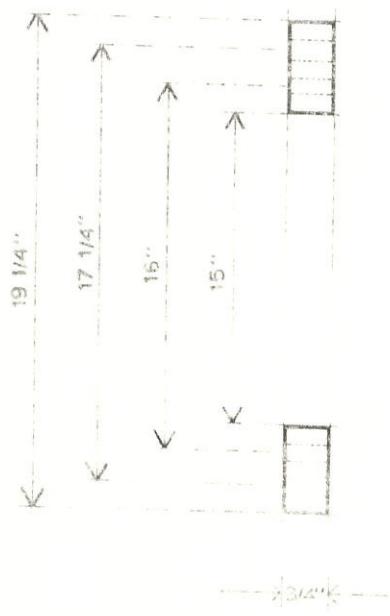


El acople entre el eje del motor Caterpilar y el inducido del generador Allis Chalmers será un anillo metálico como el de la figura siguiente:

FIG. 3  
ACOPLE DEL VOLANTE DEL MOTOR Y EL INDUCIDO DEL  
GENERADOR



BIBLIOTECA



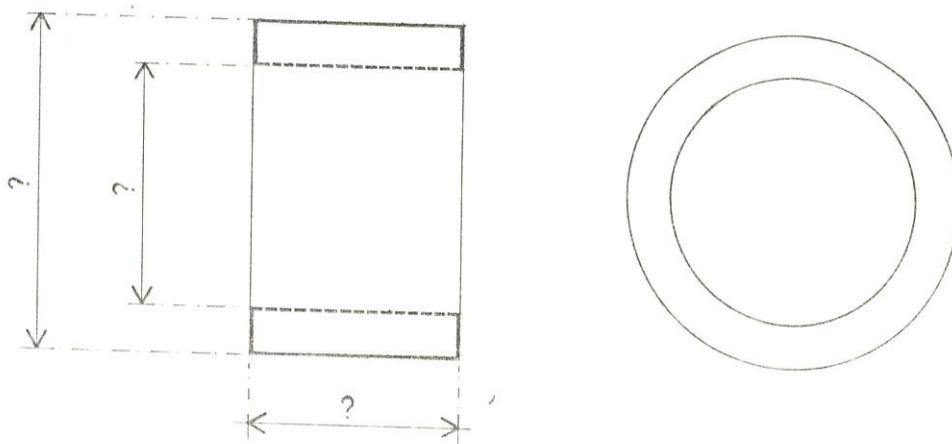
8 HUECOS PARA  
PERNOS DE 1/2" ø

8 HUECOS PARA  
PERNOS DE 9/16" ø

El diámetro del rulimán no se pudo determinar por no haber -  
los datos en catálogo pero en todo caso los rulimanes son es-  
tandar y si las dimensiones del eje del inducido o del hueco-  
del soporte en el volante no fueran las mismas, se acoplaría-  
otro rulimán teniendo en cuenta que si el rulimán no se aco-  
plara exactamente con alguno de sus diámetros se puede compen-  
sar dicho espacio con un anillo de acero como el de la figura  
siguiente.

FIG. IV-4

ACOPLE PARA EL RULIMAN DEL EJE DEL ROTOR DEL GENERADOR Y  
EL ASIENTO DEL VOLANTE DEL MOTOR



En cuanto a los soportes del motor, los que actualmente tiene el motor Caterpilar podrán ser desplazados un corto espacio ya que la estructura que soporta el motor y el generador sí lo permite y es muy resistente.

## CAPITULO V CONSIDERACIONES ECONOMICAS

El reemplazar un motor Allis Chalmers por motor Caterpillar en un grupo generador (motor y generador) resulta económicamente ventajoso que si cambiáramos el grupo generador completo y esto se lo puede comprobar pidiendo cotizaciones a los distribuidores de Caterpillar, aunque hay que aclarar que estas cotizaciones son relativas ya que en nuestro país hay una devaluación constante de la moneda y conforme pase el tiempo irán variando los precios aunque siempre se mantendrá proporcionalmente la diferencia de los precios entre un grupo generador completo y el costo del motor solamente.

El día 29 de febrero de 1984 Importadora Industrial Agrícola tenía los siguientes precios:

Motor 3.406 T.A. = S/. 2'800.000,oo

Grupo Generador completo = S/. 4'500.000,oo

Como se ve la diferencia es muy significativa ya que la misma es de S/. 1'700.000,oo a la cual si le restamos los gastos que se producen al hacerse dos acoples los cuales tendrán un precio aproximado de:

Acople de 26" de diámetro x 3/4" de espesor	S/. 15.000,oo
Acople de 19 1/4" de diámetro x 3/4 de espesor	" 10.000,oo
Rulimán y anillo de suple	" 20.000,oo
Trabajos de cambio de lugar de los soportes del motor.	" 2.000,oo
Pernos, anillos, tuercas, etc.	" 1.000,oo
Costo de mano de obra del mecánico en la acopla da de motor y generador.	<u>" 10.000,oo</u>
	S/. 58.000,oo

Si a la diferencia entre el costo del grupo generador nuevo y el motor nuevo le restamos los S/. 58.000,oo nos quedará un balance a favor de S/. 1'642.000,oo lo cual es muy significativo.

Como complemento del proyecto se darán valores de los sistemas de medidores de aire y combustible los cuales no son obligatorios pero si necesarios para poder darle al grupo generador una idea de como está trabajando el motor y si el combustible en la proporción correcta y según esto se pueden determinar el funcionamiento de algunos componentes importantes. La funcionalidad del motor como por ejemplo los inyectores, la bomba de inyección, filtros de aire y combustibles, el mal funcionamiento de estos componentes repercute en la potencia del motor y esto se refleja en la parte económica, con lo cual se podrán tomar las medidas correctivas necesarias.

El sistema para medir el flujo de aire ya fue descrito en el Capítulo III y estaba compuesto de un tanque de 55 Glns. con una escala de vidrio en mm y este tanque con sus acoplos descritos en el Capítulo III tiene un valor aproximado de S/. 3.000,00 (TRES MIL 00/100 SUCRES).

El sistema para medir el flujo de combustible también fue descrito en el Capítulo IV y consta de un tanque de 250 Glns. cuadrado con una cañería de 1/2" Ø y una válvula de paso de 1/2" Ø y una escala de vidrio de 0 a 100  $\text{cm}^3$ . El costo aproximado de este tanque es de S/. 10.000,00.

## CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

En el estudio realizado hemos podido comprobar que es posible el aco  
ple del motor Caterpilar Modelo 3406 T.A. con el Generador Allis  
Chalmers Modelo 2939-0707.

También se ha hecho el estudio económico sobre los costos del Motor-  
Caterpilar y una planta nueva Caterpilar habiéndose comprobado que -  
al cambiar solamente el motor en la planta Allis Chalmers en vez de  
cambiar toda la planta eléctrica se está ahorrando un porcentaje al-  
to en el costo total de la planta.

Además el motor escogido o sea marca Caterpilar a diesel Modelo 3406  
T.A. enfriado por agua, tiene gran aceptación en el mercado nacional  
por su: realidad, eficiencia, provisión de repuesto y el servicio -  
técnico que brinda la empresa distribuidora es de primera.

Además este tipo de motor lo usan: tractores, bombas de agua, barcos,  
etc. lo cual indica que hay una cantidad grande en el país de dichos  
motores por lo cual hay muchas casas que se dedican a importar re -  
puestos de motores que existen en gran cantidad en el país, que -  
traen repuestos de este tipo de motor para venderlos en el mercado -

local, asegurando así una fácil adquisición de repuestos.

Por lo cual se recomienda:

Cuando una empresa que tenga el tipo de planta eléctrica Allis Chalmers motivo de este estudio y quiera reemplazarla por otra planta completa, puede reemplazar solamente el motor acoplándolo al generador de acuerdo al estudio realizado en la presente tesis ahorrándose un 36% del costo total del equipo, esto representa aproximadamente S/.1'642.000,00, cuando se haga el acople respectivo, deberá estar dirigido por una persona capacitada que pueda poner en práctica el estudio técnico realizado.

## BIBLIOGRAFIA

- Motores Endotérmicos. Por Ing. DANIE GLACOSA
- Máquinas de Combustión Interna. Por Ing. FREDDY CEVALLOS
- Catálogos de Servicio Técnico de Motores Caterpillar
- Práctica del Motor Diesel. Por F. NAVEZ
- Operación, Prueba y Evaluación de los motores de 2 tiempos. Por Dr. RAYMOND G. WASDYKE.
- Construcción y manejo de los motores diesel, marinos y estacionarios. Por PEDRO MIRANDA.
- Internal combustion enginers theory and design. Por V.L. MALEER M.E. Dr. A.M.