

# Universidad Nacional de Ingeniería

FACULTAD DE INGENIERIA MECANICA



## “ Metodología para la Sobrealimentación de Motores Diesel Mediante Turbocompresores, Aplicado al Motor B-55 Montado en Vehículos a Oruga ”

**T E S I S**

PARA OPTAR EL TITULO PROFESIONAL DE:

**INGENIERO MECANICO**

**JUAN MAURO ARONES CCAULLA**

PROMOCION: 1978 - I

**LIMA • PERU • 1990**

## TABLA DE CONTENIDO

	Pag.
<b>CAPITULO I</b>	<b>3</b>
<b>INTRODUCCION</b>	<b>5</b>
1.1 Metodología de cálculo	5
1.2 Breve resumen sobre los sistemas de sobrealimentación por turbocompresores	6
1.2.1 Sistema isobárico ó a presión constante	6
1.2.2 Sistema por impulsos	8
1.2.3 Sistema por impulsos con transformador por impulsos	8
1.3 Generalidades del grupo turbocompresor	9
<b>CAPITULO II</b>	
Influencia de la altura en los procesos reales del motor diesel	14
2.1 Influencia de la altura en las condiciones ambientales	15
2.1.1 La atmósfera Internacional	16
2.1.2 La atmósfera en el Perú	18
2.2 Influencia de la altura sobre los índices efectivos del motor	22
2.2.1 Proceso de admisión	23
2.2.2 Proceso de compresión	28
2.2.3 Proceso de combustión	30
2.2.4 Proceso de expansión	35
2.3 Influencia de las condiciones atmosféricas sobre los índices indicados y efectivos del motor	36

2.3.1 Eficiencia indicada	36
2.3.2 Presión media indicada	37
2.3.3 Consumo específico indicado	38
2.3.4 Potencia de fricción	38
2.3.5 Presión media de fricción	38
2.3.6 Eficiencia mecánica	39
2.3.7 Potencia efectiva	39
2.3.8 Consumo específico efectivo	41

### CAPITULO III

Comportamiento del motor diesel sobrealimentado por turbocompresores en la altura	43
3.1 Influencia de la presión atmosférica en el motor sobrealimentado	43
3.2 Influencia de la temperatura del medio en el motor sobrealimentado	60
3.2.1 Influencia sobre el llenado de los cilindros del motor	62
3.2.2 Influencia sobre los índices indicados	66
3.2.3 Influencia sobre las pérdidas mecánicas y los índices efectivos	70

### CAPITULO IV

Características principales del motor B-55	77
4.1 Parámetros constructivos y operacionales	77
4.1.1 Parámetros constructivos	77
4.1.2 Fases de distribución de gases	79
4.1.3 Medidas exteriores	79
4.1.4 Parámetros operacionales	80
4.1.5 Parámetros de potencia	80

4.2	Características externas de velocidad	81
4.3	Aplicaciones y particularidades del motor B-55	81
4.3.1	Características constructivas	83
4.3.2	Características operacionales	87

## CAPITULO V

	Calculo de comprobación de los parámetros energéticos y económicos del motor aspirado	92
5.1	Parámetros del diagrama indicado	92
5.1.1	Consideraciones generales	92
5.1.2	Proceso de admisión	94
5.1.3	Proceso de compresión	95
5.1.4	Proceso de combustión	96
5.1.5	Proceso de expansión	99
5.1.6	Proceso de escape	100
5.2	Parámetros de consumo	100
5.2.1	Presión media indicada	100
5.2.2	Potencia indicada	101
5.2.3	Consumo específico indicado de combustible	101
5.2.4	Presión media de las pérdidas mecánicas	102
5.2.5	Potencia efectiva	102
5.2.6	Consumo específico efectivo de combustible	102
5.2.7	Resultados del cálculo	103
5.3	Construcción del diagrama indicado	104
5.4	Construcción de las características externas de velocidad	104

## CAPITULO VI

	Cálculo de obrealimentación del motor y selección del turbocompresor	108
--	--	-----



6.1	Consideraciones teóricas para el cálculo	108
6.1.1	Parámetros del compresor	109
6.1.2	Parámetros de la turbina	110
6.1.3	Trabajo conjunto motor-turbocompresor	112
6.1.4	Parámetros estáticos y de frenado	116
6.2	Parámetros previos a considerar para el cálculo	117
6.3	Metodología de cálculo	119
6.3.1	Metodología para determinar los parámetros principales del grupo turbocompresor	120
6.3.2	Metodología para el cálculo gasodinámico del grupo turbocompresor	142
6.3.3	Metodología aplicada para la determinación de los parámetros del grupo turbocompresor	168
6.4	Elaboración de los programas de cálculo	178
6.4.1	Diagramas de flujo	178
6.4.2	Nomenclatura de las variables	178
6.4.3	Constantes, funciones y procedimientos	190
6.4.4	Programa principal	194
6.4.5	Resultados de cálculo de sobrealimentación	220
6.5	Parámetros requeridos para la selección del turbocompresor	221
6.6	Selección del turbocompresor	225

## CAPITULO VII

Parámetros energéticos y económicos del motor B-55 sobrealimentado	227
7.1 Parámetros del diagrama indicado	227
7.1.1 Determinación de las presiones del ciclo	228
7.1.2 Determinación de las temperaturas de ciclo	231

7.2	Parámetros de consumo	231
7.3	Construcción del diagrama indicado	234
7.4	Características externas de velocidad	234
	<b>CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES</b>	240
	<b>BIBLIOGRAFIA</b>	243
	<b>ANEXO A</b> Determinación de $P_m$	247
	<b>ANEXO B</b> Programa para el cálculo termico de un motor diesel	251
	<b>ANEXO C</b> Funciones gasodinámicas	261
	<b>ANEXO D</b> Diagramas de flujo del programa de cálculo de sobrealimentación	263
	<b>ANEXO E</b> Programa de cálculo de los parámetros princi- pales del diagrama indicado del motor diesel sobrealimentado	269

## PROLOGO

El presente trabajo representa una nueva metodología de cálculo de los parámetros principales de trabajo de un turbocompresor para aplicarse en un motor diesel de aspiración natural ya existente, cuyo objetivo es sobrealimentarlo para mejorar su potencia, o compensar la pérdida de potencia por trabajo en altura.

La metodología toma procedimientos de cálculo desarrollados en algunos países y entre ellos en la URSS por reconocidos estudiosos de la materia como son K.C. Jachiyán, I. Barski, L. Zuvarev , K. Zinner y otros.

En primer lugar se hace un análisis de la influencia de las condiciones atmosféricas sobre cada uno de los parámetros del ciclo de trabajo de un motor diesel ; además se estudia la influencia de la presión y temperatura por separado sobre algunos parámetros del motor diesel sobrealimentado.

Posteriormente ésta nueva metodología se aplica a un motor de aspiración natural modelo B-55 que actualmente trabaja en vehículos a oruga de uso especial cuya necesidad es de explotarlos en altura (Puno) , sin perder sus cualidades principales que el vehículo posee en condiciones atmosféricas estándar; para el cual se llega a selec-

cionar un grupo turbocompresor que cumpla con las exigencias que resulten del cálculo.

Durante el proceso es necesario hacer diversos cálculos y muchos de ellos en forma iterativa para llegar a resultados óptimos; para ello, se han elaborado programas de cálculo con la asistencia de un microcomputador personal compatible, aplicando diversos lenguajes de desarrollo, siendo el mas utilizado el TURBO PASCAL versión 5.0.

Debo agradecer la amplia colaboración desinteresada de parte del Ingeniero Luis Lastra Espinoza, cuyo aporte es reconocido . Además debo mencionar el apoyo brindado por CENTROMIN PERU S.A. que de diversas formas ha colaborado al desarrollo y culminación del presente trabajo.

# CAPITULO I

## INTRODUCCION

Es de conocimiento nuestro que la altura influye negativamente sobre los parámetros e índices mas importantes de los motores de combustión interna y específicamente en los motores diesel, la disminución de la potencia y el aumento del consumo de combustible se debe no sólo al enrarecimiento del aire atmosférico sino también a que el proceso de combustión se ve afectado sustancialmente por el empeoramiento de la calidad del pulverizado y la demora del encendido a causa del descenso de la velocidad de reacción.

Un medio principal para aumentar la potencia del motor viene a ser la sobrealimentación por turbina a gas y de su empleo se puede decir que permite utilizar prácticamente sin variar la masa y dimensiones del motor, incrementando la potencia de 2 a 2.5 veces, además disminuir el consumo específico de combustible de 5 a 10% ; por lo que en la actualidad su aplicación es cada vez mayor, obligándonos a estudiar más detalladamente las diferentes particularidades en la formación de las características de funcionamiento al **variar sus regimenes.**

El motor diesel sobrealimentado con turbocompresores presenta bastante complejidad puesto que al analizar y

pronosticar sus índices es necesario tomar en cuenta el trabajo en conjunto de dos partes que se diferencian por sus principios de funcionamiento . El turbocompresor que está compuesto por el compresor y turbina trabajando rígidamente acoplados, y a su vez están unidos al motor sólo mediante los gases de escape; todos ellos en conjunto deben concordar para obtener un resultado eficiente.

La aplicación de la metodología requiere de conocimientos mínimos sobre las características de compresores y turbinas del grupo. Además de poder evaluar los factores determinantes en los regímenes de trabajo. Lo más importante es poder desarrollar un método simplificado de cálculo con ayuda del computador para determinar los parámetros principales del trabajo conjunto del diesel y el turbocompresor.

Esta metodología viene a ser resultado de la generalización de experiencias acumuladas con diversas aplicaciones concretas así como cálculos de regímenes operacionales en funcionamiento, logrando ver el comportamiento del grupo motor - turbocompresor en diferentes regímenes de trabajo.

La aplicación específica en este caso es considerada para la sobrealimentación del motor DIESEL B-55 originalmente aspirado y debido a las exigencias de nuestro medio se hace necesario repotenciarlos para darle mejores aplicaciones en las diferentes tareas que se los encomienda.

### **1.1 Metodología del cálculo.**

La particularidad del método empleado en el cálculo es que éste se realiza para medidas dadas del motor diesel, un número de cilindros y características externas de velocidad conocida . Tal enfoque además de una serie de ventajas de tipo metodológico se ha justificado en gran medida en la práctica para la construcción del motor diesel en las cuales, en una serie de los casos las modificaciones de sobrealimentación se realizan sobre la base de motores diesel creados y ensayados sin sobrealimentación.

Esto sobre todo es valedero para motores diesel en los cuales se emplean por ahora niveles bajos y medios de sobrealimentación mientras que en el planteamiento técnico del problema se da por descontada la potencia nominal del motor diesel la reserva del par motor, consumo específico efectivo y el rendimiento efectivo del motor.

Otra particularidad es la posibilidad de emplear diferentes características de compresores y turbinas, incluyendo las generalizadas, lo que nos permite elegir el conjunto de sobrealimentación que asegure los mejores índices del motor diesel en el rango más amplio de regímenes de funcionamiento conjunto.

Otra de las particularidades del método de cálculo viene a ser el empleo de una serie de relaciones experimentales entre los índices de familias de motores concretos y sus tendencias, éstas funciones se obtuvieron sobre la base de experimentos realizados en motores de dimensiones completas o en sectores monocilíndricos.

El empleo de relaciones experimentales eleva la precisión de la evaluación de los índices en comparación con los métodos en los cuales ellos se evalúan con ciclos de cálculos. Por ejemplo en el cálculo térmico conocido se realiza el trabajo conjunto del motor diesel con el turbocompresor para diferentes revoluciones del motor y el cálculo del diagrama indicado del régimen nominal y de la curva característica para el régimen en el cual se asegura el valor máximo del motor.

La metodología ha sido desarrollada de tal forma que se dispone de programas para el cálculo iterativo con ayuda de un computador, en los cuales se simulan los diferentes parámetros del trabajo conjunto del motor diesel con el turbocompresor para diferentes regímenes de funcionamiento. El mismo criterio de cálculo se mantiene para determinar los parámetros principales del diagrama indicado del motor aspirado y del sobrealimentado; todos ellos han sido desarrollados en el lenguaje Pascal versión 5.0.

## **1.2 Breve resumen sobre los sistemas de sobrealimentación por turbocompresores.**

El esquema general de un motor sobrealimentado por turbocompresores se muestra en la fig.1.f, donde se puede notar los diferentes componentes del sistema.

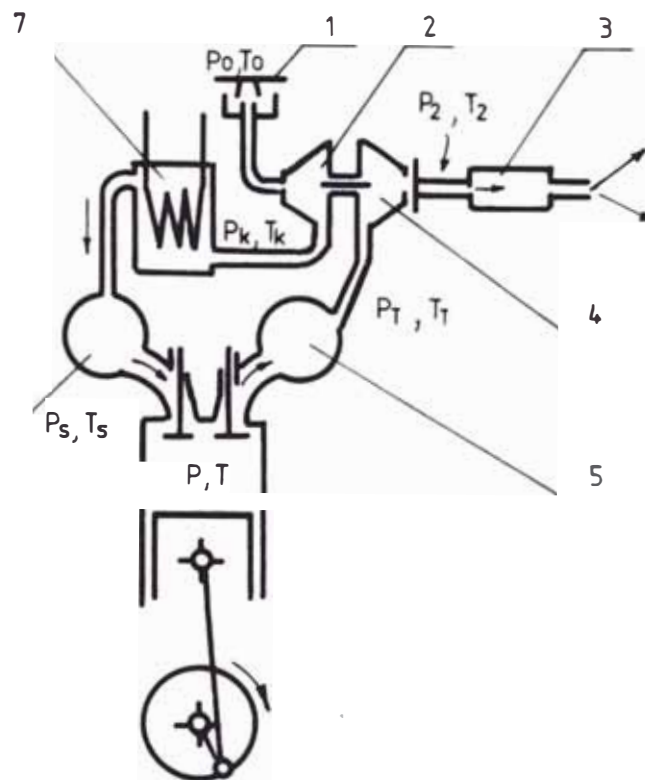
En los sistemas de sobrealimentación de motores diesel por turbocompresores se emplean:

### **1.2.1 Sistema isobárico o a presión constante.**

En éste sistema los gases de escape de todos los cilindros se unen en un tubo de volumen grande (la relación



del volúmen del tubo ( $V_e$ ) sobre el volúmen del cilindro es menor de 3 a 4 ó ( $V_e/V_h < 3-4$ ), de donde los gases van hacia la entrada de la turbina. En el sistema isobárico resulta grande la pérdida irreversible de la energía disponible del gas durante su movimiento desde el cilindro hacia el tubo de gran volúmen, pero sin embargo permite obtener un buen rendimiento de la turbina debido a la plena admisión constante.



**Fig. 1.1** Esquema del motor Diesel sobrealimentado por turbocompresor.

- |                         |                          |
|-------------------------|--------------------------|
| 1.- Filtro de aire      | 2.- Compresor            |
| 3.- Silenciador         | 4.- Turbina              |
| 5.- Múltiple de escape  | 6.- Múltiple de admisión |
| 7.- Enfriador del aire. |                          |

### **1.2.2 Sistema por impulsos.**

En éste sistema se unen los escapes de 2 y 3 cilindros de tal forma que las fases de escape no traspasen una a otra en el tiempo lo que permite aprovechar todas las puntas de energía y la marcha de las ondas de presión que se producen en las correspondientes tuberías de pequeño volumen (volumen del tubo sobre el del cilindro menor que 2 ó  $(V_t/V_h) < 2$ ) y permite la entrega de gas por separado a una ó a una parte de la turbina, y en éste caso se presenta lo que se denomina entrada parcial del gas a la turbina. En el caso de un sistema por impulsos la amplitud de la variación de la velocidad del gas en la entrada de la turbina es grande, por eso un período considerable la turbina trabaja en regímenes no calculados con una eficiencia menor al valor máximo.

### **1.2.3 Sistema por impulsos con transformador de impulsos.**

Este sistema aprovecha las ventajas de los dos sistemas descritos anteriormente y consiste en conservar las distancias cortas y los conductos estrechos para aprovechar los impulsos y sumar las de todos los cilindros para tener una admisión total, con lo cual se logra una turbina de poca sección y grán rendimiento.

En los motores diesel para automóviles y tractores fundamentalmente se emplean convertidores cortos de impulsos sin reservorio o difusor; inclusive sin reservorio, difusor y cámara de mezclado. La fig. 1.2 muestra un convertidor de impulsos completo y su nivel de presiones en cada sección.

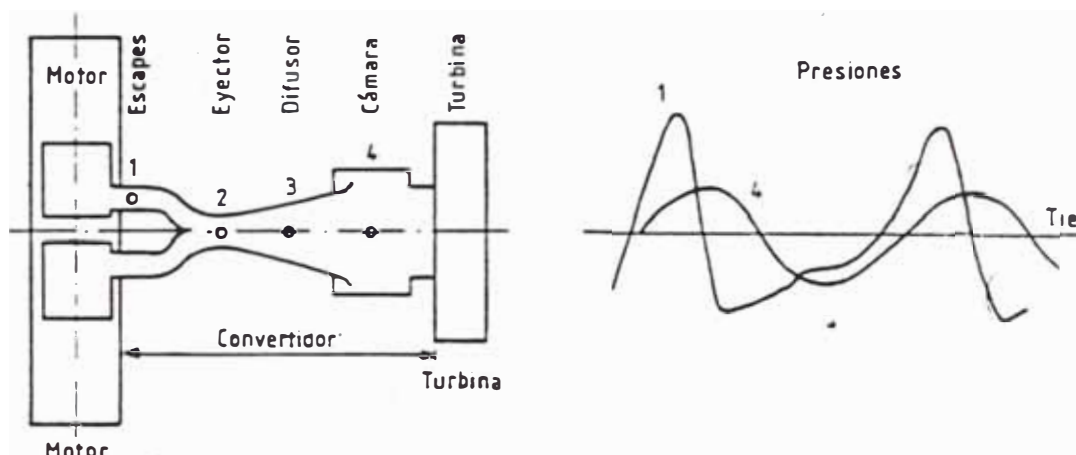


Fig. 1.2 Convertidor de impulsos completo y su nivel de presiones.

### 1.3 General dades del grupo turbocompresor

En los tres sistemas expuestos puede o no existir el enfriador intermedio del aire o intercooler. Su aparición es conveniente para grandes niveles de sobrealimentación (elevadas presiones de sobrealimentación).

La esencia de la unión por gas de un motor de pistón con turbocompresor consiste en que la frecuencia de rotación del rotor  $n_r$  (se denomina rotor al eje del turbocompresor con todas sus piezas unidas en ella) es constante, cuando la potencia entregada por los gases al rodete de la turbina  $N_T$ , es igual a la potencia consumida en la compresión del **aire por el** rodete del compresor  $N_k$ . Obviamente que  $n_r$  aumentará cuando  $N_T > N_k$ , y disminuye cuando  $N_T < N_k$ .

La potencia de la turbina en un flujo estacionario del gas se denomina  $N_T$  y es igual al trabajo adiabático realizado por el gas en la turbina:

$$N_T = l_T G_T \eta_T, \quad \text{-----}(1.1)$$

donde:

$l_T$  -trabajo adiabático realizado por el gas

$G_T$  -consumo secundario de gases a través de la turbina

$\eta_T$  -eficiencia efectiva de la turbina.

La potencia del compresor viene a ser igual a:

$$N_K = G_K l_K / \eta_K^* \quad \text{-----}(1.2)$$

donde:

$l_K$  -trabajo adiabático de compresión del aire en el compresor.

$G_K$  -consumo secundario de aire a través del compresor

$\eta_K^*$  -rendimiento adiabático del compresor.

(\*) aquí o mas adelante representará el parámetro de frenado del flujo del gas y del aire.

Si expresamos  $l_K$  y  $l_T$  a través de los índices adiabáticos del aire y del gas  $k$  y  $k_1$ , la temperatura del aire en la entrada del compresor  $T_1^*$  y del gas en la entrada de la turbina  $T_T^*$  las constantes de gases del aire  $R$  y del gas  $R_1$ , el grado de elevación de presión del aire en el compresor  $\pi_K^*$ , la disminución de la presión del gas en la turbina  $\pi_T^*$ , la potencia del compresor y de la turbina se expresará de éste modo:

$$N_k = \frac{k}{k-1} R T_1^* \left[ \pi_k^{*k-1/k} - 1 \right] \frac{G_k}{\rho_k^*} \quad (1.3)$$

$$N_T = \frac{K_1}{K_1-1} R_1 T_T^* \left[ 1 - \left[ \frac{1}{\pi_T^*} \right]^{(k_1-1)/k_1} \right] \rho_T \cdot G_T \quad (1.4)$$

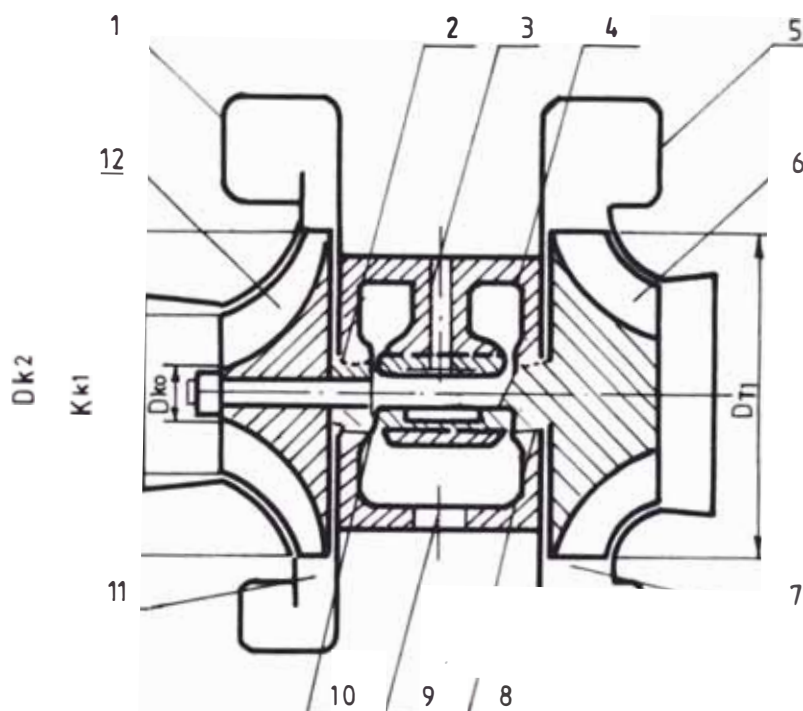


Fig. 1.3 Esquema del Turbocompresor.

- |                              |                              |
|------------------------------|------------------------------|
| 1-Cuerpo del compresor       | 2-Hermetizado lado compresor |
| 3-Orificio entrada de aceite | 4-Cojinete                   |
| 5-Cuerpo de la turbina       | 6-Rodete de la turbina       |
| 7-ADR de la turbina          | 8-Hermetizado lado turbina   |
| 9-Orificio salida del aceite | 10-Bocina de los cojinetes   |
| 11-Difusor sin álabes        | 12-Rodete del compresor.     |

Al variarse el régimen de funcionamiento del motor diesel en el caso general varían  $N_k$  y  $N_T$  gracias a la variación de  $T_T^*$ ,  $\pi_k^*$ ,  $\pi_T^*$ ,  $G_k$ ,  $G_T$ ,  $\rho_k^*$  y  $\rho_T$  lo que conlleva a un aumento ó disminución de  $n_r$  hasta valores en los cua-

les nuevamente se establece la igualdad de  $N_k = N_T$ , diferentes de los valores de  $N_k$  y  $N_T$  en el régimen anterior.

Como ejemplo veamos el caso cuando un motor diesel con turbocompresor que trabajó en un régimen estacionario y luego brúscamente aumenta su frecuencia de rotación del cigueñal ( $n$ ), manteniendo invariable el suministro cíclico; como en el primer instante debido a la gran energía del rotor,  $n_r$  no varía mientras que  $G_k$  y  $G_T$  aproximadamente aumentarán a un mismo nivel crece la presión del gas delante de la turbina  $p_T^*$  y disminuye la presión del aire después del compresor  $p_k^*$  lo que lleva al aumento de  $\pi_T^*$  y la disminución de  $\pi_k^*$ , por tanto se tiene:

$$\pi_T^* = P_T^*/P_2^* \quad \text{-----}(1.5)$$

$$\pi_k^* = P_k^*/P_1^* \quad \text{-----}(1.6)$$

donde:

$p_2^*$  - presión del gas a la salida de la turbina

$P_1^*$  - presión del aire en la entrada del compresor

Gracias a la disminución del  $p_k^*$ , disminuye el coeficiente de exceso de aire  $\alpha$  lo que nos lleva al aumento de  $T_T^*$ . En función del tipo de características del compresor  $n_k^*$  y de la turbina y  $n_T$  al variar los parámetros arriba analizados pueden también aumentar o disminuir, sin embargo tanto para el caso del compresor y la turbina se seleccionan de tal forma que en regímenes de funcionamiento en conjunto se encuentren en zonas de máximo rendimiento y en la zona de los regímenes de trabajo, haciendo que  $n_k^*$  y  $n_e$  varíen muy poco.

En consecuencia, después de aumentarse la frecuencia de rotación del motor la potencia  $N_T$  resulta mayor que  $N_k$  por lo que  $n_r$  aumenta. A medida que crece  $n_r$ ,  $\pi_k^*$  crece y  $\pi_T^*$  disminuye lo que origina una disminución de la diferencia de  $(N_t - N_k)$  y en el tiempo  $n_r$  alcanzará los valores en los cuales  $N_k = N_T$  es decir; se establecerá un nuevo régimen de trabajo conjunto.

## CAPITULO I I

### INFLUENCIA DE LA ALTURA EN LOS PROCESOS REALES DEL MOTOR DIESEL.

Uno de los factores de mayor influencia sobre el comportamiento de los diversos índices del motor de combustión interna, es el estado físico del aire que entra al cilindro, determinada por la condición atmosférica circundante al motor en operación.

En los motores de encendido por compresión (E.C), la disminución de la potencia y el aumento del consumo específico de combustible no sólo se debe al enrarecimiento del aire atmosférico , sino también a que el proceso de combustión se ve afectado por el empeoramiento de la calidad del pulverizado y la consiguiente disminución de la velocidad de reacción en el proceso de combustión.

La altura también afecta a la penetración del chorro de combustible, ya que a la presencia de menores presiones externas, el chorro puede alcanzar las paredes de la cámara de combustión y una parte de ella quemarse durante el período de expansión, originando una mayor emisión de humos, formación de carbonilla en la cámara de combustión, mayor recalentamiento del motor , mayor desgaste de las piezas conjugadas del mecanismo biela-manivela, que finalmente se manifiesta con una menor potencia, economía, confiabilidad y durabilidad del motor en la altura.



temperatura de la superficie de la tierra y de la superficie superior de las nubes, parte de la radiación va directamente al espacio y otra es absorbida por el vapor de agua y el bióxido de carbono del aire , por ser éstos no transparentes a las radiaciones de onda larga, por lo que de ellos se vuelve a emitir a temperaturas correspondientes mas bajas. Para el sistema tierra-atmósfera como un todo la temperatura es mucho mas baja a altitudes en que la atmósfera se hace ténue.

Lo anteriormente descrito nos da una ligera idea de que las condiciones del aire definidos por su presión, temperatura y humedad depende naturalmente de las condiciones climáticas, las mismas que varían con la altitud.

## **2. La atmósfera normal Internacional.**

Convencionalmente se han adoptado a las condiciones normales los siguientes valores para el aire: 0.1013 MPa de presión y 15°C de temperatura, a 40° de longitud y medidas al nivel del mar.

La presión atmosférica presenta variaciones muy importantes tanto verticales como horizontales; haciéndose más notoria en forma vertical.

En la parte inferior de la atmósfera el ritmo de disminución de la presión es bastante uniforme, pudiéndose asumir en un treintavo de la presión anterior, por cada 274mt de elevación.

Para deducir una ecuación que nos permita determinar la presión en función de la altura , partimos de las siguientes relaciones:

1.- Por hidrostática se sabe que:

$$-\Delta P = \rho g \Delta H \quad \text{----- (2.1)}$$

donde:

$-\Delta P$  -decremento de la presión (MPa)

$\Delta H$  -incremento de la altura (m)

$\rho$  -densidad del aire (Kg/m<sup>3</sup>)

$g$  -aceleración de la gravedad (m/seg<sup>2</sup>)

2.- De la ecuación de estado:

$$P = \rho R T \quad \text{----- (2.2)}$$

Reemplazando (2.2) en (2.1) se tiene :

$$\frac{-\Delta P}{P} = - \frac{g \Delta H}{R T} \quad \text{----- (2.3)}$$

Si  $\Delta P$  es muy pequeño comparado con  $P$  podemos decir que:

$$\frac{\Delta P}{P} = \Delta(\log P) \quad \text{----- (2.4)}$$

Si consideramos que la columna de aire entre el suelo ( $H_0$ ), cuya presión es  $P_0$  y a una altura dada ( $H$ ) con una presión correspondiente  $P$ ; al dividir ésta columna en un gran número de partes y que a cada una le corresponde una temperatura determinada, se puede escribir:

$$\Delta H = - \frac{R}{g} (T_0 + T_1 + T_2 + \dots + T_n) \Delta(\log P) \quad \text{----- (2.5)}$$

Llamando a  $T_m$  la temperatura media, promediada en intervalos de  $\log P$  tendríamos la ecuación que determina la posición de la altura.

$$H - H_0 = \frac{R}{g} T_m \text{Log} \frac{P_0}{P} \quad \text{----- (2.6)}$$

En la tabla N°1 vemos la variación de las propiedades del aire su función de la altura, según datos proporcionados por la INA (Instituto Nacional de la Atmosfera).  
**TABLA N°1** Variación de las propiedades del aire atmosférico en función de la altura, según la INA.

altitud Km	presión Mpa	temp. °C	densidad kg/m <sup>3</sup>	P/P <sub>0</sub>	T/T <sub>0</sub>
0.0	0.1013	15.00	1.225	1.000	1.00
0.5	0.0953	11.75	1.166	0.941	0.986
1.0	0.0899	8.50	1.112	0.887	0.997
1.5	0.0847	5.25	1.060	0.836	0.966
2.0	0.0795	2.00	1.007	0.785	0.955
2.5	0.0748	-1.25	0.960	0.738	0.943
3.0	0.0701	-4.50	0.909	0.692	0.932
3.5	0.0658	-7.75	0.864	0.649	0.921
4.0	0.0615	-11.00	0.818	0.607	0.910
4.5	0.0577	-14.25	0.777	0.570	0.898
5.0	0.0539	-17.50	0.735	0.532	0.887

La variación de la temperatura en función de la altura puede ser evaluada por la ecuación:

$$T = 288 - 6.5H \quad \text{----- (2.7)}$$

donde:

T - temperatura absoluta en °K

H - altura en Km

La temperatura estándar varía con la altura aproximadamente en forma lineal, desde 15°C al nivel del mar, hasta -56.5°C (255.5°K) a 11 km. de altura. Esto equivale aproximadamente a una disminución de 6.5 °K/Km.

## **2.2 atmósfera en el Perú.**

En el Perú por su situación geográfica y debido a su especial orografía ofrece características climatológicas muy variadas y difíciles de estudiar como un conjunto ,

por tanto sus propiedades atmosféricas son diferentes inclusive a una misma altitud, como nos muestran los datos estadísticos que el SENAHMI tiene para sus diferentes estaciones meteorológicas en el país y se muestran en la tabla N°2.

**TABLA N°2** Propiedades del aire atmosférico en el Perú:

Estación meteorológica	altitud m.s.n.m	temp. media °C	presión MPa	densidad Kg/m <sup>3</sup>
Aeropuerto J.Chávez	13	18.81	0.1011	1.207
Tacna	458	17.20	0.0932	1.119
Ricardo Palma	1040	18.00	0.0897	1.074
Moquegua	1367	18.20	0.0858	1.026
Matucana	2020	15.24	0.0793	0.959
Arequipa	2332	13.60	0.0716	0.870
San Mateo	3350	15.56	0.0698	0.843
Huancayo	3350	12.00	0.0686	0.839
Puno	3830	10.48	0.0644	0.792
Casapalca	4010	8.50	0.0615	0.761
Cerro de Pasco	4333	4.10	0.0601	0.756

Al observar las tablas N°1 y 2 notamos la diferencia que existe entre los valores de temperaturas y presiones según la INA y los del Perú, sobre todo por arriba de los 3000m, debido a que los valores de la INA son referenciales y no están tomadas de acuerdo a la situación geográfica de cada región. Cabe mencionar también que éstos valores de temperatura en nuestro territorio al ser mayor a los de la INA, la presión del vapor de agua presente en la atmósfera también es mayor, lo que ocasiona la disminución de la concentración de oxígeno y otros elementos del aire. Pero como la humedad relativa y las temperaturas son bajas sobre todo en la sierra no tomaremos en cuenta la presión del vapor en nuestros cálculos debido a que

con temperaturas menores a 20°C y humedad relativa menores de 50% esta presión representa menos del 1% de la presión barométrica.

Los valores de las propiedades del aire en las diferentes alturas no coinciden plenamente con los de la INA; lo que puede deberse a diversos factores, tales como la latitud, la influencia de la cordillera andina y de las corrientes marinas presentes en el Perú.

En la fig.2.1 se muestra la variación de las propiedades del aire para la INA y el Perú. En la tabla N°3 se muestran algunas ecuaciones para determinar la presión y la temperatura en función de la altura.

**TABLA N°3** Fórmulas para la determinación de las presiones y temperaturas en función de la altura. (H)

		valores a 5 Km	
INA	$P/P_0$	$(1-0.02257H)^{5.256}$ Para $H \leq 11$ Km	0.533
	$T/T_0$	$(1-0.02257H)$ Para $H \leq 11$ Km	0.887
PARA EL PERU	$P/P_0$	$(1 - 2.257 \times 10^{-2}H)^{5.256}$ $H < 5$ Km	0.533
	T	$291.8 - 0.73H^2$ °K, H en Km $\leq 5$ km.	0.937

Para deducir una ecuación que nos de la variación de la presión con la altura, nos basaremos en las siguientes relaciones:

Por una relación básica de hidrostática se tiene:

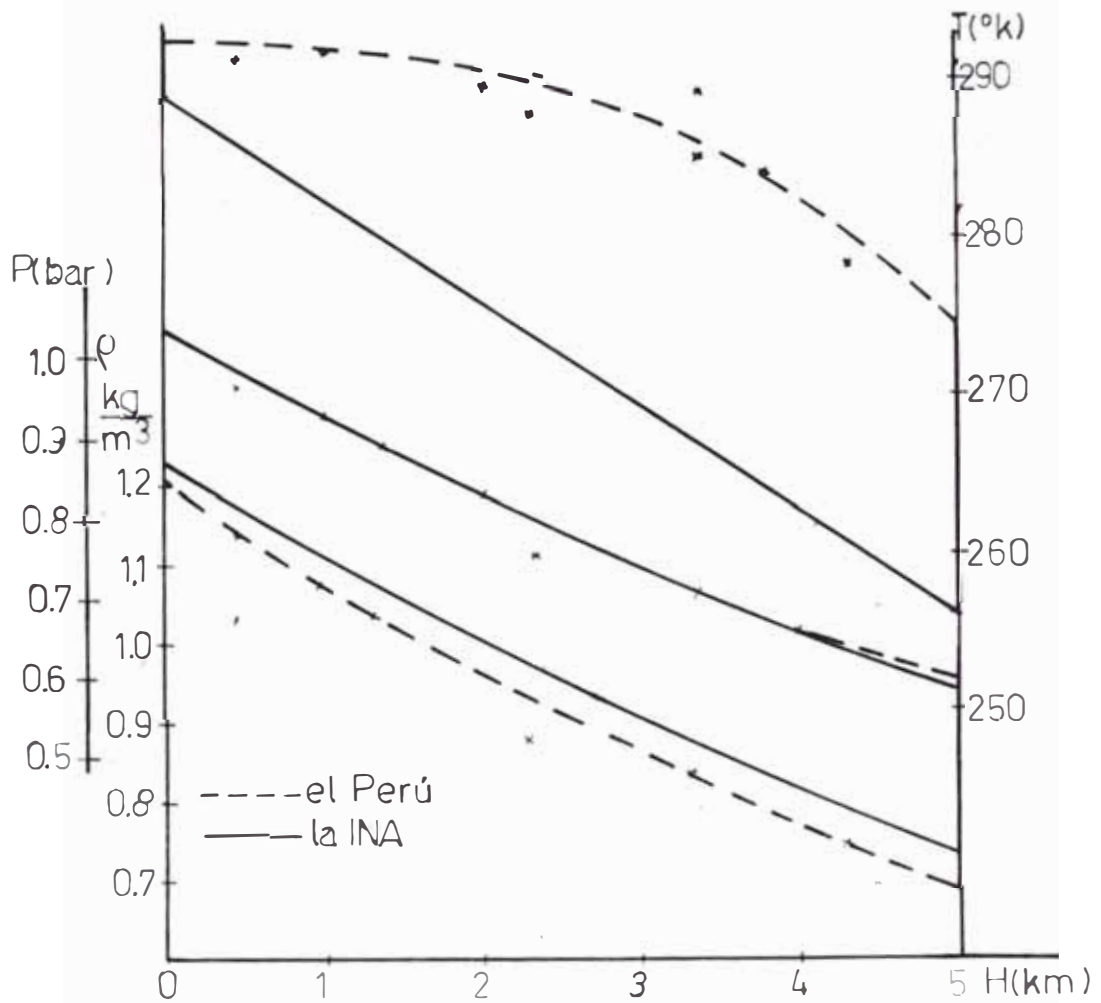
$$\frac{dP}{dH} = -\rho \quad \text{----- (2.8)}$$

Donde:

P - presión

H - altura

$\rho$  - peso específico del aire.



**Fig. 2.1** Variación de las propiedades del aire para el Perú y la INA.

Y considerando que el aire se comporta como un gas perfecto, se tiene:

$$\frac{P}{\rho} = R T \quad \text{----- (2.9)}$$

donde:

R - constante de los gases, 287 J/Kg°K.

Combinando las relaciones (2.8) y (2.9) con la ecuación (2.7), se obtiene la ecuación diferencial siguiente:

$$\frac{dp}{P} = \frac{-dH}{R (288 - 6.5H)} \quad \text{----- (2.10)}$$

Finalmente se tiene:

$$\frac{P}{P_0} = (1 - 0.02257H)^{0.256} \quad \text{----- (2.11)}$$

A partir de ésta ecuación se obtiene relaciones de presión que coinciden totalmente con los valores proporcionados por la INA (tabla N° 3), y la ventaja de ella es que nos da la variación de la presión para cualquier cota sobre el nivel del mar.

## **2.2 Influencia de la altura sobre los índices efectivos del motor.**

Los índices efectivos de los motores dependen sustancialmente de los parámetros del medio ambiente, presión, temperatura del aire en la admisión y la contrapresión en el escape. Estos valores como se trató anteriormente varían no solo con el aumento de la altitud, sino aún a altitud constante lo que hace necesario considerar condiciones estándar como referencia para el recálculo posterior.

La elaboración de las fórmulas de reducción presentan un problema complejo y las ya existentes son insuficientemente generales al no asegurar una máxima precisión debido a que en la mayoría de los casos se logran en base

a consideraciones teóricas y resultado de trabajo experimentales en los que cada autor toma criterios que considera importantes. Es así como en algunos casos se considera constantes ya sea el coeficiente de exceso de aire ( $\alpha$ ) ó el consumo horario de combustible, que en la realidad está ligada con la necesidad de variar la regulación de la bomba de inyección.

En general se puede decir que la mayoría de las fórmulas de reducción ya existentes pueden agruparse considerando los siguientes criterios de influencia de las condiciones atmosféricas:

- 1.- La influencia por igual sobre las salidas mecánicas y la potencia indicada.
- 2.- La no influencia sobre las pérdidas mecánicas.
- 3.- La influencia sobre las pérdidas mecánicas en mayor grado que sobre la potencia indicada.

La influencia de las condiciones atmosféricas sobre cada uno de los procesos de trabajo del motor se evalúan a continuación.

## **2.2. Proceso de admisión**

La composición del aire atmosférico no varía sensiblemente hasta los 20 Km. de altitud, por tanto se mantendrá constante, al igual que la del combustible hidrocarburo. Es por eso que la relación aire/combustible ( $l_0$ ) estequiométrica se mantendrá constante.

En la altura disminuye la masa de aire aspirado debido a que al aspirarse aire más frío se producen mayores



diferencias de temperatura con las paredes del cilindro y las válvulas.

1.- Las pérdidas hidráulicas ( $\Delta P_a$ ) en el proceso de admisión hace que la presión del cilindro sea menor que la presión atmosférica y puede evaluarse con:

$$\Delta P_a = P_o - P_a = (1 + \xi) \frac{C_{val}^2}{2} \rho, \quad \text{----- (2.12)}$$

donde:

$\xi$  - Coeficiente de resistencia al paso del aire en el sistema de admisión, referido a la sección de paso de la válvula.

$P_a$  - presión en el cilindro al final de la admisión.

$C_{val}$  - velocidad media del aire en la sección de paso de la válvula, en m/s.

$\rho$  - densidad del aire, en  $\text{Kg/m}^3$

En condiciones de altura se puede considerar:

$$\frac{\Delta P_H}{\Delta P_o} = \frac{\rho_H}{\rho_o} \quad \text{----- (2.13)}$$

donde los subíndices  $o$ ,  $H$  significan condiciones a nivel del mar y a una altitud dada.

2.- La caída de presión en el sistema de admisión variará con la altitud de acuerdo a la proporción:

$$\frac{\Delta P_{aH}}{\Delta P_{ao}} = \frac{\rho_H}{\rho_o} \quad \text{----- (2.14)}$$

Se deduce por lo tanto que la presión en el cilindro al final de la carrera de admisión referida a la altura será:

$$P_{aH} = P_{oH} \left( 1 - \frac{\Delta P_{ao}}{P_o} \right), \text{ MPa} \quad \text{----- (2.15)}$$

donde:

$P_{oH}$  - presión atmosférica a una altitud s.n.m. dada.

$P_o$ : Presión atmosférica al nivel del mar.

3.- La eficiencia volumétrica  $n_v$  varía con la altura según la siguiente relación.

$$\frac{n_{vH}}{n_{vo}} = \left[ \frac{T_H}{T_o} \right]^{0.8} \quad \text{----- (2.16)}$$

donde:

$T_o, T_H$  - temperatura absoluta del aire a condiciones estándar y a una altitud dada respectivamente; en °K.

4.- El consumo de aire ( $G_A$ ), varía según la siguiente relación:

$$\frac{G_{AH}}{G_{AO}} = \frac{T_H}{T_o} \frac{n_{vH}}{n_{vo}} \quad \text{----- (2.17)}$$

donde:

$G_A$  - consumo de aire, en kg/hr;

El empeoramiento de la eficiencia en la altura se debe básicamente a la influencia de los gases quemados que no han sido expulsados totalmente y que permanecen en el cilindro del motor aún después de la carrera de escape

Por definición sabemos que el coeficiente de exceso de aire  $\alpha$ , se determina mediante la relación:

$$\alpha = \frac{G_A}{G_e l_o}, \quad \text{----- (2.18)}$$

donde:

$G_e$  - consumo de combustible, en kg/h.

10 - relación aire/combustible estequiométrica.

5.- La variación de  $\alpha$  con H puede determinarse:

$$\frac{\alpha_H}{\alpha_0} = \frac{P_H}{P_0} \left[ \frac{T_0}{T_H} \right]^{0.5} \quad \text{----- (2.19)}$$

El coeficiente de exceso de aire por lo tanto disminuye con la altura, haciéndose la mezcla cada vez mas rica.

6.- En el régimen de velocidades constantes la variación de la velocidad del aire a través de la sección de paso de la válvula referida a la altitud esta dada por:

$$\frac{C_{v_{a1H}}}{C_{v_{a10}}} = \left[ \frac{T_H}{T_0} \right]^{0.5} \quad \text{----- (2.20)}$$

7.- La presión de los gases residuales varía con la altura según la siguiente relación.

$$P_{rH} = P_{r0} - P_0 \left( 1 - \frac{P_H}{P_0} \right) \quad \text{----- (2.21)}$$

donde:

$P_{r0}$ ,  $P_{rH}$  - presión de los gases residuales a nivel del mar y a una altitud dada respectivamente.

8.- La variación de la temperatura de gases residuales en la altura según MAJALDIANI V.V. puede considerarse:

$$T_{rH} = T_{r0} (1 + 0.008H), \text{ } ^\circ\text{K} \quad \text{----- (2.22)}$$

donde:

$T_{r0}$   $T_{rH}$  - Temperatura absoluta de los gases residuales al nivel del mar y a una altitud respectivamente.

H - altitud s.n.m. en Km.

9.- El cálculo de la temperatura de los gases residuales  $T_{rH}$  considerando el coeficiente de exceso de aire constante en la altura puede determinarse con la relación:

$$T_{rH} = T_{ro} - 1.16 * T_o \left(1 - \frac{T_H}{T_o}\right), \text{ } ^\circ\text{K} \text{ ---- (2.23)}$$

10.- La influencia que ejercen los gases quemados en el llenado del cilindro del motor se caracteriza por el coeficiente de gases residuales ( $\tau_r$ ), que relaciona:

$$\tau_r = \frac{M_r}{M_1} \text{ ---- (2.24)}$$

donde:

$M_r$  - cantidad de gases residuales, Kmol.

$M_1$  - cantidad de carga fresca, Kmol.

Luego de reemplazar y simplificar la expresión (2.24) el coeficiente de gases residuales puede determinarse:

$$\tau_r = \frac{1}{(\epsilon - 1)n_v} \frac{P_r}{P_o} \frac{T_o}{T_r} \text{ ---- (2.25)}$$

donde:

$\epsilon$  - relación de compresión.

11.- La variación del coeficiente de gases residuales con la altura se obtiene de:

$$\frac{\tau_{rH}}{\tau_{ro}} = \frac{P_o}{P_H} \left[ \frac{T_H}{T_o} \right]^{0.8} \frac{\left[ 1 - \frac{P_o}{P_{ro}} \left(1 - \frac{P_H}{P_o}\right) \right]}{\left[ 1 - 1.16 \frac{T_o}{T_{ro}} \left(1 - \frac{T_H}{T_o}\right) \right]} \text{ ---- (2.26)}$$

12.- La temperatura del aire al final de la carrera de admisión se determina por:

$$T_a = \frac{\Delta T + T + \tau_r T_r}{1 + \tau_r} \quad \text{----- (2.27)}$$

donde:

$T$  - temperatura absoluta del medio ambiente, °K

$\Delta T$  - incremento de temperaturas de aire admitido.

Al disminuir la temperatura del aire que ingresa al motor debido a la altura, la diferencia de temperaturas entre las paredes del cilindro y las válvulas con el aire, aumenta originando un incremento en la transmisión de calor, por tanto el valor de  $T$  puede determinarse con:

$$\Delta T = T \left[ \frac{\epsilon P_a - P_r}{P (\epsilon - 1) n_v} - 1 \right], \quad \text{----- (2.28)}$$

donde :

$P$  - presión atmosférica del medio ambiente, MP<sub>a</sub>

13.- La variación de la temperatura del aire al final del proceso de admisión, con la altura se puede obtener a partir de la siguiente relación:

$$\frac{T_{aH}}{T_{a0}} = 1 - \frac{1}{(1 + \tau_{r0})} \frac{T_0}{T_{a0}} \left[ 1 - \frac{T_H}{T_0} \right] \quad \text{----- (2.29)}$$

donde:

$T_a$  - temperatura del aire al final de la admisión, °K.

### **2.2.2 Proceso de compresión.**

La presión y temperatura al final del proceso de compresión varían directamente con los parámetros obtenidos al final del proceso de admisión, cuya influencia con

la altura es conocida. Además dependerá del carácter que tenga el intercambio de calor reflejada en el índice politrópico ( $n_1$ ), que caracteriza el proceso.

En la carrera de compresión se distinguen dos períodos, el primero, cuando la temperatura de las paredes del cilindro, culata y cabeza de pistón es mayor que la de la carga fresca, por lo que ésta última se calienta teniendo ( $n_1 > k$ ). En un instante dado la temperatura de la carga y de las paredes se igualan ( $n_1 = k$ ), luego en un segundo período la temperatura de la carga es mayor que la de las superficies por lo que el flujo de calor se invierte ocasionando ( $n_1 < k$ ), donde  $k$  es el índice adiabático del aire.

Del análisis de la influencia de la altura sobre el índice politrópico que principalmente depende del proceso termodinámico que sufra la sustancia del trabajo se deduce que varía muy insignificativamente al incremento de la altura.

El índice politrópico de compresión para motores Diesel (no sobrealimentados) varía entre los valores de 1.25 y 1.38 de acuerdo a [21] y también puede determinarse de la relación:

$$n_1 = 1.41 - 110/n \quad \text{----- (2.30)}$$

donde:

$n$  - frecuencia de rotación del cigueñal del motor,  
en  $\text{min}^{-1}$ .

La presión y temperatura al final de la compresión están dadas por las siguientes relaciones:

$$P_{cH} = P_{aH} \epsilon^{\eta_1} \quad , \quad \text{----- (2.31)}$$

donde:

$P_c$  - presión al final de la compresión, en MPa.

$$T_{cH} = T_{aH} \epsilon^{\eta_1 - 1} \quad , \quad \text{----- (37)}$$

donde:

$T_c$  - temperatura al final de la compresión, en °K.

### 2.2.3 Proceso de combustión

El análisis de la influencia de la altura sobre los diversos parámetros del proceso de combustión, depende de muchos factores, el cual lo hace bastante complejo; y que en el caso del presente trabajo se mencionarán las influencias más notables.

Con el incremento de la altitud disminuyen la densidad y el flujo de aire aspirado, se reduce la calidad de pulverizado del combustible, por lo que aumenta el retraso del encendido (descenso de la velocidad de inflamación) y de la potencia, por tanto en un motor Diesel a diferencia del motor de gasolina, el encendido y por tanto el ciclo de funcionamiento del motor, son afectados notablemente por la variación de la altura.

El período de retardo del encendido, que es el tiempo transcurrido desde que se inicia la inyección hasta que comienza la inflamación de las primeras partículas de combustible, es una característica principal del proceso de combustión en un motor Diesel, y depende en suma, de las condiciones de trabajo del motor, de su estructura (condiciones de transmisión de calor) y de las propieda-

des físico-químicas del combustible. Este período se ve incrementado notablemente con el incremento de la altitud, el mismo que fue determinado en trabajos experimentales realizados en diversos laboratorios y bancos de prueba para tal efecto.

La determinación del tiempo de retardo del encendido está basado en fórmulas semianalíticas que con ayuda de trabajos experimentales efectuados en laboratorios y bancos de pruebas, para determinadas características de toberas y cámaras de combustión no permiten obtener normas generales mas exactas que las deducciones del cálculo teórico. La ecuación general que determina el retraso del encendido fué deducida por N.Semenvov. [17]

$$t \sim \frac{A}{P_c^m} e^{E/RT_c} \text{ , seg.} \quad \text{----- (2.33)}$$

Donde:

E: energía de activación del combustible, KJ/K<sub>m01</sub>;

R: constante universal de los gases, K<sub>J</sub>/K<sub>m01</sub>°K;

T<sub>c</sub>: temperatura de encendido, en °K;

A: constante que depende del tipo de combustible;

m: coeficiente de orden de encendido.

Para el calculo de la variación de la demora del encendido con la altura, se puede emplear la siguiente relacion, según [22]:

$$\frac{t_H}{t_0} = 0.6 \left[ \frac{P_{c0}}{P_{cH}} \right]^m e^{(1/T_{cH} - 1/T_{c0})E/R}, \quad \text{--- (2.34)}$$



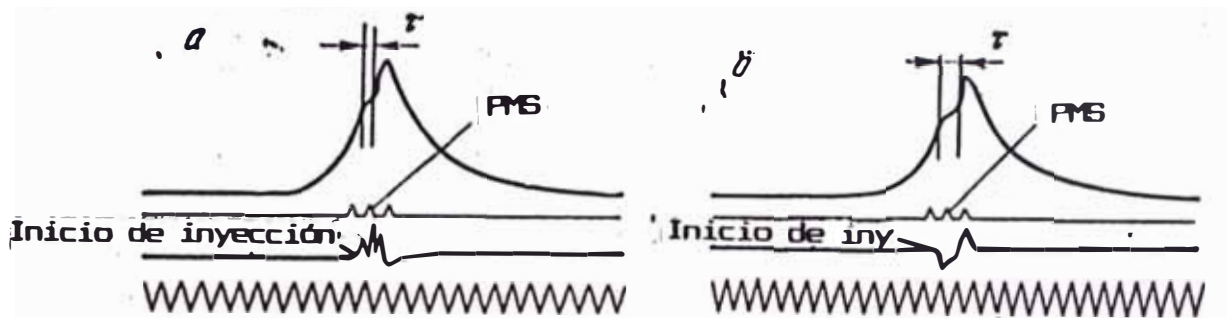


Fig. 2.2 Variación del periodo de retardo de inflamación a diferentes alturas, en un diagrama abierto.

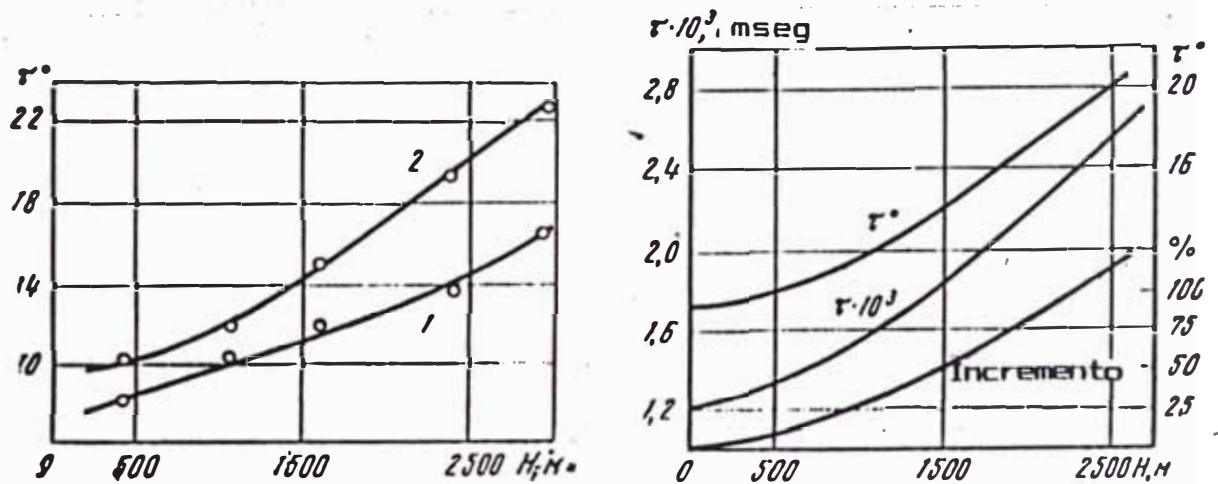


Fig. 2.3 Variación del periodo de retardo con la altura.

- 1 -suministro y presión invariable de combustible.
- 2 -suministro y presión óptima de combustible.

La fig. 2.2 muestra la variación del periodo de retardo de inflamación en función de la altura, donde se nota claramente el incremento con la altura. La figura 2.3 muestra la misma variación referida a grados de giro del cigüeñal para diferentes altitudes [17].

El diagrama indicado del ciclo en la altura tiende a un proceso de combustión a presión constante (caracterís-

ticas de los motores Diesel lentos) debido al incremento del retardo del encendido por lo que en los cálculos se asume que la relación entre la presión máxima de ciclo y la presión de compresión permanece invariable al incremento de la altitud.

$$\lambda = P_z/P_c$$

El funcionamiento del Diesel con presiones de aire mucho menores que las consideradas al adoptar el sistema de inyección, hace que la penetración del chorro de combustible sea mayor llegando a chocar con las paredes del cilindro, donde se deposita parcialmente, quemándose una parte ya en el periodo de expansión originando un incremento en la emisión de humos y disminuyendo la eficiencia del ciclo.

Otros factores importantes del sistema de inyección que se ven afectados con la variación de las condiciones ambientales son:

- 1.- Propiedades físicas del combustible tales como: viscosidad, densidad, tensión superficial, elasticidad.
- 2.- Presiones de inyección.
- 3.- Condiciones de presión y temperatura del aire al momento de la inyección.
- 4.- Duración de la inyección.

El grado de pulverización del combustible, se empeora en la altura, ya que es más fino cuanto más alta sea la densidad del medio que se tenga en la cámara de combustión, ello se indica por la pequeñez del tamaño de las

partículas de chorro de combustible, y también por el rango de variación del tamaño de las partículas.

De algunas fórmulas y experimentos realizados puede llegarse a las conclusiones siguientes:

- 1° El tamaño promedio de las partículas de combustible pueden disminuirse al incrementar la presión de apertura de inyección.
- 2° El tamaño promedio de las partículas aumenta al disminuir la densidad del aire en la cámara de combustión.
- 3° La penetración del chorro de combustible aumenta a mayor diametro del orificio de la tobera de inyección.
- 4° Un aumento de la presión de inyección aumenta la penetración del chorro pulverizado; y es más rápido a mayor presión de inyección.
- 5° A menor densidad del aire en la cámara de combustión aumenta la penetración.
- 6° La geometría del orificio (diámetro y longitud) de la tobera también influye en la penetración.

Cabe mencionar que siendo la penetración y la pulverización del combustible dos propiedades opuestas, al tratar de mejorar una de ellas, la otra se ve empeorada.

Para la determinación de la temperatura  $T_x$ , correspondiente al punto de máxima presión es necesario conocer el coeficiente de aprovechamiento de calor  $\xi_x$  y su comportamiento al incremento de la altitud. Se sabe que dicho coeficiente es la relación entre el poder calorífico realmente aprovechado ( $H'_u$ ) y el poder calorífico del combustible ( $H_u$ ).

$$\xi_z = \frac{H'_u}{H_u} \quad \text{----- (2.35)}$$

Este coeficiente disminuye al incremento de la altitud, además cuando el coeficiente de exceso de aire ( $\alpha$ ) sea menor que 1, el  $H'_u$  disminuirá debido a la presencia de combustión incompleta originando que parte del calor no se desprenda lo que conduce a que  $T_z$  disminuya.

#### 2.2.4 Proceso de expansión.

En este proceso de trabajo donde la combustión aún no termina y se realiza con absorción (hacia las paredes del cilindro) y desprendimientos simultáneos de calor (productos de combustión), la diferencia de temperaturas entre las paredes del cilindro y los gases de la combustión es elevada, por lo que la transferencia de calor desempeña un papel importante. Esto trae como consecuencia que el índice politrópico de expansión  $n_z$ , difiera bastante con el índice isoentrópico  $k$ .

Este índice politrópico se ve disminuido debido al incremento de la frecuencia de rotación del cigueñal del motor, ocasionado por el aumento de la cantidad de combustible que participa en la postcombustión y el decrecimiento de la transmisión calorífica hacia las paredes del cilindro; éste índice se encuentra en el rango de 1.23 - 1.30 y de acuerdo a [24] puede calcularse con:

$$n_z = 1.18 + 130/n \quad \text{----- (2.36)}$$

Con el incremento de la altitud, un motor sin regulación de  $\alpha$ , debido a las mayores temperaturas de combustión, las pérdidas de calor también aumentan, por lo que

el índice politrópico de expansión promedio tendería a disminuir con la altura. De otro lado si se limita el suministro de combustible es decir regulando  $\alpha$ , las pérdidas de calor también disminuyen, por las menores diferencias de temperatura, así como por la disminución del coeficiente de transmisión de calor, ya que depende de la presión y temperatura de los gases de combustión. Es por ello que se asume que al regular  $\alpha$ , el exponente  $n_2$  se mantiene constante con la altura.

### **2.3 Influencia de las condiciones atmosféricas sobre los índices indicados y efectivos del motor.**

La mayoría de los trabajos de investigación sobre la influencia de las condiciones atmosféricas en el funcionamiento de los motores de combustión interna están orientadas a establecer fórmulas de reducción referidas a condiciones tomadas por estándar, las mismas al igual que las normas son específicas para cada condición y país.

A continuación se describe la influencia de las condiciones atmosféricas sobre:

#### **2.3.1 Eficiencia indicada ( $\eta_i$ )**

La eficiencia indicada del ciclo en un motor diesel es sensible a la variación del índice politrópico de expansión, el grado de pre-expansión y el coeficiente de exceso de aire, cuya variación al incremento de la altitud es conocida.

En 1961 el CIMAC (Consejo Internacional de Fabricantes de Motores de Combustión Interna) recomendó la utilización de fórmulas de reducción desarrolladas por MAJAL-

DIANI V.V. que introducía datos experimentales sobre el carácter lineal de:

$$\frac{\eta_i}{\alpha} = f(\alpha)$$

en la cual se introducía también la aceptación del criterio de que la carga másica de los cilindros puede tomarse como una relación directamente proporcional a la presión atmosférica e inversamente proporcional a la raíz cuadrada de la temperatura absoluta del aire.

Por tanto se puede considerar con bastante aproximación que el coeficiente de exceso de aire tiene mayor influencia en la eficiencia indicada, por tanto:

$$\eta_i \sim \alpha \quad \text{ó bien:} \quad \frac{\eta_i}{\alpha} \sim \frac{\eta_a}{\alpha} \quad \text{----- (2.37)}$$

La relación que muestra la variación de la eficiencia indicada con la altura es:

$$\frac{\eta_{iH}}{\eta_{i0}} = \frac{P_{iH}}{P_{i0}} \quad \text{----- (2.38)}$$

### **2.3.2 Presión media indicada: (Pi)**

La presión media indicada está relacionada a la eficiencia indicada por:

$$P_i = \eta_i \rho \frac{\eta_u}{\alpha} \frac{H_u}{l_0} \quad \text{----- (2.39)}$$

donde:

$H_u$  -poder calorífico del combustible en, MJ/Kg

$\rho$  -densidad del aire al ingreso del cilindro, Kg/m<sup>3</sup>

### 2.3.3 Consumo específico indicado: ( $g_i$ )

Su influencia está relacionada a la presión indicada, cuya variación con la altura se puede determinar:

$$\frac{g_{iH}}{g_{i0}} = \frac{P_{i0}}{P_{iH}} \quad \text{----- (2.40)}$$

### 2.3.4 Potencia de fricción: ( $Nfr$ )

La potencia media de fricción está determinada por dos factores una que es función de las presiones ( $P_i$ ) y que es sensible a la variación de la altura y el otro factor que es independiente de dicha influencia.

Según SCHIMIDT F. la variación de la potencia de fricción con la altura se puede calcular:

$$\frac{Nfr_H}{Nfr_0} = (1-b) \frac{P_{iH}}{P_{i0}} + b \quad \text{----- (2.41)}$$

donde:

$b$ : factor constante, que relaciona la magnitud de la componente constante para toda la potencia de fricción a una altitud estandar; depende del tipo de motor y debido a su poca influencia puede tomarse  $b \approx 0.65$ .

### 2.3. Presión media de fricción: ( $P_{fr}$ )

Su influencia también es proporcional a la potencia de fricción, considerando la frecuencia de rotación del motor constante se puede escribir:

$$\frac{Pfr_H}{Pfr_0} = \frac{Nfr_H}{Nfr_0} \quad \text{----- (2.42)}$$

Según SCHMIDT F. la variación puede determinarse con:

$$\frac{P_{frH}}{P_{fro}} = 0.65 + 0.35 \frac{P_{1H}}{P_{1ro}} \quad (2.43)$$

### 2.3.6 Eficiencia mecánica: ( $n_m$ ).

Se sabe que:

$$n_m = 1 - \frac{P_{fr}}{P_1} \quad (2.44)$$

Al analizar la variación de cada factor con respecto a la altura se obtiene:

$$\frac{n_{mH}}{n_{mo}} = 1 - b \left[ \frac{1}{n_{mo}} - 1 \right] \left[ \frac{P_o}{P_H} \left( \frac{T_H}{T_o} \right)^{0.5} - 1 \right] \quad (2.45)$$

### 2.3.7 Potencia efectiva: ( $N_e$ ).

La variación de las condiciones atmosféricas se manifiestan de diferentes formas sobre la potencia y la economía del motor ya que influyen variando la cantidad de aire que ingresa al cilindro, el coeficiente de exceso de aire durante la combustión y el consumo efectivo de combustible. Para determinar su influencia es necesario considerar cada uno de los factores mas importantes que influyen en la potencia efectiva.

$$N_e = \frac{H_u}{\alpha l_o} V_h \rho n_v n_1 n_m n_c \quad (2.46)$$

La variación de la potencia efectiva se puede determinar con:

$$\frac{N_{eH}}{N_{eo}} = \frac{G_{BH}}{G_{Bo}} \frac{\alpha_o}{\alpha_H} \frac{g_{eo}}{g_{eH}} \quad (2.47)$$

donde:

$G_B$  : consumo de aire, Kg/hr



La solución analítica del problema es muy compleja, debido a la ausencia de relaciones estrictas entre los parámetros que intervienen en la ecuación de la potencia y las condiciones atmosféricas, por tanto tiene mayor difusión relaciones empíricas que considerando ciertos criterios son evaluados experimentalmente.

La variación de la potencia, para un régimen de velocidad constante, puede expresarse como:

$$\frac{N_{eH}}{N_{e0}} = \frac{\rho_H}{\rho_0} \frac{n_{1H}/a_H}{n_{10}/a_0} \frac{n_{vH}}{n_{v0}} \frac{n_{mH}}{n_{m0}} \quad \text{----- (2.48)}$$

Si se reemplaza estos terminos por:

$$K_p = \frac{\rho_H}{\rho_0}, K_a = \frac{n_1/a}{n_{10}/a_0}, K_v = \frac{n_{vH}}{n_{v0}} \text{ y } K_m = \frac{n_{mH}}{n_{m0}}$$

La relacion (2.48) queda como:

$$\frac{N_{eH}}{N_{e0}} = K_p K_a K_v K_m \quad \text{----- (2.49)}$$

La variación de  $K_p$  está determinada en tablas de acuerdo a la variación de las condiciones atmosféricas que están en las tablas N°1 y N°2.

La variación de  $K_a$  con la altura está de acuerdo al cambio que experimenten el índice politrópico de expansión, el grado de pre-expansión y principalmente el coeficiente de exceso de aire, además se había deducido que:

$$\frac{n_1}{\alpha} = \frac{n\alpha}{\alpha} \quad \text{----- (2.50)}$$

Por lo que  $K_a$  puede ser expresado:

$$K_{\alpha} = \frac{n_{\alpha H}/a_H}{n_{\alpha 0}/a_0} \quad \text{----- (2.51)}$$

Ademas de la relación (24) puede determinarse la variación de  $\alpha$  con la altura y con la ayuda de la fig. 2.4  $n_{\alpha}/a$  en función de  $\alpha$  se establece una relación entre  $n_{\alpha}/a$  y H que se pueden hallar gráficamente y de acuerdo a su trayectoria obtiene la ecuación matemática correspondiente y que es válida hasta los 5000 msnm.

$$K_{\alpha} = 1 + 0.091H^{0.826} \quad \text{----- (2.52)}$$

La variación de  $K_v$  se muestra en la relación (2.16).

La variación de  $K_m$  con respecto a la altura puede ser considerada de acuerdo en la relación (2.45) y puede escribirse:

$$K_m = 1 - 0.65 \left[ \frac{1}{n_{m0}} - 1 \right] \left[ \frac{P_0}{P_H} \left[ \frac{T_H}{T_0} \right]^{0.5} - 1 \right] \quad \text{-- (2.53)}$$

También puede determinarse con bastante aproximación con la expresión de M.M.MASLENIKOV:

$$K_m = 1.11 - 0.11 \frac{p_H}{p_0} \quad \text{----- (2.54)}$$

Finalmente considerando la variación de cada uno de los factores se puede escribir:

$$\frac{N_{\alpha H}}{N_{\alpha 0}} = \left[ 1 + 0.091H^{0.826} \right] \left[ 1.11 - 0.11 \frac{p_H}{p_0} \right] \frac{P_H}{P_0} \left[ \frac{T_0}{T_H} \right]^{0.5} \quad \text{--- (2.55)}$$

### **2.3.8 Consumo específico efectivo: (g)**

La variación del consumo efectivo con la altura se puede obtener de:

$$\frac{g_{eH}}{g_{eo}} = \frac{G_{cH} N_{eo}}{G_{co} N_{eH}} \quad \text{----- (2.56)}$$

Para un mismo régimen de velocidad  $G_{cH} \approx G_{co}$ , por tanto la expresión (2.56) queda expresada:

$$\frac{g_{eo}}{g_{eH}} = \frac{N_{eH}}{N_{eo}} \quad \text{----- (2.57) = (2.55)}$$

Las fórmulas de reducción que pueden expresarnos la variación de la potencia efectiva con respecto a la altura son variadas.

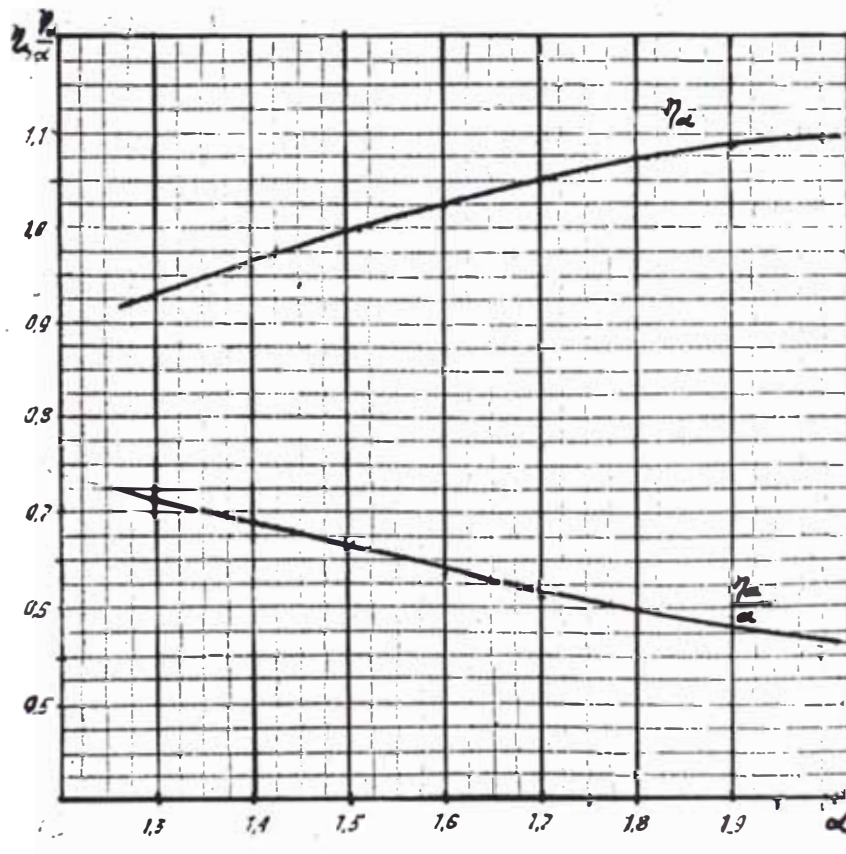


Fig. 2.4 Variación de  $n_\alpha$  y  $n_\alpha/\alpha$  en función de  $\alpha$

## CAPITULO III

### COMPORTAMIENTO DEL MOTOR DIESEL SOBREALIMENTADO POR TURBOCOMPRESORES EN LA ALTURA.

#### 3.1 Influencia de la presión atmosférica en el motor sobrealimentado.

La particularidad mas notoria en condiciones de altura es la variación de la presión atmosférica, por lo que nos limitaremos en ésta parte al análisis de su influencia sobre el funcionamiento de un motor diesel considerando una temperatura y humedad constantes.

Si asumimos que la temperatura atmosférica sea constante y la presión atmosférica variable, la interrelación de los parámetros del aire que ingresa al cilindro del motor en condiciones estándar y a una altitud dada se expresará como :

$$G_a = \frac{G_{aH}}{G_{a0}} = \frac{P_{aH}}{P_{a0}} = \frac{P_{KH} \nu_{vH}}{P_{a0} \nu_{v0}} = \frac{P_{0H} \pi_{KH} T_{K0}}{P_{a0} \pi_{K0} T_{KH}} \frac{\nu_{vH}}{\nu_{v0}} \quad \text{--- (3.1)}$$

donde:

Los subíndices finales 0 y H representan al parámetro en condiciones estándar y de altura respectivamente.

La barra horizontal encima de un parámetro indica la relación de dicho parámetro en condiciones de altura sobre él mismo en condiciones estándar.

$G_a$  - masa de aire al final de la admisión, Kg/hr

$\rho_k$  - densidad del aire después de compresión, Kg/m<sup>3</sup>

$\pi_k$  - grado de elevación de presiones en el compresor

$n_v$  - coeficiente de llenado

$T_k$  - temperatura del aire después del compresor; °K

Si no existe enfriador de aire se tiene:

$$\left. \begin{aligned} T_{k0} &= T_{00} \pi_{k0}^{(k-1)/k} \\ \text{y } T_{kH} &= T_{0H} \pi_{kH}^{(k-1)/k} \end{aligned} \right\} \text{----- (3.2)}$$

Entonces la expresión (63) puede escribirse como:

$$\overline{G_a} = \frac{\rho_{aH}}{\rho_{a0}} = \frac{P_{0H}}{P_{00}} \left[ \frac{\pi_{kH}}{\pi_{k0}} \right]^{1/k} \frac{n_{vH}}{n_{v0}} \text{----- (3.3)}$$

Considerando la otra notación, la expresión (3.3) se puede escribir como:

$$\overline{G_a} = \overline{\rho_a} = \overline{P_0} \overline{\pi_k}^{1/k} \overline{n_v} \text{----- (3.4)}$$

Si se utiliza un sistema de enfriamiento del aire de admisión, se asegurará que  $T_{k0} = T_{kH}$  entonces:

$$\overline{G_a} = \overline{P_0} \overline{\pi_k} \overline{n_v} \text{----- (3.5)}$$

La expresión(3.5) es del todo correcta si se desprecia la influencia de la presión atmosférica sobre la caída de la presión del aire en el enfriador ( $P_x$ ).

De las expresiones anteriores se puede concluir que la variación de la presión atmosférica que determina la densidad del aire ( $\rho_0$ ) antes del compresor, influye sobre la densidad del aire ( $\rho_k$ ) que ingresa a los órganos de

admisión y por tanto también influye en la cantidad de aire que ingresa al cilindro del motor ( $G_a$ ). Los límites de variación de la presión atmosférica también influye sobre el funcionamiento del turbocompresor, en particular sobre  $\pi_k$  y el coeficiente de llenado ( $n_v$ ).

La densidad de la carga ( $p_a$ ) también depende de la efectividad del enfriamiento intermedio del aire.

Trabajos experimentales según [4], mostraron que al variar la presión del aire delante de los órganos de admisión desde 0.15 a 0.10 MPa, el coeficiente de llenado varía de 0.80 a 0.788, es decir 1.5%; asimismo experimentos realizados en un motor diesel D-50 en condiciones de altura hasta los 2500 m.s.n.m, el coeficiente de llenado varía en no mas de 2%; tal variación pequeña puede despreciarse y por tanto se puede escribir:

$$G_a = P_o \pi_k^{1/k} \quad \text{----- (3.6)}$$

$$G_a = P_o \pi_k \quad \text{----- (3.7)}$$

La influencia de la variación de la presión atmosférica sobre el grado de elevación de presión en el compresor ( $\pi_k$ ), depende del esquema de sobrealimentación, del régimen de funcionamiento del motor, frecuencia de rotación del rodete del compresor ( $n_r$ ) y de las características del compresor.

La particularidad de las características de los compresores viene a ser la variación brusca de  $\pi_k$  a pequeñas variaciones de consumo de aire; aún más, dicha variación

de  $\pi_k$  y el consumo de aire que corresponde a valores óptimos de rendimiento del compresor es bastante estrecho; ésta particularidad mas otras experiencias hacen que los compresores rotativos no sean aplicables para un trabajo conjunto con el motor diesel en condiciones de altura y que preferentemente se emplean los compresores centrífugos en sistemas de sobrealimentación con turbina de gas.

El esquema constructivo y su nivel de sobrealimentación influyen considerablemente sobre los índices principales del motor, por lo que surge la necesidad natural de determinar en cuál de ellos asegura un suministro de aire óptimo al motor bajo condiciones de variación de presión atmosférica.

Esto significa que el sistema de sobrealimentación por turbina de gas utilizando los gases de escape, sean las más aplicadas en un motor diesel, existiendo la posibilidad de utilizar en sistema turbocompresor libre y con compresor conectado.

Un análisis de los dos esquemas determina que en el sistema con turbocompresor conectado y mando mecánico del compresor, la frecuencia de rotación del rodete ( $n_r$ ) y por tanto  $\pi_k$  dependen sólo de la frecuencia de rotación del cigueñal del motor, entonces  $\pi_k$  y  $\eta_{TK}$  (eficiencia del grupo turbocompresor) se mantendrán invariables; por tanto en éste sistema una variación de  $P_0$  varía proporcionalmente la densidad del aire delante de los órganos de admisión, entonces:

$$p_a = p_k = P_0 \quad \text{----- (3.8)}$$

El mantener forzosamente  $n_{TK}$  constante eliminará la posibilidad de determinar el grado de influencia de la presión atmosférica sobre los índices del turbocompresor; sin embargo separar la influencia de la presión atmosférica sobre los índices del turbocompresor sólo es posible en el sistema libre, en un régimen de frecuencia de rotación del motor constante ( $n=cte$ ) y el suministro cíclico de combustible ( $G_{cc}$ ) constante; donde la frecuencia de rotación del rotor del turbocompresor libre depende de la potencia de la turbina ( $N_T$ ); en la ecuación del balance de energía del grupo se tiene:

$$N_T = N_k$$

donde:

$N_k$  - potencia del compresor.

La función que relaciona  $\pi_k$  con los índices de trabajo de la turbina, y que nos permite evaluar el carácter de la influencia de la presión atmosférica sobre  $\pi_k$  es:

$$\pi_k^{0.286} = 1 + 1.15 [1 - (P_2/p_T)^{0.286}] T_T / 293 n_{TK} \quad \text{--- (3.9)}$$

donde:

$n_{TK} = n_T n_k$  - rendimiento del grupo turbocompresor.

$P_2$  - presión de los gases a la salida de la turbina.

$P_T, T_T$  - Presión y temperatura de los gases al ingreso a la turbina, respectivamente.

De la relación (3.9) se puede deducir que a medida que aumentan la presión y la temperatura de los gases de-



lante de la turbina, aumenta el grado de elevación de presiones del compresor.

Haciendo un analisis de (3.9) tomando en cuenta que:

$$H_T = \frac{G_o^2}{(\mu F_T)^2 \rho_z 2g} = f(n_r^2) \quad \text{----- (3.10)}$$

$$N_T = G_T H_T n_T \quad \text{----- (3.11)}$$

donde:

$H_T$  - salto térmico en la turbina.

$\rho_z$  - densidad de los gases a la salida de la turbina

$n_T$  - eficiencia de la turbina.

Se concluye que una disminución de la presión atmosférica ( $P_o$ ) significa una disminución correspondiente de la presión máxima del ciclo ( $P_x$ ) y la densidad de los gases. Esto traerá como consecuencia el crecimiento en el salto térmico ( $H_T$ ), potencia en la turbina y en la frecuencia de rotación del rotor del turbocompresor ( $n_r$ ).

Al conservar el consumo cíclico de combustible ( $G_{cc}=cte$ ) y al mismo tiempo disminuir la carga del aire, disminuye también el coeficiente de exceso de aire por tanto crece la temperatura de los gases de escape, lo que permite el incremento de la energía de los gases y por ende la potencia de la turbina. El conservar la potencia efectiva del motor constante ( $N_o=cte$ ) para una disminución considerable de  $P_o$  sólo es posible gracias al incremento del suministro cíclico de combustible ( $G_{cc}$ ), en éste caso el crecimiento de la temperatura de los gases será mas intenso y por consiguiente en dicho régimen se

puede esperar un crecimiento intenso de  $n_{TK}$ , en comparación con el régimen de  $G_{ce} = \text{cte}$ .

El análisis previo de la interacción de la turbina, el compresor y en especial el motor, permite establecer solamente la dirección y tendencia cualitativa de la influencia de  $P_o$  sobre  $N_T$ ,  $n_{TK}$  y  $\pi_k$ ; ésta tendencia consiste en que a medida que disminuye la presión atmosférica deben aumentar la frecuencia de rotación del rotor del turbocompresor ( $n_r$ ) y el grado de incremento de la presión.

La influencia de  $P_o$  sobre  $\pi_k$  en sistemas con turbocompresor conectado y libre, define una sensibilidad menor en el sistema de turbocompresor libre, por lo que será conveniente su aplicación en caso de que el diesel trabaje en condiciones de altura; ésta aseveración es certificada mediante trabajos experimentales según [4].

El trabajo experimental realizado en los alpes con un motor diesel de 4 tiempos con un turbocompresor libre, que a  $n = 2400$  rpm entregó una potencia de 103 Kw, el mismo motor sin sobrealimentación dió una potencia de 73.6 Kw a  $n = 2200$  rpm; de acuerdo a éllo se hizo la tabla N°5, de resultados experimentales considerando el incremento de la frecuencia de rotación del rotor del turbocompresor ( $n_r$ ).

En promedio la frecuencia de rotación del compresor se incrementa en 1.8% por cada 300 m de incremento en la altitud; hasta los 2450 m se logró conservar la potencia

del motor diesel con sobrealimentación en el régimen nominal, mientras que a esa altitud el motor de aspiración natural entregaba una potencia 26% menor.

**TABLA N°5** Incremento de la frecuencia de rotación del rotor del turbocompresor libre con la altura.

altitud (m)	0	1200	2140	5200
$n_r$ ( $\text{min}^{-1}$ )	47600	51135	53940	65000

En altitudes mayores a 2400 m, el motor sobrealimentado entregaba aproximadamente un 6% menos de la potencia por cada 1000 m de incremento en la altitud.

En el experimento realizado [4] en un motor diesel de 4 tiempos **6S2775pv**, se notó que para una disminución de  $P_o$  en un 32%,  $\pi_k$  creció desde 1.55 a 1.9, es decir más de 22%; pero dicho incremento no aseguró una compensación total de  $P_o$ , debido a esto  $P_k$  disminuyó un 17.8%.

Del mismo modo se logró establecer que el ritmo de variación de  $n_r, \pi_k$ , depende de particularidades constructivas del motor diesel y del turbocompresor, así como del grado de sobrealimentación que por lo general crece más intensamente al disminuir  $P_o$  a mayor magnitud inicial de  $\pi_k$ ; sin embargo el aumento de  $\pi_k$  disminuye la densidad del aire y no puede compensar totalmente la influencia negativa de la disminución de  $P_o$  sobre la densidad del aire o la carga de los cilindros del motor.

Para que la densidad del aire despues del compresor siga siendo suficiente al variar  $P_o$  se debe asegurar el cumplimiento de la ecuación siguiente en caso de ausencia de enfriamiento del aire de admisión:

$$\left[ \frac{\pi_{kH}}{\pi_{kO}} \right]^{1/\kappa} = \frac{P_{oO}}{P_{oH}} \quad \text{----- (3.12)}$$

En el caso de que el sistema cuente con enfriamiento, debe asegurarse que  $T_k = \text{cte.}$  mediante la regulación del aire admitido:

$$\frac{\pi_{kH}}{\pi_{kO}} = \frac{P_{oO}}{P_{oH}} \quad \text{ó} \quad P_o = 1/\pi_k \quad \text{----- (3.13)}$$

Pese a un aumento visible de  $n_r$  y  $\pi_k$  la invariabilidad de la magnitud de  $P_k$  y  $p_B$  al disminuir  $P_o$  no es posible asegurar, ya que la disminución relativa de la presión atmosférica  $P_o$ , por lo general es más considerable que el aumento de  $\pi_k$ . Por tanto en regímenes de  $G_{cc} = \text{cte}$  y  $n = \text{cte}$  a medida que disminuya  $P_o$ , disminuye también el coeficiente de exceso de aire.

La magnitud relativa de la carga cíclica de aire para los motores sin enfriamiento ( $G_{cB}$ ) puede considerarse igual a:

$$\frac{G_{cBH}}{G_{cBO}} = \frac{G_{cBH}}{G_{cBO}} = \frac{P_o}{\pi_k^{1/\kappa}} \quad \text{----- (3.14)}$$

Para el caso de ausencia de enfriamiento del aire:

$$G_{cB} = P_o \pi_k \quad \text{----- (3.15)}$$

Por tanto:

$$\bar{\alpha} = \alpha_H / \alpha_0 = \overline{G_{CB}} = \overline{p_a} \quad \text{----- (3.16)}$$

Para mantener  $\bar{\alpha} = 1$  al disminuir  $P_0$ , es necesario disminuir correspondientemente:

$$\left. \begin{array}{l} \overline{P_0} \overline{\pi_k^{1/\kappa}} = 1 \\ \overline{P_0} \overline{\pi_k} = 1 \end{array} \right\} \quad \text{----- (3.17)}$$

Según trabajos experimentales [4] efectuados en un motor diesel 12CH 18/20 con turbocompresor libre TKP-23 a una altitud de 2070 m, en uno de los regímenes de trabajo para  $n=1500$  rpm, se obtuvieron los siguientes resultados:

$$P_0 = 0.76; \quad n_{\epsilon k} = 1.26; \quad \pi_k = 1.13; \quad P_k = 0.865,$$

Considerando la presión atmosférica normal  $P_0=0.1013$  MPa, y  $P_{0H} = 0.0764$  MPa (a 2070 m.s.n.m.)

De los datos se concluye que al disminuir la presión atmosférica en un 24%, la frecuencia de rotación creció en un 26%, mientras que  $\pi_k$  aumentó en 13%. Pese al aumento de  $n_r$  y  $\pi_k$  la presión de sobrealimentación  $P_k$  aumentó en 13.5%, y que para conservar el  $P_k$  en un nivel invariable  $\pi_k$  debería aumentar no en un 13% si no en 24%, es decir tanto como disminuye  $P_0$ .

Para una igualdad de los principales índices de los motores con turbocompresor conectados y libres en el régimen nominal ( $N_e=100\%$ ), se señala una diferencia sustantiva en la intensidad de variación del rendimiento mecánico, rendimiento efectivo, consumo específico de combus-

tible, coeficiente de exceso de aire, carácter de variación del balance de energía del turbocompresor, frecuencia de rotación, grado de incremento de presión, consumo de aire y presión de sobrealimentación.

Esto se explica debido a la particularidad de que al disminuir la carga ocurre una disminución del rendimiento mecánico ( $n_m$ ) en cualquier motor diesel sobrealimentado y de aspiración natural, sin embargo la disminución de  $n_m$  en los motores turboalimentados conectados se realiza con mayor intensidad que en los motores con turbocompresor libre, debido al aumento del desbalance de la energía al mantener  $n = cte$  que asegurará una invariabilidad de la frecuencia de rotación del rotor ( $n_r$ ) del turboalimentador, y la potencia que consume el compresor ( $N_k$ ). Al mismo tiempo la menor energía disponible de los gases ( $T_T, P_T$ ) ocasiona una menor potencia de la turbina ( $N_T$ ), menor rendimiento de la misma, generando de éste modo un incremento de  $(N_k - N_T)$ , correspondiente a la magnitud de desbalance de la energía.

La energía necesaria para hacer girar el compresor está dada por los gases de escape del motor; sin embargo esto conlleva a una disminución de la potencia efectiva, un crecimiento de las pérdidas mecánicas y por ende una disminución del rendimiento mecánico.

En el motor con turbocompresor libre también ocurre una disminución de la potencia de la turbina, pero en todos los regímenes independientemente de la magnitud de la

carga se conserva el balance de energía del turbocompresor ( $N_k=N_T$ ), de éste modo el rendimiento mecánico puede ser evaluado con:

$$n_m = 1 - \frac{N_{fr} + N_{ma} + N_{cae} + (N_k - N_T)}{N_i} \quad \text{----- (3.18)}$$

donde:

$N_i$  - Potencia indicada.

$N_{fr}$  - Potencia de fricción.

$N_{ma}$  - Potencia de los mecanismos auxiliares.

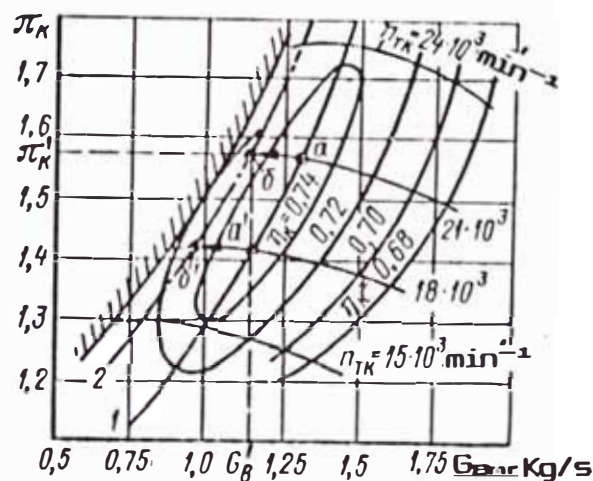
$N_{cae}$  - Potencia de las carreras de admisión y escape.

Queda claro que a iguales condiciones,  $n_m$  en el motor turboalimentado conectado en todas las cargas intermedias será menor que en los motores con turbocompresor libre, aún si en el régimen nominal se asegura su igualdad.

Se concluye que en todas las cargas parciales el motor con turbocompresor libre es más adaptable y más económico en el régimen de funcionamiento característico del motor diesel y es utilizado en plantas de generación eléctrica por las ventajas incomparables cuando se aplica en condiciones de altura ; sin embargo el aumento de la contrapresión en el escape en casos que  $N_T$  exceda a la potencia requerida por el compresor ( $N_k$ ), puede ser una desventaja determinante respecto al sistema con turbocompresor conectado.

Para analizar la influencia de la variación de  $P_o$  sobre el trabajo conjunto del compresor y el diesel se muestra la fig.3.1 , en la cual se tienen las curvas del

compresor y la característica hidráulica del motor (línea 1), que funciona en condiciones atmosféricas estándar; el régimen de trabajo del turbocompresor está caracterizado por el punto *a* con  $n_r = 21 \cdot 10^3 \text{ min}^{-1}$ , suponiendo que el motor trabaja con un compresor conectado y funciona a régimen de  $n = \text{cte}$ ; para la disminución de  $P_0$  el consumo de aire también disminuirá y el régimen de trabajo se mantiene a la izquierda hasta el punto *b* con el mismo  $n_r$ .



**Fig.3.1** Características conjugadas del compresor y el motor Diesel.

En este caso la variación del régimen de funcionamiento del compresor ocurre en la parte pronunciada, por eso para una variación limitada del consumo de aire,  $\pi_K$  prácticamente no cambia. El salto de *a* hasta *b* ocurrirá en el régimen de funcionamiento del compresor a  $n_r = 18 \cdot 10^3 \text{ min}^{-1}$



ó a otro régimen cualesquiera de trabajo ubicada en la característica hidráulica (línea 1).

Al disminuir  $P_0$  y el consumo de aire, la característica hidráulica se desplazará hacia la izquierda y ocupará la posición de la curva 2, mientras que en los regímenes de trabajo se aproximarán al límite de bombeo.

Un carácter similar de desplazamiento de los regímenes de funcionamiento es característico también en los motores con turbocompresor libre a la par que se acerque al límite de bombeo, se trasladará hacia la línea 2 en la zona de frecuencias elevadas, inclusive del análisis cualitativo inicial de influencia de la presión atmosférica, se concluye que el turbocompresor destinado a trabajar en condiciones de altitud debe adoptarse de tal forma que la característica hidráulica del motor y por consiguiente el régimen de funcionamiento conjunto con el turbocompresor se ubique lo suficientemente alejados del límite de bombeo.

Si el equipo sufriera cambios periódicos de la presión atmosférica a raíz de cambios en la altitud, es recomendable utilizar un sistema de sobrealimentación por turbocompresores regulable, que sea capaz de asegurar una adaptación óptima de sus características a las condiciones atmosféricas no estándar.

A medida que disminuye  $P_0$  ocurrirá una disminución de las presiones de: sobrealimentación  $P_k$ , al final de la admisión  $P_{\Delta}$ , al final de la compresión  $P_c$  y la máxima  $P_z$ .

Debido a tal caracter de variación de la presión del ciclo de trabajo, disminuye el trabajo de los gases y de la presión media indicada  $P_i$ , aún que al disminuir  $P_o$  se pueda esperar cierto aumento de la magnitud del grado de elevación de presión  $\lambda = P_z/P_c$  y el período de retardo de inflamación  $t_i$ .

En las condiciones de altitud se debilitará la acción negativa del crecimiento de los índices de dinamismo del proceso de combustión debido a la disminución de los valores absolutos de la presión máxima del ciclo, al mismo tiempo a la disminución de  $P_o$  se empeorarán la calidad de pulverizado del combustible, se dificultará la autoinflamación de la mezcla y el arranque del motor.

Para las condiciones de  $T_o = \text{cte}$  y  $G_{cc} = \text{cte}$ , la temperatura de los gases de escape crecen a medida que disminuye  $P_o$  debido al incremento de  $\pi_k$  que influye en la temperatura del aire después del compresor de acuerdo a (81), y la influencia de la variación de  $P_o$  sobre la dinámica del proceso de combustión.

$$T_k = T_o \pi_k^{(k-1)/k} \quad \text{----- (3.19)}$$

El enfriamiento intermedio del aire, asegura una temperatura constante  $T_k$  delante de los órganos de admisión, independientemente de la magnitud de la temperatura después del compresor. Viendo el carácter de la variación de las presiones y las temperaturas, se puede concluir que al disminuir  $P_o$  disminuirán las tensiones mecánicas y térmicas. Su influencia sobre los índices indicados del motor,

está dada por la diferencia del régimen de funcionamiento, de las pérdidas relativas de calor, de la velocidad, la totalidad de diagrama y la combustión.

Se conocen fórmulas de la presión media indicada y del rendimiento indicado que nos describen la relación de variación de la presión media indicada.

$$\overline{P_i} = (\overline{n_1/a}) \overline{p_B} \overline{n_v} \quad \text{----- (3.20)}$$

Si despreciamos la influencia de  $P_o$  sobre el coeficiente de llenado y reemplazamos, el valor de  $p_B$  para el caso cuando sea previsto el enfriamiento intermedio, obtenemos:

$$\overline{P_i} = (\overline{n_1/a}) \overline{p_B} = (\overline{n_1/a}) \overline{P_o} \overline{\pi_k}^{1/k} \quad \text{----- (3.21)}$$

El conservar la potencia indicada constante al disminuir  $P_o$ , los límites de variación de  $n_1$ ,  $a$  y  $\pi_k$  en el caso general de  $P_i = \text{cte}$  se alcanza si se mantiene la condición:

$$(\overline{n_1/a}) \overline{P_o} \overline{\pi_k}^{1/k} = 1 \quad \text{----- (3.22)}$$

Cumplir esta condición sería simple si los índices de (3.21) y (3.22) fueran independientes, pero en realidad entre ellos existen relaciones complejas y multilaterales, en los cuales no es posible formalizarlos en forma suficientemente exacta. En cierta manera se puede evaluar solamente sobre el lado cualitativo de estas interrelaciones.

Para evaluar el carácter de variación de la presión efectiva  $P_e$ , es necesario determinar de que forma influye la presión atmosférica en los componentes de las pérdidas mecánicas y del rendimiento mecánico aplicable al motor y se puede expresar a través de la porción de pérdidas relativas a la potencia indicada.

$$\eta_m = 1 - \delta_m = 1 - (\delta_{fr} + \delta_{ma} + \delta_{cae}) \quad \text{-----}(3.23)$$

donde:

$$\delta_{fr} = N_{fr}/N_i; \quad \delta_{ma} = N_{ma}/N_i; \quad \delta_{cae} = N_{cae}/N_i; \quad \delta_m = N_m/N_i.$$

$N_m$  - potencia de las pérdidas mecánicas totales.

La determinación experimental de  $N_m$  y sus pérdidas es un problema bastante difícil y que se resuelve con cierto grado de aproximación.

La disminución de  $P_e$  conlleva a una disminución clara del trabajo del intercambio de gases tanto en los motores sin sobrealimentación y sobrealimentados por turbina a gas.

La potencia por fricción  $N_{fr}$  depende de la frecuencia de rotación del cigueñal, de las presiones específicas sobre las fuerzas en movimiento, de la viscosidad del aceite, del tipo de fricción, del estado de las superficies de trabajo, etc..

Las pérdidas por fricción representan un 70% de las pérdidas mecánicas totales, el trabajo de fricción disminuye de la misma forma que el trabajo indicado, por consiguiente conservar la condición  $\delta_{fr} = \text{cte}$  y tomando en cuenta  $\delta_{ma} = \text{cte}$ , la variación de las pérdidas mecánicas

se determina sólo por la variación de  $\delta_{me}$  y sería muy poco significativo.

En realidad la variación del rendimiento mecánico es considerable, lo que es posible bajo la condición de que el aumento de  $\delta_{fr}$  a medida que disminuye  $P_o$  es cuando la potencia por fricción  $N_{fr}$  disminuye menos intensamente que  $N_i$ . En varias fuentes se evalúa de diferente forma las pérdidas mecánicas, que dependen de la presión atmosférica y el rango de la evaluación cuantitativa varió desde 20 a 40%.

La evaluación cuantitativa de  $P_o$  sobre los índices indicados presenta una dificultad muy seria la cual en realidad no es posible superarla, no sólo debido a la interrelación compleja de éstos índices entre sí con las particularidades constructivas y especificaciones relativas a la organización del proceso de trabajo del motor, con regímenes de funcionamiento por un lado y los parámetros del aire atmosférico de otro, sino por que tales problemas fundamentales de la teoría de motores, como el cálculo de la dinámica de combustión y transferencia de calor, debido a la complejidad muy grande no ha podido representarse en funciones o relaciones cuantitativas que busquen propiedades de universalidad y de confiabilidad.

### 3.2 Influencia de la temperatura del medio en el motor sobrealimentado.

Suponiendo que al variar la temperatura de  $T_o$ , la presión y la humedad relativa se mantienen constantes e

iguales a los valores estándar, al remplazar todos los parámetros relativos a las condiciones atmosféricas, la variación relativa de la potencia efectiva al cambiar la temperatura del aire y considerando una frecuencia de rotación constante se puede escribir:

$$\frac{N_{eH}}{N_{e0}} = \frac{p_{BH}}{p_{B0}} \frac{n_{vH}}{n_{v0}} \frac{\alpha_0}{\alpha_H} \frac{n_{iH}}{n_{i0}} \frac{n_{mH}}{n_{m0}} \quad \text{----- (3.24)}$$

La expresión anterior nos indica que la potencia es sensible a la variación de cualquier parámetro que interviene en ella y su aplicación práctica es muy compleja por la interrelación de cada uno de ellos, siendo necesario analizar su influencia por separado, manteniendo las otras constantes.

El carácter y el grado de influencia de la temperatura de aire sobre la potencia, economía y esfuerzos del motor dependen de particularidades de la organización del proceso de trabajo, del esquema de sobrealimentación que se haya optado, de la sobrealimentación inicial del motor, del régimen de funcionamiento y la tendencia de la variación de la temperatura del aire respecto a la magnitud estándar.

Para mejor análisis de la influencia de la temperatura del aire atmosférico, éste se hará considerando la influencia sobre cada parámetro importante del proceso de trabajo del motor.

### 3.2.1 Influencia sobre el llenado de los cilindros del motor.

En los motores sin sobrealimentación la densidad del aire delante de los órganos de admisión se determina con los límites de variación de temperatura:

$$\frac{\rho_{0H}}{\rho_{00}} = \frac{T_{00}}{T_{0H}} \quad \text{----- (3.25)}$$

En los motores sobrealimentados la densidad del aire depende además de esto, del esquema de sobrealimentación, de la comparación de los conjuntos del sistema de admisión, de las condiciones de trabajo conjunto del motor turbocompresor y del enfriador del aire.

Si el enfriamiento del aire de admisión no ha sido previsto, entonces la densidad del aire delante de los órganos de admisión del motor será igual a la densidad del aire después del compresor.

$$\frac{\rho_{KH}}{\rho_{KO}} = \frac{P_{KH} T_{KO}}{P_{KO} T_{KH}} = \frac{\pi_{KH} T_{00}}{\pi_{KO} T_{0H}} \left[ \frac{\pi_{KO}}{\pi_{KH}} \right]^{(k-1)/k} = \frac{T_{00}}{T_{0H}} \left[ \frac{\pi_{KH}}{\pi_{KO}} \right]^{1/k} \quad \text{----- (3.26)}$$

Cuando existe un sistema de enfriamiento del aire admitido se tiene:

$$\frac{\rho_{BH}}{\rho_{BO}} = \left( \frac{P_{KH} - \Delta P_{xH}}{P_{KO} - \Delta P_{xO}} \right) \left( \frac{T_{KO} - \Delta t_{xO}}{T_{KH} - \Delta t_{xH}} \right) \quad \text{----- (3.27)}$$

donde:

$\Delta P_x, \Delta t_x$ : caídas de presión y temperatura en el enfriador de aire.

Debido a que los valores absolutos en la caída de presión son muy pequeños respecto a la altura, se puede considerar  $\Delta P_{x0} = \Delta P_{xH}$ , luego la expresión (89) se puede escribir :

$$\frac{\rho_{BH}}{\rho_{B0}} = \frac{\pi_{KH} T_{00} \pi_{K0}^{(k-1)/k} - \Delta T_{x0}}{\pi_{K0} T_{0H} \pi_{KH}^{(k-1)/k} - \Delta T_{xH}} \quad (3.28)$$

De la comparación de las relaciones (3.25), (3.26) y (3.28), se concluye que la densidad del aire de la carga en función de la temperatura en un motor sobrealimentado es mucho más compleja que en los de aspiración natural. Para aclarar el carácter de la variación de la densidad es necesario considerar la influencia que tiene la temperatura del aire sobre el grado de incremento de la presión en el compresor.

El trabajo específico de compresión del aire en el compresor depende de la temperatura del ambiente  $T_0$  :

$$L_k = \frac{K}{K-1} RT_0 (\pi_k^{(K-1)/K} - 1) \frac{1}{\eta_k} \quad (3.29)$$

donde:

$\eta_k$ : rendimiento del compresor

$k$  : índice adiabático de compresión.

Se concluye que cuanto mayor sea la temperatura inicial, tanto mayor a iguales condiciones será el trabajo específico útil para la compresión del aire hasta la magnitud dada de  $\pi_k$ . Para el caso de una magnitud variable de



$L_k$ , el aumento de  $T_0$  debe reflejarse en la disminución de  $\pi_k$ .

Un aumento de  $T_0$  y correspondientemente la disminución de la densidad del aire en la entrada en el compresor para la condición  $n = \text{cte}$ ,  $G_{cc} = \text{cte}$ , traerá consigo una disminución de  $\pi_k$ , la presión de sobrealimentación  $P_k$ , consumo de aire  $G_b$ , presión de los gases delante de la turbina  $P_T$ , al mismo tiempo un aumento de la temperatura de los gases de escape  $T_T$ .

Dependiendo de los límites de la variación de los parámetros del aire, de los gases de escape, del régimen de funcionamiento y las particularidades de las características del turbocompresor, pueden resultar probables dos casos contradictorios de la variación de la frecuencia de rotación del rotor del turbocompresor libre ( $n_r$ ) cuando se aumenta  $T_0$ : la disminución de la frecuencia de rotación si la influencia relativa de la disminución  $P_T$  es sustantivamente mayor que la influencia del aumento de  $T_T$ ; y el aumento de la frecuencia de rotación si hay una influencia decisiva sobre la magnitud total de la energía disponible de los gases delante de la turbina que significa el aumento de  $T_T$ .

Según resultados de trabajos de investigación en el motor 9D-100 [4], en el régimen  $n = \text{cte}$  y  $G_{cc} = \text{cte}$ , para una variación de la temperatura del aire ( $T_0$ ) en los límites desde  $-20^\circ\text{C}$  hasta  $+40^\circ\text{C}$ , se tiene la tabla 6.

TABLA N°6 Influencia de la variación de  $T_0$  sobre algunos parámetros.

Parámetros	$T_0$ (°C)		Disminución en (%) por incremento de 10°C en $T_0$
	-20	+40	
$G_0$ (Kg/s)	7.5	5.25	-5.30
$P_T$ (MPa)	0.161	0.110	-2.24
$T_T$ (°C)	620	750	2.30

$G_0$  - consumo secundario de los gases.

La frecuencia de rotación del rotor ( $n_r$ ) no varía en forma periódica, así resultados de experimentos se muestran en la tabla N°7 para variaciones de  $T_0$ .

TABLA N°7 Influencia de la variación de  $T_0$  sobre la frecuencia de rotación del rotor del turbocompresor.

Rango de $T_0$ (°C)	Variación de $n_r$ por cada 10°C de incremento en $T_0$ ( $\text{min}^{-1}$ )
-50 a -20	incremento en 250
-20 a +20	disminuye en 250
20 a 40	disminuye en 70

Al crecer  $T_0$ , la densidad del aire delante de los órganos de admisión en el motor sobrealimentado disminuye por dos causas; debido al crecimiento de  $T_k$  y la por disminución de  $P_k$ , como resultado de la disminución de  $\pi_k$ .

Si como resultado del aumento de  $T_0$  disminuye la frecuencia de rotación del turbocompresor ( $n_r$ ), entonces la disminución es más intensa en  $\pi_k$ ,  $P_k$  y  $p_D$ .

Para un consumo invariable del aire se rompe el balance de energía del turbocompresor libre ( $N_k > N_T$ ) lo que crea una disminución de  $n_r$  y  $\pi_k$ . En el turbocompresor conectado y el compresor de accionamiento mecánico,  $\pi_k$  disminuye sólo al incremento de  $T_0$  ya que  $n_r$  para  $n = \text{cte}$  no cambia.

La masa de aire que ingresa al cilindro del motor ( $G_a$ ) depende no sólo de la densidad sino también del coeficiente de llenado ( $n_v$ ).

$$G_a = G_D n_v = iV_H p_D n_v \quad \text{-----} \quad (3.30)$$

Resultados de trabajos experimentales con fines comprobatorios nos demuestran que al variar  $T_0$  en límites amplios, el  $n_v$  varía muy poco. De éste modo el crecimiento de la temperatura del medio o del aire atmosférico y la disminución de la carga del aire está dada por la disminución de  $P_k$ , como resultado de la disminución de  $\pi_k$ .

### 3.2.2. Influencia sobre los índices indicados.

El llenado de los cilindros del motor cuando  $T_0$  aumenta no sólo varía cuantitativamente (debido a la disminución de la masa del aire) sino cualitativamente debido a la disminución de la magnitud relativa de la concentración de  $O_2$  por unidad del volumen, como resultado del incremento de la presión parcial del vapor de agua y el aumento de la parte inerte del aire que se relaciona con la cantidad que contiene de  $O_2$ . Para una composición de humedad dada y un volumen invariable de concentración de  $O_2$

disminuye aproximadamente un 6% por cada 10°C de aumento de  $T_0$ .

En el régimen  $n = \text{cte}$  y  $G_{cc} = \text{cte}$  bajo la influencia de  $T_0$  y la disminución de la masa que ingresa al cilindro ocurre una disminución del coeficiente de exceso de aire, crecen todas las temperaturas características del ciclo de trabajo, incluyendo la temperatura de los gases de escape, variando los índices de la dinámica de los procesos de la combustión, aumentan las pérdidas de calor, disminuye el trabajo del ciclo y el índice indicado; crecen las temperaturas y los esfuerzos térmicos de las piezas del motor, al mismo tiempo disminuyen las presiones características del ciclo de trabajo incluyendo la presión máxima de los gases. También disminuye la velocidad de crecimiento de la presión, lo que conlleva a una disminución de las cargas mecánicas sobre las piezas del motor, sin embargo lo último no influye sobre las condiciones finales de funcionamiento de las piezas más importantes del motor en su conjunto.

Para la evaluación de las posibilidades de funcionamiento del motor en un régimen dado a elevadas temperaturas del aire, es decisivo el esfuerzo térmico admisible que limitan las piezas (pistón, culata, camisa de cilindros, válvulas de escape y álabes de la turbina).

El grado de influencia del aumento de  $T_0$  sobre la capacidad de trabajo del motor depende del régimen de funcionamiento así por ejemplo si se quiere conservar el

régimen de  $N_e = \text{cte}$  y  $n = \text{cte}$  para un aumento de  $T_o$  se tomará solamente aumentando el suministro de combustible en comparación con el régimen nominal al que está ligado.

El régimen de  $\alpha = \text{cte}$  y  $n = \text{cte}$  se puede asegurar disminuyendo correspondientemente el suministro de combustible a medida que aumenta  $T_o$ , lo que inevitablemente traerá consigo la disminución de la potencia, pero asegurará mejores condiciones de funcionamiento del motor.

En la fig. 3.2 se muestra el carácter de variación de la presión indicada ( $P_i$ ) y la eficiencia indicada ( $\eta_i$ ) del motor 6CH 15/18 en función de la temperatura del aire en 2 regímenes, según [4]: a  $G_{cc} = \text{cte}$  (líneas llenas) y  $\alpha = \text{cte}$  (líneas punteadas).

Al conservar  $\alpha = \text{cte}$ , el incremento de la temperatura  $T_o$ , el índice indicado disminuye con menos intensidad cuando se conserva  $G_{cc} = \text{cte}$ , y la presión media indicada disminuye más bruscamente en el caso de  $\alpha = \text{cte}$  y por tanto seguido de la disminución del trabajo indicado.

La variación del  $\eta_i$  en tal caso está dado solamente por la influencia de la temperatura del aire sobre el periodo de retardo de la autoinflamación, la velocidad de crecimiento de la presión, y de las condiciones de transferencia.

En el caso de funcionamiento del motor en el régimen  $G_{cc} = \text{cte}$ ; la variación de  $\eta_i$  será complementada con la disminución de  $\alpha$ , una disminución menos intensa de  $P_i$  se debe a que al conservar  $G_{cc} = \text{cte}$ , el trabajo total de los gases

es mayor que en el caso de  $\alpha = \text{cte}$ , debido al suministro de combustible.

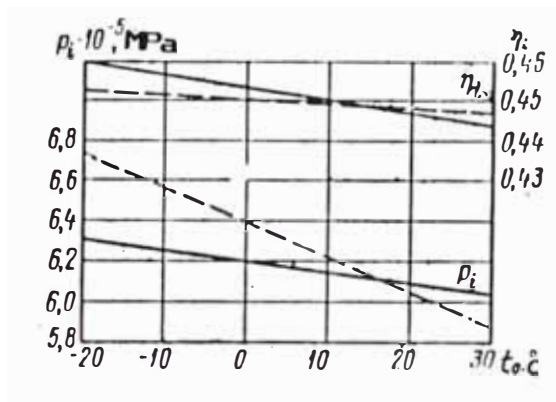


Fig. 3.2 Variación de  $n_i$ ,  $P_i$  del motor 6CH 15/18 en función de  $T_o$  ( $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ ).

En la fig. 3.3 se representa la variación de los índices de un motor de 2 tiempos 9D 100 en función de la temperatura del aire atmosférico en el régimen de  $G_{cc} = \text{cte}$  y  $n = \text{cte}$ .

De la comparación de las figuras 3.2 y 3.3, se puede concluir que el carácter cualitativo de la variación de los índices indicados de diferentes motores en régimen nominal no depende del número de tiempos, de la aparición de la sobrealimentación, de la composición de los conjuntos de la sobrealimentación y otras particularidades; por tanto la influencia de  $T_o$  se muestra solamente cuantitativamente.

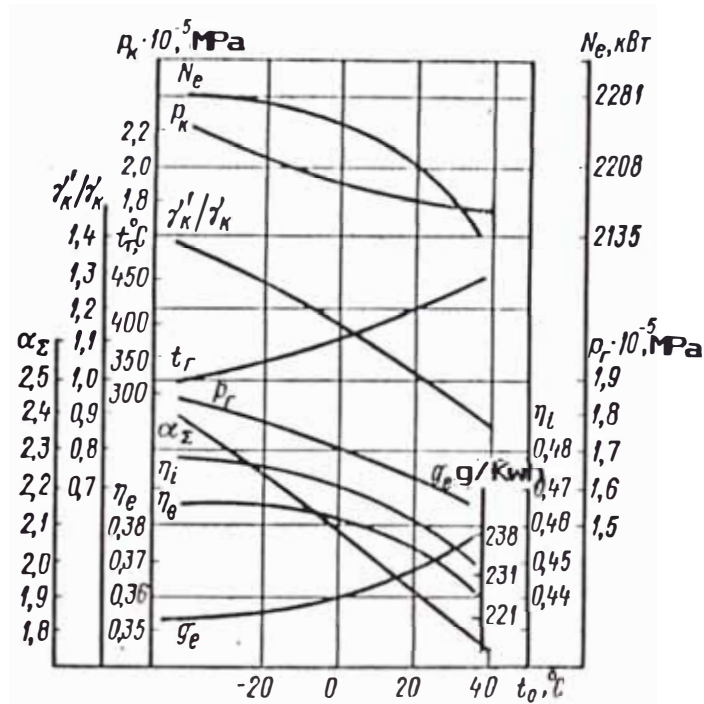


Fig. 3.3 Variación de los índices del motor Diesel 9D100 en función de la temperatura del aire atmosférico ( $G_{cc}$  y  $n$  constantes)

### 3.2.3 Influencia sobre las pérdidas mecánicas y los índices efectivos.

Para evaluar la influencia de  $T_0$  sobre los índices efectivos del motor se debe considerar la acción de la temperatura no solo sobre los índices indicados, sino sobre las pérdidas mecánicas y el rendimiento mecánico.

La influencia de la presión inicial del aire sobre el trabajo de fricción para la condición  $n = \text{cte}$  se considera insignificante, ya que al variar la temperatura del aire, la variación del régimen térmico de lubricación no influye sustantivamente sobre el trabajo de fricción.

Las pérdidas relativas del trabajo de las carreras de bombeo o intercambio de gases en los motores de 4 tiempos sin sobrealimentación para la variación de la temperatura atmosférica del aire en  $100^\circ$ , varía desde 0.5% a 0.6%. De éste modo se puede considerar que las pérdidas mecánicas totales dependen fundamentalmente del trabajo de fricción y las pérdidas por accionamiento de los mecanismos auxiliares, para condiciones establecidas no dependen de la temperatura del aire; pero con el aumento de  $T_0$  el trabajo indicado y la  $P_i$  disminuye, entonces las pérdidas relativas por fricción y por accionamiento de los mecanismos auxiliares crecerán suponiendo una disminución del rendimiento mecánico.

La intensidad de la disminución de la eficiencia mecánica depende fundamentalmente de los límites de la variación de los índices indicados, debido a las particularidades señaladas de la variación del  $n_m$ . Los índices efectivos varían al crecimiento de  $T_0$ , en mayor medida que los respectivos índices indicados. Cuantitativamente la variación de los índices efectivos cuando cambia  $T_0$  en los mismos límites es desigual para diferentes motores, aún más en un mismo motor para diferentes regímenes de trabajo, mayor influencia sobre el resultado de la variación de  $T_0$  resultan no solamente las particularidades constructivas del motor y de los órganos de sobrealimentación, sino también los índices, tales como la magnitud



inicial del coeficiente de exceso de aire, la presión efectiva, la temperatura de los gases de escape, el  $m_m$ .

### 3.2.4 Influencia sobre la temperatura y presión del ciclo de trabajo.

Los esfuerzos térmicos que surgen de la variación de  $T_0$  varían no solamente la carga de aire y los índices indicados, sino también la presión  $P$  y la temperatura  $T$  del ciclo de trabajo, lo que es necesario tomar en cuenta para evaluar la influencia de las condiciones atmosféricas sobre el esfuerzo térmico total del motor. La relación de la temperatura al final del proceso de admisión  $T_a$  con  $T_0$  es clara:

$$T_a = \frac{T_0 \pi_k^{(k-1)/k} (1-E_{ox}) + \Delta T + \tau_r T_r}{1 + \tau_r} \quad \text{--(3.31)}$$

donde:

$E_{ox} = 1 - (T_a/T_k)$  indica nivel de enfriamiento del aire

$T_a$ ,  $T_k$  -temperatura del aire después y antes del intercambiador.

$T_r$  - temperatura de los gases residuales.

$\tau_r$  - coeficiente de gases residuales.

La fig.3.4 muestra experimentalmente la función de la temperatura para diferentes sectores (1-4) del pistón del motor 6CH-15/18, de la temperatura del aire delante de los órganos de admisión y su correspondencia con las particularidades de la forma de la cabeza del pistón; la temperatura máxima en todo los regímenes se presenta en el punto 1.

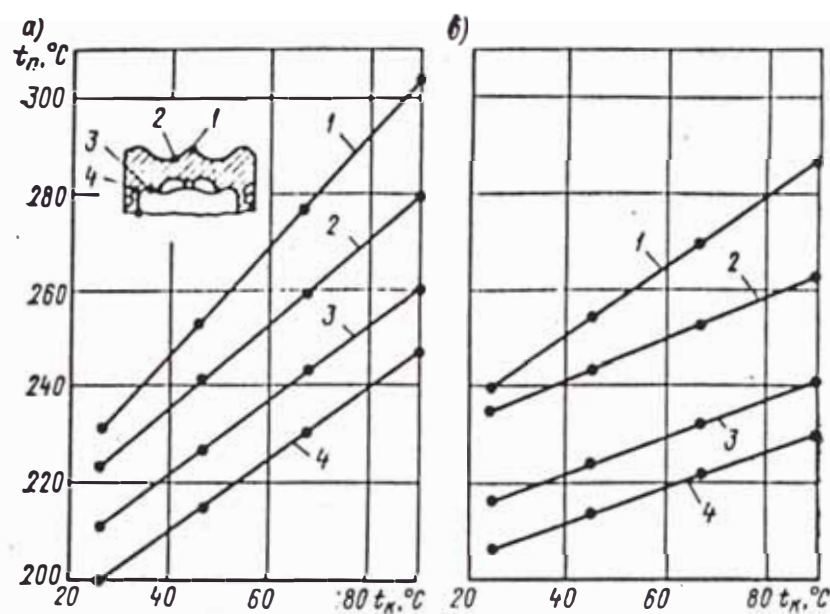


Fig. 3.4 Relación de la temperatura del pistón del motor 6CH-15/18 en función de la temperatura del aire delante de los órganos de admisión ( $n = \text{cte}$ ).

a -  $P_e = 0.76 \text{ MPa}$  (cte)

b -  $\alpha = 2$  (cte).

La comparación de los resultados de investigación para diferentes trabajos nos da un fundamento para asegurar que el aumento de la temperatura del aire influye realmente con mucha fuerza sobre el esfuerzo térmico de las piezas del motor, aún más el carácter cualitativo de la influencia de la temperatura del aire es igual en motores de 2 y 4 tiempos, lentos y rápidos.

La influencia relativa de la temperatura del aire crece al aumentar la presión de sobrealimentación, el grado de acción sobre el proceso de trabajo, y el esfuerzo térmico dependerá si se tiene un sistema de enfriamiento

del aire, su efectividad y la temperatura de los gases en los cilindros del motor.

En todo los casos del ciclo de trabajo la temperatura y tensión térmica de las piezas dependen fundamentalmente de la temperatura del aire delante de los órganos de admisión, por eso la introducción del enfriamiento del aire después del compresor viene a ser el medio más eficaz para amortiguar la influencia negativa de los aumentos de las temperaturas del aire.

Si se mantiene  $T_2 = \text{cte}$  el aumento de  $T_0$  influye sólo porque en este caso varía el grado de incremento de presión en el compresor y la presión de sobrealimentación. Si se tiene un sistema de regulación automática de la temperatura del aire después del intercambiador en función de  $T_0$ , se puede asegurar una temperatura del ciclo de trabajo estable al incrementarse  $T_0$  y de éste modo considerablemente se debilita la influencia de  $T_0$  sobre el esfuerzo térmico del motor. Esta influencia no se elimina totalmente, ya que en éste caso no se descarta la influencia de  $T_0$  sobre la variación de la densidad del aire después del compresor, de  $\alpha$ , y de las condiciones de la combustión.

A fin de eliminar totalmente la influencia negativa de los aumentos de la temperatura del aire atmosférico se debe asegurar una temperatura constante del aire delante de los órganos de admisión. Una disminución del suministro de combustible en la misma proporción en que disminuye la

densidad de la carga con la finalidad de conservar  $\alpha = \text{cte}$ , será necesario para que el esfuerzo térmico del motor al aumentarse  $T_0$  no se vea afectada.

El paso a regímenes parciales está ligada con la disminución del suministro de combustible, el coeficiente de exceso de aire, la disminución de las presiones y temperaturas del ciclo de trabajo y correspondientemente con la disminución de la temperatura de las piezas del motor.

En regímenes parciales (para  $\alpha > 2.5-3$ ), la disminución del  $n_1$  está dado por un elevado  $\alpha$  capaz de disminuir el nivel térmico del ciclo de trabajo, del enfriamiento de las paredes del cilindro, del aumento del periodo de retardo de la inflamación, del aumento de las pérdidas térmicas, conjuntamente con el empeoramiento de la calidad del proceso de trabajo. Con la disminución de la magnitud del trabajo indicado sobre los regímenes parciales crecen las pérdidas relativas de la energía por fricción y otras componentes de las pérdidas mecánicas.

Se debe prestar atención a las condiciones de trabajo del motor a bajas temperaturas del aire cuando se muestran que las cargas dinámicas y las térmicas son las que crecen debido al aumento del periodo de retardo de la autoinflamación, de la velocidad de crecimiento de la presión del cilindro y la presión máxima de combustión  $P_{\Sigma}$ .

Temperaturas iniciales bajas presupone un aumento de la densidad del aire delante del compresor, un aumento de la presión en el compresor, del grado de la elevación de

presiones en el compresor, de la densidad del aire en la carga del cilindro, de  $\alpha$  ( $G_{cc}=\text{cte}$   $N_m=\text{cte}$ ), la eficiencia indicada, la disminución de todas las temperaturas características del ciclo de trabajo de las tensiones térmicas y del consumo específico. Bajo la acción de temperaturas bajas del aire se presentan complicaciones para asegurar un arranque confiable del motor.

Los motores con sobrealimentación por turbina de gas y enfriamiento del aire admitido se diferencian por sus índices elevadísimos de efectividad y economía, en mayor medida reaccionan a la variación de la temperatura del medio ambiente en comparación con los motores de aspiración natural.

No debe quedar duda de que la influencia de la temperatura del aire crece al aumentarse el nivel de sobrealimentación, al mismo tiempo en los motores sobrealimentados aparecen reservas cuya utilización abre las posibilidades de mantener la temperatura del aire delante de los órganos de alimentación a un nivel óptimo independientemente de la temperatura del aire atmosférico; lo que permite ampliar el rango de regímenes admisibles de trabajo al variar  $T_a$ , asegurar la estabilidad de las condiciones de trabajo del motor en diferentes regímenes tanto en altas como en bajas temperaturas del aire, optimizar la economía del motor en regímenes totales y parciales.

## CAPITULO IV

### CARACTERISTICAS PRINCIPALES DEL MOTOR B-55

#### 4.1 Parámetros constructivos y operacionales.

Los parámetros constructivos y operacionales más importantes del motor, B-55 son los siguientes:

#### 4. Parámetros constructivos.

Dentro de los parámetros constructivos básicos se nombran los siguientes:

Nº de cilindros	12
Disposición	V en 60°
Diámetro	150 (mm)
Carrera:	
Bloque izquierdo	180 (mm)
Bloque derecho	186.7 (mm)
Cilindrada	38.88 (lt)
Relación de Compresión	15
Válvulas de Admisión : cantidad	2
Diámetro	48 (mm)
Elevación Máxima de la Válvula	13 (mm)
Apertura antes del PMS	20 ± 3 (°)
Cierre despues del PMI (grados)	48 ± 3 (°)
Duración de la Admisión	248 (°)
Válvula de Escape : cantidad	2
Diámetro	44 (mm)
Elevación Máxima de la válvula	13 (mm)

Apertura antes del PMI	48 ± 3 (°)
Cierre despues del PMS	20 ± 3 (°)
Duración del Escape	248 (°)
<b>Sistema de Alimentación de Combustible</b>	
Bomba rotativa de paletas	BHK-12-TK
Relación RPM eje de bomba y cigueñal	0.93
Presión de alimentación (despues del filtro) Kg/cm <sup>2</sup>	0.5 - 1.0
<b>Bomba de Inyección de Combustible Tipo</b>	
	HK-10
Diámetro del Embolo	10 (mm)
RPM bomba/RPM cigueñal	0.5
Angulo de Avance de inyección antes del PMS (° giro cigueñal)	30-32 (°)
<b>Inyector</b>	
N° de Orificios Atonizadores	7
Diámetro de Orificios Atom.	0.25 (mm)
Angulo de disposición de orificios atomizadores (°)	140
<b>Bomba de agua tipo</b>	
	centrífuga
Relación rpm bomba/rpm cigueñal	1.5
Capacidad de bomba de agua (lit/min) no menor de: (con n= 2550 rpm)	550
<b>Bomba de Aceite</b>	
Tipo:	de engranajes
rpm Bomba/rpm.motor	1.5
Capacidad de la bomba a temp. de aceite de 90°C,lt/h	

(n=2550 rpm)	4600
Presión de la válvula reductora de la bomba(kg/cm <sup>2</sup> )	9.+0.5

#### 4.1.2 Fases de distribución de gases.

Las características de las fases de distribución de gases se muestran en la fig.4.1. Esta distribución corresponde a la versión de motor B-55 de aspiración natural.

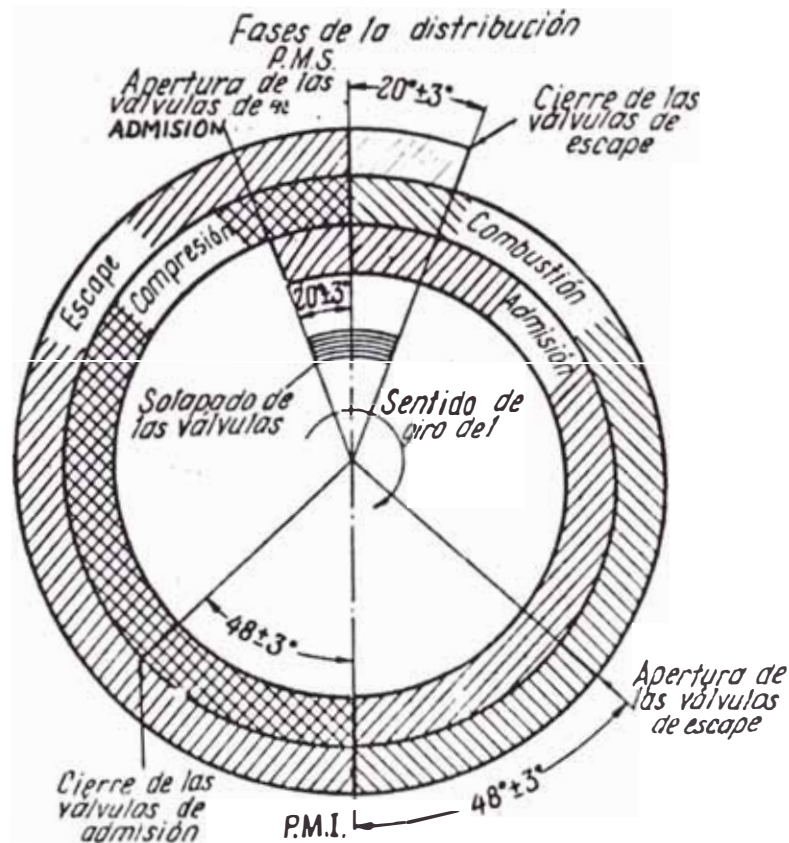


Fig. 4.1 Fases de distribución de gases del motor.

#### 4.1.3 Medidas exteriores.

Longitud (entre puntos exteriores)	1583 (mm)
Ancho (entre extremos) sin Col.de Esc.	826.6 (mm)
Altura (entre extremos)	897 (mm)



Altura del cigueñal:

Hacia arriba	639.5
Hacia Abajo	257.5

#### **4.1.4 Parámetros operacionales.**

Potencia Máxima, Motor sin colectores de Escape y purificador de aire (Ne)	426.5 (Kw)
Para "n" rpm	2000
Momento Maximo de Torsión	230±10(Kg-m)
Para "n" rpm	1200-1400
Presión Media efectiva al régimen de Máxima Potencia	6.71(Kg/cm <sup>2</sup> )
Velocidad Media del Pistón (B.Derecho)	12.42 (m/sg)
RPM mínimas marcha en vacio no más de:	500
RPM Máximo marcha en Vacio no mas de	2300
RPM de Trabajo recomendadas	1600-1900
Orden de encendido	1i-6d-5i-2d-3i-4d 6i-1d-2i-5d-4i-3d

Sistema de refrigeración:

Temperatura del líquido refrigerante en la salida del motor, °C	
Mínima admisible	65
Máxima admisible	105
Recomendada	70-90

#### **4.1.5 Parámetros de potencia.**

Potencia por cilindrada (Kw/lt)	10.95
Potencia por volumen (Kw/m <sup>3</sup> )	334.55
Potencia específica (Kw/Kg)	0.4538
Peso Específico (Kg/Kw)	2.20

## 4.2 Características externas de velocidad

Las curvas características externas de velocidad del motor se muestra en la fig. 4.2.

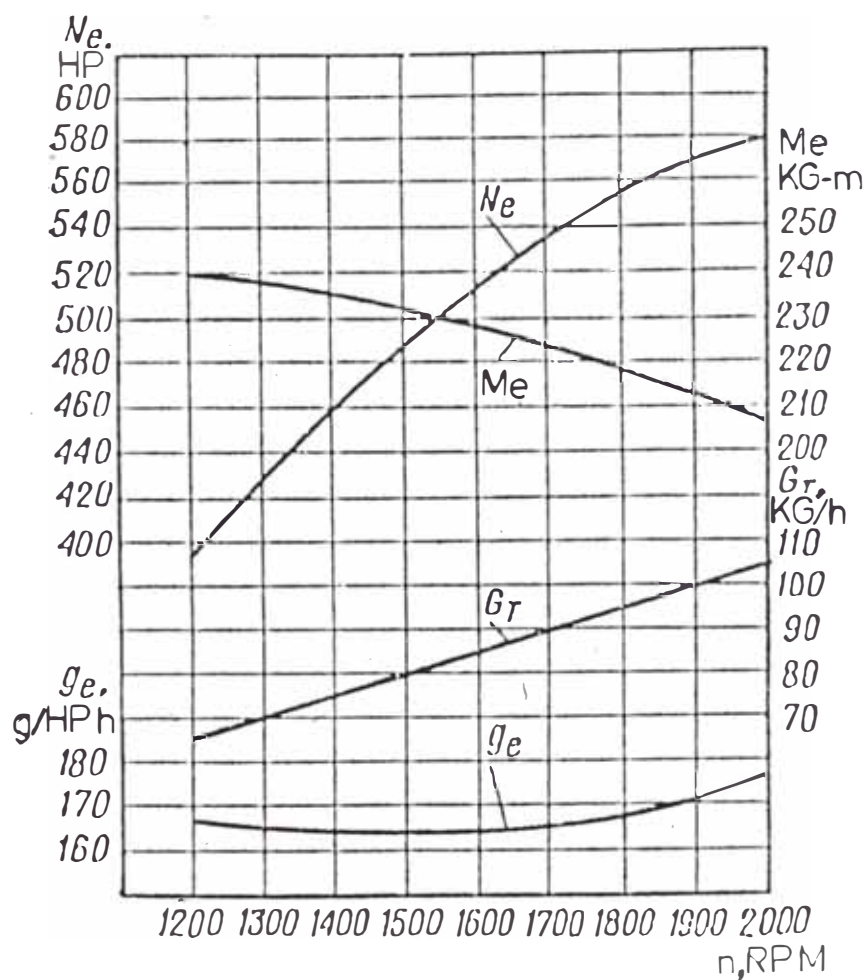


Fig. 4.2 Características externas de velocidad.

## 4.3 Aplicaciones particularidades del motor B-55.

El motor B-55 es de fabricación Soviética y tiene múltiples usos en vehículos terrestres, equipos de generación eléctrica, tractores, equipos militares, embarcaciones, y muchas otras aplicaciones especiales en gran número de equipos. El motor tiene vigencia desde los

años 50, fecha desde el cual se introducen diferentes cambios con el fin de elevar su seguridad en el trabajo, llegando a tener algunas ventajas con respecto a otros motores de aplicaciones similares.

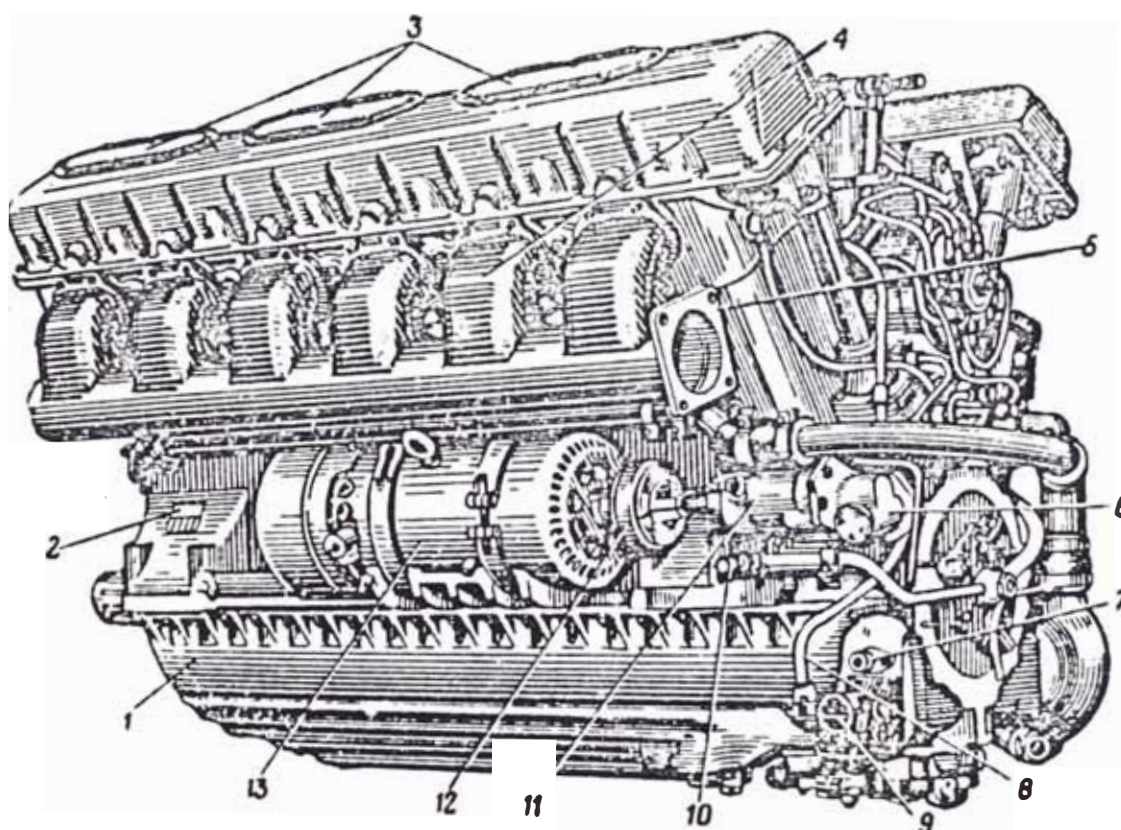


Fig.4.3 Motor B-55 - vista del lado del generador.

- |                         |                       |
|-------------------------|-----------------------|
| 1 -cárter inferior      | 2 -cárter superior    |
| 3 -tapas de inspección  | 4 -múltiple de escape |
| 9 -bomba de combustible | 13-generador          |

Para una mejor explicación de las particularidades del motor se recurre a la experiencia acumulada en nuestro País acerca de la explotación del motor y de acuerdo a las características técnicas que muestran sus catálogos de operación y mantenimiento.

Las figuras 4.3 y 4.4 nos muestran vistas del motor B-55, en las cuales se pueden apreciar la distribución de sus componentes principales.

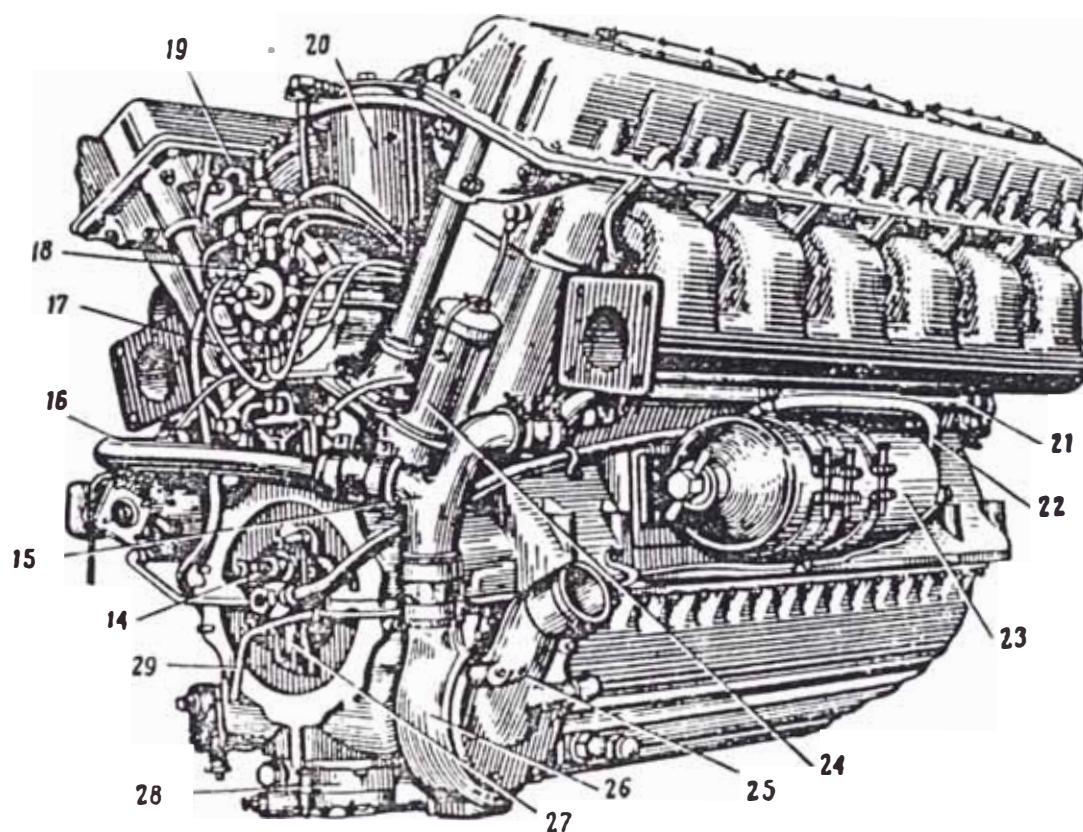


Fig 4.4 Motor B-55 -vista lado del filtro de aceite.

20 -filtro de combustible	23 -filtro de aceite
24 -respiradero	25 -tapa de bomba de agua
26 -bomba de agua	28 -bomba de aceite

#### 4.3.1 Características constructivas.

El motor posee características y particularidades diversas en su diseño y construcción, los mismos que determinan ciertas ventajas o desventajas durante su explotación. Dentro de éstas particularidades se encuentran:

La fig. 4.5, muestra un corte transversal del motor B-55, dónde se puede apreciar algunas características constructivas en el lado de transmisiones. En la fig. 4.6 se muestra un corte transversal dónde se muestra al detalle las piezas más importantes del mecanismo biela bieleta. En la fig. 4.7 se tiene un corte longitudinal del motor, con algunas características de construcción y montaje del motor.

**a.- Mecanismo biela-bieleta** en el conjunto de biela, trabajando las bielas maestras en el bloque izquierdo y las bieletas en el derecho; formando  $67^\circ$  entre el eje de la biela maestra y el bulón de la bieleta. La fig. 4.8 muestra en mecanismo con sus accesorios.

Este sistema le asegura al motor una ubicación de cilindros en el mismo plano y con ella se obtiene una menor dimensión total del motor, sin embargo la carrera del piston que trabaja con la bieleta es 6.7 mm más larga que la otra.

Las bielas están fabricadas de acero cromo-niquel y wolframio y su acabado en zonas de trabajo son pulidas completamente.

El desmontaje de las bielas y pistones se hace por la parte inferior del bloque de cilindros.

**b.- Sistema de lubricación con cárter seco**, fabricado de aluminio y previsto de superficies inclinadas destinadas al montaje de los bloques de cilindros, en el cual se debe lograr contacto hermético y por tal razón su fabricación es exigente y de acabado minucioso.



En el armado del motor, el bloque de cilindros es montado al grupo cigüeñal biela y pistón, siendo ésta una particularidad del motor.

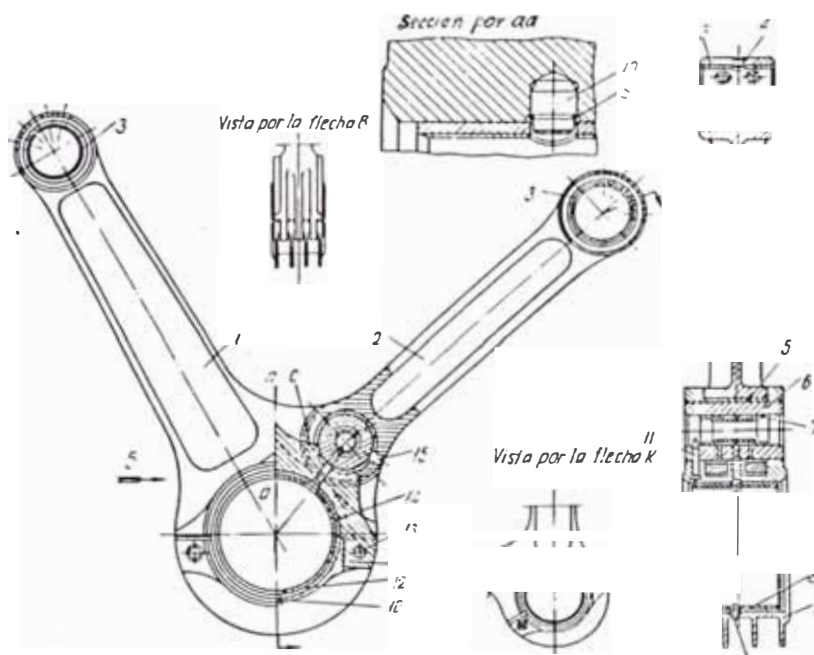
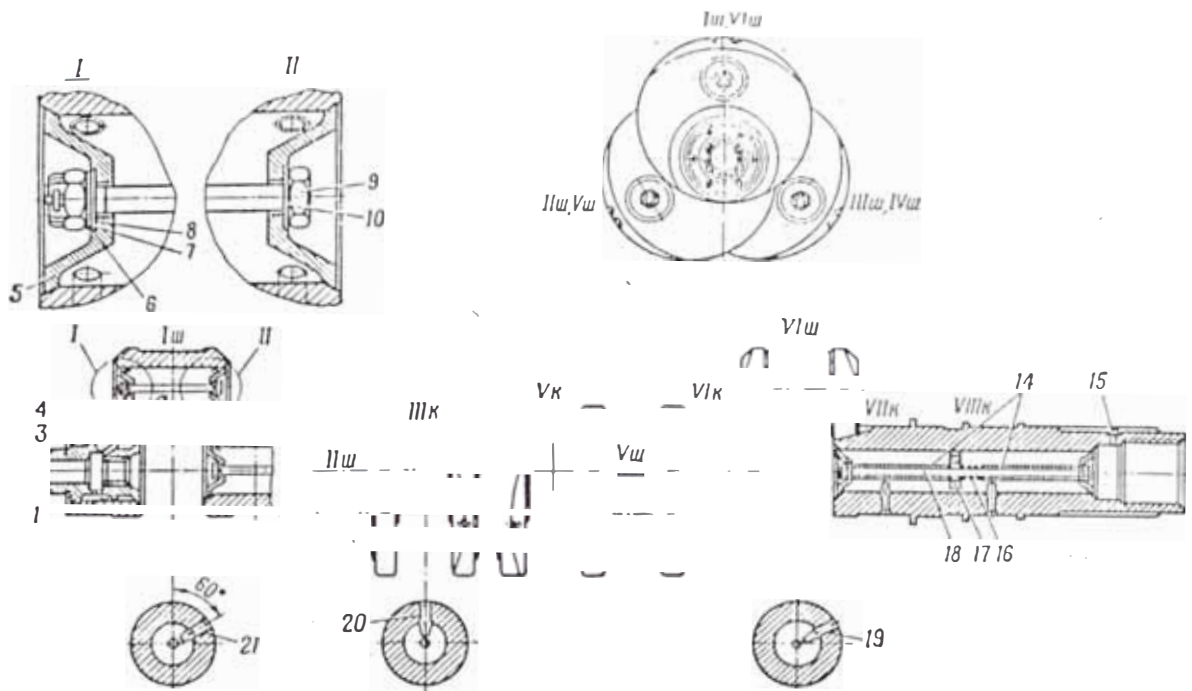


Fig 4.8 Conjunto de biela del motor B-55.

c.- Sistema de distribución de gases no convencional, ya que las válvulas están accionados por los árboles de distribución, cuyas levas actúan directamente sobre los platinillos de las válvulas.

d.- El bloque de cilindros consta de la camisa exterior y camisas interiores postizas. Los cilindros exteriores fundidos de una aleación de aluminio y los interiores cuya superficie está nitrurada para disminuir el desgaste; bien esmerilada y pulimentada con el fin de impedir la corrosión de las superficies que es bañada por el líquido refrigerante. Estas superficies están zincadas o cubiertas con capa de cromo de color gris mate. Fig. 4.10.



**Fig. 4.9** Conjunto del cigueñal

1 -cigueñal

5 -tapa ciega del cigueñal

3 -espiga de retención

11-cojinete axial

e.- El cigueñal fabricado de acero al cromo níquel y volframio de alta calidad, con 6 manivelas dispuestas en 3 planos bajo un ángulo de  $120^\circ$  con respecto al otro. Los muñones de biela y bancada del cigueñal son huecos interiormente y por el exterior están bien trabajados con un esmerilado pulimentado y superacabado. Las cavidades interiores de los muñones están cerradas con tapas ciegas de duraluminio unidas por pernos.

f.- El grupo pistón estampado de aluminio, exteriormente por el lado de la cámara de combustión tiene una forma especial que contribuye a la mejor formación de mezcla y a la combustión más eficaz, además en el sector donde encajan las válvulas tiene un rebaje que asegura una holgu-

ra suficiente entre pistón y válvulas durante el funcionamiento. El pistón internamente tiene nervios estampados que incrementan la resistencia del fondo del pistón y mejora su refrigeración.

Para disminuir el roce del pistón contra las paredes del cilindro, en la parte media del pistón tiene con un arco determinado de entalladuras excéntricas.

g.- Casi la totalidad de las piezas del motor están fabricadas de aluminio o aleaciones de aluminio logrando un peso específico de 2.20Kg/Kw, que lo hace ventajoso en algunas aplicaciones del motor.

#### 4.3.2 Características operacionales.

Una de las cualidades más importantes del motor es su alta confiabilidad, pues en aplicaciones especiales como las militares están sobredimensionadas y ofrecen una seguridad de funcionamiento propios de cada aplicación.

Sin embargo es un motor de relativa corta vida, pues su velocidad media del pistón de 12.42 m/s, que es alto lo que conlleva a un desgaste intenso de las piezas internas del grupo pistón.

Otra cualidad del motor es que el armado y desarmado puede realizarse en el campo sin la necesidad de contar con herramientas e instalaciones especiales que normalmente se requieren para éstos casos, pero para una reparación general será necesario contar con instrumentos y herramientas especiales que normalmente se usa en éstos casos.



## **CAPITULO V**

### **CALCULO DE COMPROBACION DE LOS PARAMETROS ENERGETICOS Y ECONOMICOS DEL MOTOR ASPIRADO**

#### **5.1 Parámetros del diagrama indicado.**

Los parámetros principales del diagrama indicado se obtienen del cálculo térmico que consta del análisis de cada uno de los procesos de trabajo del motor, con sus consideraciones respectivas, las mismas que se realizan mediante fórmulas y procedimientos que se muestran al detalle. Algunos parámetros se determinan mediante optimización con la ayuda de programas de cálculo desarrollados para éste fin, en diversos lenguajes de desarrollo y aplicables a una computadora personal compatible.

Los parámetros que se obtienen mediante fórmulas y que a continuación se muestran, en la mayoría de casos deben estar en ciertos rangos, que son el resultado de datos experimentales y condiciones que cada uno debe cumplir. Los rangos estarán escritos entre paréntesis.

##### **5.1.1 Consideraciones generales.**

Las características del combustible utilizado para el presente cálculo, corresponden al petróleo diesel N°2 producido por Petroperú y que es del tipo parafínico con la siguiente composición en masa.

$$C = 0.871$$

$$H = 0.129$$

$$O = 0.0$$

Su poder calorífico ( $H_u$ ) bajo es: 42.91 MJ/Kg

a.- La cantidad de aire teórica necesaria para quemar 1 Kg. de combustible:  $l_o$

$$l_o = (8C/3 + 8H - O_c) / 0.23 \quad \text{----- (5.1)}$$

Reemplazando en (5.1) se tiene:

$$l_o = 14.58 \text{ Kg}$$

b.- La cantidad de aire teórico necesario para quemar 1 Kg de combustible expresada en moles:  $L_o$

$$L_o = (C/12 + H/4 - O_c/32) / 0.21 \quad \text{----- (5.2)}$$

$$L_o = 0.4992 \text{ Kmol}$$

también se cumple :

$$L_o = l_o / \mu_a$$

donde:

$$\mu_a \text{ -masa molecular aparente del aire} = 28.97$$

c.- La cantidad real de Aire ( $M_1$ ) o carga fresca.

$$M_1 = \alpha L_o \quad \text{----- (5.3)}$$

donde:

$\alpha$  -coeficiente de exceso de aire; <1.2 - 2.2>

d.- La cantidad de los productos de la Combustión ( $M_2$ ) se componen en productos para la composición estequiométrica ( $M_{21}$ ), es decir para  $\alpha=1$  mas los productos del excedente ( $M_{2e}$ ), entonces:

$$M_{21(\alpha=1)} = \frac{C}{12} + \frac{H}{2} + 0.79 L_o \quad \text{----- (5.4)}$$

$$M_{21} = 0.5314 \text{ Kmole}$$

La cantidad excedente de aire fresco: ( $M_{2e}$ )

$$M_{2e} = (\alpha - 1)L_o. \quad \text{----- (5.5)}$$

La cantidad total de los productos de la combustion

$$M_2 = M_{21} + M_{2e}, \text{ Kmol} \quad \text{----- (5.6)}$$

e.- El coeficiente teórico de variación molecular:  $\mu_o$

$$\mu_o = \frac{M_2}{M_1} \quad \text{----- (5.7)}$$

### 5.1.2 Proceso de admisión.

Previamente consideraremos los parámetros correspondientes a las condiciones atmosféricas:

$T_o$  -temperatura atmosférica =  $15^\circ\text{C} = 288^\circ\text{K}$

$p_o$  -presión atmosférica = 0.1013 MPa

$\epsilon$  -relación de compresión = 15

a.- Coeficiente de gases residuales:  $\tau_r$

$$\tau_r = \frac{(T_o + \Delta T)}{T_r} \left[ \frac{P_r}{\epsilon P_a - P_r} \right] \quad \text{----- (5.8)}$$

donde:

$\Delta T$  -calentamiento de la carga fresca. ( $14-16^\circ\text{C}$ )

$T_r$  -temperatura al final de escape. ( $600-900^\circ\text{K}$ )

$P_r$  = Presión al final del escape. (0.105-0.125 MPa)

$P_a$  = Presión al final de admision. (0.08-0.09 Mpa)

El coeciente  $\tau_r$  debe estar entre: (0.03-0.06)

La presión al final de la admisión  $P_a$  se calcula en nuestro caso con la relación siguiente, que se ha deducido mediante un análisis del caso (ver ANEXO A.):

$$P_a = 0.1013 - 3.5517 \cdot 10^{-7} n^2, \text{ Mpa} \quad \text{----- (5.9)}$$

donde:

$n$  -rpm del motor.

b.- Coeficiente real de variación molecular:  $\beta$

$$\beta = \frac{M_2 + M_1 \cdot \tau_r}{M_1(1 + \tau_r)} \quad \text{----- (5.10)}$$

c.- Temperatura al final de la admisión:  $T_a$

$$T_a = \frac{T_o + \Delta T + \tau_r T_r}{1 + \tau_r}, \text{ } ^\circ\text{K} \quad \text{----- (5.11)}$$

$T_a$  se encuentra entre (310 - 350°C)

d.- Coeficiente de llenado o rendimiento Volumetrico:  $n_v$

$$n_v = \frac{\epsilon P_a T_o}{\epsilon - 1 P_o T_a(1 + \tau_r)} \quad \text{----- (5.12)}$$

$n_v$  se encuentra entre (0.8 - 0.9)

### 5.1.3 Proceso de compresión.

En éste proceso se elevan la temperatura y la presión de la mezcla, y sus valores dependen de la relación de compresión, de los parámetros termodinámicos del ambiente al comenzar el proceso y del carácter que tenga el intercambio de calor.

La presión al final de la compresión ( $P_c$ ) y debe estar entre (2.9-6.0 Mpa) y se calcula con:

$$P_c = P_a \cdot \epsilon^{\gamma-1} \quad \text{----- (5.13)}$$

La temperatura al final de la compresión debe estar entre (700-900 °K), y se calcula con:

$$T_c = T_a \epsilon^{\gamma-1} \quad \text{----- (5.14)}$$

donde:

$n_1$  -índice politrópico medio en la expansión.

El índice  $n_1$  se encuentra entre (1.32-1.40) y de acuerdo a [23] se puede calcular con:

$$n_1 = 1.41 - 110/n \quad \text{----- (5.15)}$$

#### 5.4 Proceso de combustión

La transformación de la energía química del combustible en térmica, se realiza en éste complejo proceso cuya velocidad de reacción depende de la composición de la mezcla combustible, es decir del coeficiente de exceso de aire.

En el proceso de combustión de un motor diesel se cumple lo siguiente:

$$\frac{\xi_z H_u}{M_1(1+\tau_r)} + \frac{U_c + \tau_r U''_c}{1+\tau_r} + 8.314\lambda T_c = \mu_r(U''_z + 8.314T_z) \quad \text{---(5.16)}$$

K1        +        K2        +        K3        +        K4

donde:

$\xi_z$  -coeficiente de aprovechamiento de calor de combustión, para cámaras separadas está entre (0.6-0.75)

$U''$ -energía interna de 1 Kmol de productos de la combustión a Temperatura  $T_z$  y  $T_c$  respectivamente; MJ/Kmol

$U_c$  -energía interna de 1 Kmol de carga fresca, en el punto c; MJ/Kmol.

$\lambda$  -grado de elevación de presión =  $P_z/P_c$ . (1.2-1.8)

$T_z$ -temperatura de combustión; entre (1700-2000°K)

El cálculo de cada sumando de la ecuación (5.16) se puede realizar de acuerdo a:

a.- El cálculo de  $K_1$  se puede hacer con un reemplazo directo de los valores de la relación:

$$K_1 = \frac{H_u}{M_1(1+\tau_r)} \quad \text{----- (5.17)}$$

b.- El cálculo de  $K_2$  de la ecuación.

$$K_2 = \frac{U_c + \tau_r U''_c}{1 + \tau_r} \quad \text{----- (5.18)}$$

Para la evaluación de  $U_c$  se sabe:

$$U_c = \mu_{cv} T_c \quad \text{----- (5.19)}$$

donde:

$\mu_{cv}$  -calor específico molar medio del aire a  $v=cte.$

Los valores se encuentran tabulados, para lo cual es necesario conocer la temperatura,  $T_c$ .

Para la evaluación de  $U''_c$  hay que considerar que se trata de la energía interna de 1 Kmol de productos de la combustión, y que está integrada por la energía interna de los productos cuando  $\alpha=1.0$ , más la energía interna del aire excedente, es decir:

$$U''_c = U''_{c(\alpha=1)} \frac{M_2(\alpha=1)}{M_2} + U_c \frac{M_{2e}}{M_2} \quad \text{----- (5.20)}$$

donde:

$$U''_{c(\alpha=1)} = \mu''_{cv} T_c \quad \text{----- (5.21)}$$

$\mu''_{cv}$  -calor específico de los productos de combustión, cuyos valores se encuentran tabulados, donde es necesario conocer la temperatura.

Conocido los valores anteriormente descritos se puede calcular el valor de  $K_2$  reemplazando los valores que se obtienen de (5.19), (5.20) y (5.21) en (5.18).

c.- La evaluación de  $K_3$  es posible reemplazando valores en la ecuación.

$$K_3 = 8.314 \lambda T_c \quad \text{----- (5.22)}$$

d.- Cálculo de  $T_z$ .

Se tiene:

$$K_4 = \mu_r (U''_z + 8.314 T_z) \quad \text{----- (5.23)}$$

$$K_4 = k_1 + K_2 + K_3$$

Además conocido los valores de  $K_1$ ,  $K_2$  y  $K_3$ ;  $K_4$  es conocido, por tanto despejando se tiene:

$$U''_z + 8.314 T_z = K_4 / \mu_r \quad \text{----- (5.24)}$$

El 2º miembro de la igualdad es conocido, y con:

$U''_z$  -energía interna que es función de la temperatura de combustión ( $T_z$ ) y el calor específico, por tanto el 1º miembro de la ecuación (5.24) puede ser evaluada por aproximaciones sucesivas, utilizando los valores de las tablas de energía interna de los gases ( $U_{gas}$ ) y energía interna de los productos de combustión ( $U_{pc}$ ).

$$U''_z = U_{pc} \frac{M_2(\alpha-1)}{M_2} + U_{gas} \frac{M_{2g}}{M_2} \quad \text{----- (5.25)}$$

Conocido el valor de  $U''_z$  en (5.25) para cierto valor de  $T_z$ , se puede calcular el valor del primer miembro de

la igualdad (5.24), lo que se deberá compararse con el valor conocido del segundo miembro de la misma ecuación (5.24); realizando aproximaciones sucesivas hasta lograr obtener un valor de  $T_x$  que satisfaga la igualdad con la aproximación que se desee. Debe considerarse que el valor de  $T_x$  debe estar entre 1700 - 2000 °K.

e.- Grado de Expansión preliminar ( $p$ ), que debe encontrarse entre (1.2 - 1.8).

$$p = \frac{\mu_r}{\lambda} \frac{T_x}{T_c}; \quad \text{----- (5.26)}$$

f.- Presión máxima de Combustión ( $P_x$ ), que debe estar entre (5.5 - 7.5 MPa)

$$P_x = \lambda P_c \quad \text{----- (5.27)}$$

### 5. Proceso de expansión

Es el proceso esencial del trabajo positivo del ciclo donde se desprende considerable parte de calor.

a.- Presión al final de la expansión ( $P_b$ ), cuyo valor debe estar entre (0.25-0.6 MPa).

$$P_b = P_x 1/\delta^{n^2} \quad \text{----- (5.28)}$$

b.- Temperatura al final de la expansión, cuyo valor debe estar entre (1000-1200°K)

$$T_b = T_x 1/\delta^{(n^2-1)} \quad \text{----- (5.29)}$$

donde:



$\delta$  - grado de expansión posterior y es igual a:

$$\delta = \frac{\epsilon}{p} \quad \text{----- (5.30)}$$

$n_2$  -índice politrópico medio de la expansión y cuyo valor según [23] se encuentra entre (1.23 - 1.28) y se puede recurrir también a la relación empírica dada por:

$$n_2 = 1.18 + 130/n \quad \text{----- (123)}$$

### 5.1.6 Proceso de escape.

La presión de escape  $P_r$  es un valor que se toma empíricamente y se asumirá considerando que debe encontrarse en el rango de (0.105-0.125 MPa), en nuestro caso:

$$P_r = 0.112 \text{ MPa.}$$

La temperatura de escape también es tomada empíricamente y en nuestro caso tomaremos  $T_r = 700^\circ\text{K}$

### 5.2 Parámetros de consumo.

Para determinar los parámetros de consumo, es necesario conocer los parámetros efectivos e indicados, los mismos que a continuación se mencionan.

#### 5.2.1 Presión media indicada.

a.- Presión media indicada del ciclo para el diagrama teórico o no redondeado. ( $P_{1\epsilon}$ )

$$P_{1\epsilon} = P_a \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon - 1} \left[ \lambda(p-1) + \frac{\lambda p}{n_2 - 1} \left[ 1 - \frac{1}{\delta^{n_2 - 1}} \right] - \frac{1}{n_1 - 1} \left[ 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1 - 1}} \right] \right] \quad \text{--- (5.32)}$$

donde:

$P_a$  - presión al final de la admisión.

$\epsilon$  - relación de compresión : 15

- grado de elevación de presiones.

$p$  - grado de expansión preliminar.

$\delta$  - grado de expansión posterior.

$n_1$  - índice politrópico medio de compresión.

$n_2$  - índice politrópico medio de expansión.

b.- Presión media indicada del ciclo redondeado ( $P_1$ ), cuyo valor para un motor diesel de 4 tiempos de aspiración

$$P_1 = \phi_1 P_{1t} \quad \text{----- (5.33)}$$

El valor de  $P_1$  para un motor Diesel de cuatro tiempos de aspiración natural está entre: (0.75 - 1.05) MPa donde:

$\phi_1$  - Coeficiente de plenitud de diagrama, cuyo valor se encuentra entre : 0.92 - 0.97

### 5.2.2 Potencia indicada.

$$N_1 = \frac{P_1 \cdot i \cdot V_h \cdot n}{30 t}, \text{ Kw} \quad \text{----- (5.34)}$$

donde:

$P_1$  - presión media indicada, MPa

$V_h$  - cilindrada, lts.

$n$  - frecuencia de rotación del cigueñal,  $\text{min}^{-1}$

$t$  - número de tiempos del motor

$i$  - número de cilindros del motor.

### 5.2.3.- Consumo específico indicado de combustible.

El consumo específico de combustible ( $g_1$ ) se calcula con la fórmula siguiente:

$$g_1 = 3600 \frac{n \cdot p_o}{P_i \cdot a \cdot l_o}, \text{ gr/kw-h; } \quad \text{----- (5.35)}$$

donde:

$n_v$  -coeficiente de llenado

$\rho_o$  -densidad del aire atmosferico, en Kg/m<sup>3</sup>

$P_i$  -presión media indicada, MPa

$\alpha$  -coeficiente de exceso de aire

$l_o$  -cantidad de aire teórico.

#### **5.2.4 Presión media de las pérdidas mecánicas.**

Las presión media de las pérdidas mecánicas se puede calcular con la relación empírica:

$$P_m = A + B v_p, \quad \text{----- (5.36)}$$

donde:

$A, B$  -coeficientes que dependen del tipo de motor y cámara de combustión, en nuestro caso  $A=0.105$  y  $B= 0.0138$

$v_p$  -velocidad media del pistón m/seg.

#### **5.2. Potencia efectiva**

$$N_e = \frac{P_e iV_h n}{30 t}, \text{ Kw} \quad \text{----- (5.37)}$$

donde:

$P_e$  -presión media efectiva media, cuyo valor está entre (0.65-1.10 MPa) y cuyo valor puede calcularse:

$$P_e = P_i - P_m \quad \text{----- (5.38)}$$

#### **5.2.6 Consumo específico efectivo de combustible.**

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_m}, \quad \text{gr/Kw-h} \quad \text{----- (5.39)}$$

donde:

$n_m$  -rendimiento mecánico, cuyo valor esta en el rango de (0.70-0.82) y se puede calcular con:

$$n_m = P_e/P_i \quad \text{----- (5.40)}$$

### **5.2.7 Resultados del cálculo.**

Los resultados del cálculo térmico se obtienen aplicando el programa CALCTERM, que se muestra en el ANEXO B, desarrollado en lenguaje FASCAL para éste fin.

Los cálculos se realizan para las características del motor de aspiración natural B-55, para el régimen nominal que considera  $n=2000$  rpm,  $N_e = 426.5$  kw, y asumiendo un coeficiente de exceso de aire de 1.5.

Los resultados son los siguientes:

$$M_{11} = 0.7029 \text{ Kmol/Kg} \quad M_{21} = 0.5348 \text{ Kmol/Kg}$$

$$M_{2e} = 0.2064 \text{ Kmol/Kg} \quad M_2 = 0.7412 \text{ Kmol/Kg}$$

$$\mu_0 = 1.05448$$

a.- Parámetros principales del ciclo de trabajo:

$$T_r = 0.0415 \quad \Delta T = 8 \text{ }^\circ\text{K} \quad n_v = 0.8493$$

$$P_a = 0.09 \text{ MPa} \quad T_a = 310 \text{ }^\circ\text{K} \quad \alpha = 1.41$$

$$P_r = 0.112 \text{ MPa} \quad T_r = 650 \text{ }^\circ\text{K}$$

$$P_c = 3.988 \text{ MPa} \quad T_c = 915.8 \text{ }^\circ\text{K} \quad n_1 = 1.40$$

$$P_z = 7.577 \text{ MPa} \quad T_z = 2031.9 \text{ }^\circ\text{K} \quad z = 0.67$$

$$n_2 = 1.21 \quad \lambda = 1.90 \quad p = 1.217$$

$$P_b = 0.363 \text{ MPa} \quad T_b = 1199.1 \text{ }^\circ\text{K} \quad \delta = 12.323$$

$$V_z = 0.2765 \text{ lt} \quad V_c = 0.2272 \text{ lt} \quad \mu_r = 1.0424$$

b.- Parámetros de consumo:

$$P_i = 0.9167 \text{ MPa} \quad \phi_1 = 0.98$$

$$N_i = 592.85 \text{ Kw} \quad g_1 = 199.33 \text{ gr/Kw-hr}$$

$$\begin{aligned}
 N_e &= 426.5 \text{ Kw} & P_e &= 0.6595 \text{ MPa} \\
 P_m &= 0.2764 \text{ MPa} & n_m &= 0.7194 \\
 g_e &= 277 \text{ gr/Kw-hr}
 \end{aligned}$$

### 5.3 Construcción del diagrama indicado.

Los diagramas indicados abierto y cerrado han sido elaborados con la información que resulta del cálculo térmico efectuado para el régimen nominal.

Para obtener los datos que intervienen en la construcción de ambos diagramas se hizo una simulación de los procesos de trabajo en una hoja electrónica de cálculo (SUPERCALC Versión 5.0) y luego fué ploteada.

La fig.5.1 muestra el diagrama indicado cerrado y la fig.5.2 muestra el diagrama abierto.

### 5.4 Construcción de las características de velocidad

En el caso del motor aspirado se dispone de las curvas características externas de velocidad, sin embargo aprovecharemos para determinarlo analíticamente utilizando las ecuaciones de LEYDERMAN :

a.- Determinación de la Potencia efectiva del motor en función del número de revoluciones del motor:

$$\frac{N_{e_x}}{N_{e_{nom}}} = a \left[ \frac{n_x}{n_{nom}} \right] + b \left[ \frac{n_x}{n_{nom}} \right]^2 + c \left[ \frac{n_x}{n_{nom}} \right]^3 \quad \text{--- (5.41)}$$

donde:

$N_{e_x}$  -potencia efectiva proyectada

$N_{e_{nom}}$  -potencia efectiva nominal

$n_x$  - rpm a la cual se proyecta la potencia

$n_{nom}$  - rpm nominal.

Con los datos de la curva característica externa de velocidad del motor se obtiene :

$$a = 0.762$$

$$b = 1.182$$

$$c = -0.944$$

b.- Determinación del Torque en función de  $n$  :

$$\frac{Me_x}{Me_{nom}} = 0.5 + 1.5 \left[ \frac{n_x}{n_{nom}} \right] - \left[ \frac{n_x}{n_{nom}} \right]^2 \text{ -----(5.42)}$$

donde:

$Me_x$  -torque proyectado a las  $n_x$  rpm

$Me_{nom}$  -torque nominal del motor a rpm nominal.

c.- Determinación del consumo efectivo de combustible proyectado en función de  $n$ :

$$\frac{ge_x}{ge_{nom}} = 1.55 - 1.55 \left[ \frac{n_x}{n_{nom}} \right] + \left[ \frac{n_x}{n_{nom}} \right]^2 \text{ --- (5.43)}$$

donde:

$ge_x$  -consumo efectivo de combustible proyectado a  $n_x$

$ge_{nom}$  -consumo efectivo de combustible nominal.

Con los datos que se obtienen al proyectar los valores de la potencia, torque y consumo efectivo, determinamos los gráficos de curvas características de velocidad del motor sobrealimentado, los mismos que se muestran en las Fig. 7.6, 7.7, 7.8 en el ANEXO E.

## CAPITULO VI

### CALCULO DE SOBREALIMENTACION DEL MOTOR Y SELECCION DEL TURBOCOMPRESOR.

#### 6.1 Consideraciones teóricas para el cálculo.

Dado que el cálculo se desarrolla basados en consideraciones teóricas y relaciones experimentales previamente determinadas , será necesario conocer las características principales de cada uno de los componentes que intervienen en la sobrealimentación del motor diesel por turbocompresores. Esto nos permitirá conocer las ventajas y limitaciones que puedan presentarse en cada componente debido a la sobrealimentación y al sistema que se adopte.

La presente metodología nos permite efectuar el cálculo de la sobrealimentación en motores de aspiración natural ya existentes, por lo que sus principales parámetros constructivos conocidos deben mantenerse sin modificaciones . Los cambios a efectuarse debido a la sobrealimentación deben ser los menos comprometedores en las dimensiones y características principales del motor.

La selección de uno u otro sistema de sobrealimentación, está vinculada con los parámetros principales del motor diesel y las condiciones de su funcionamiento. El sistema de sobrealimentación que se adopte puede, si lo requiere, utilizar un sistema de enfriamiento del aire

admitido, que es recomendable a niveles medios y altos de sobrealimentación.

## 6. Parámetros del compresor.

Los compresores utilizados en el grupo turbocompresor tienen características vinculadas al trabajo de sobrealimentación, siendo los más aplicados los del tipo radial centrífugo, cuyas curvas características típicas se muestran en la figura 6.1.

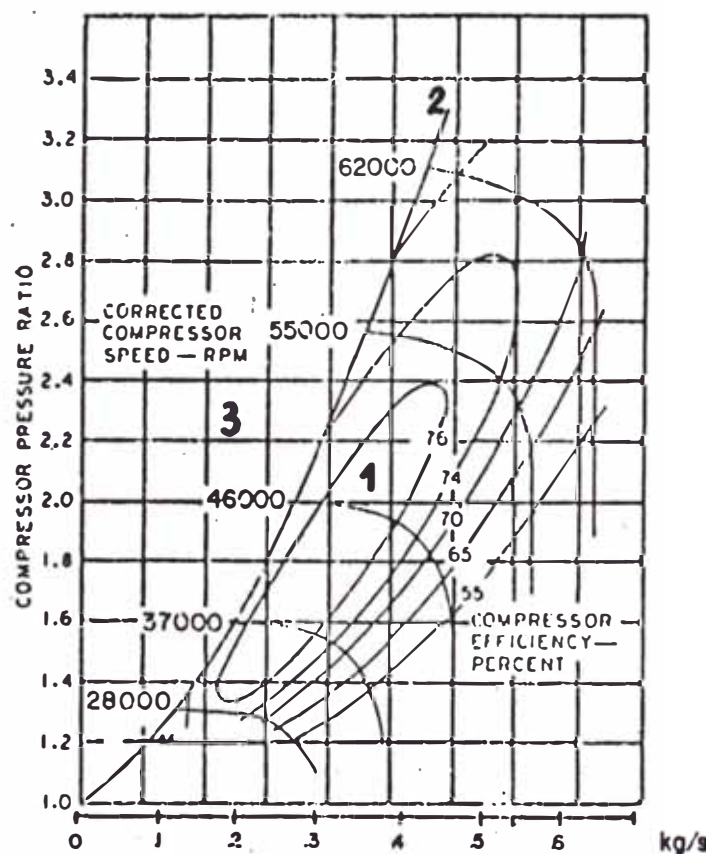


Fig. 6.1 Curva característica típica del compresor de un grupo turbocompresor.

La figura 6.1 muestra tres zonas de trabajo del compresor, la 1 correspondiente a la zona estable, donde debemos asegurar que el compresor seleccionado trabaje bajo



cualquier régimen del motor, la zona 2 corresponde al límite de bombeo y la zona 3 que es una zona inestable de funcionamiento no recomendable.

Los parámetros constructivos y de diseño del compresor intervienen en la performance de funcionamiento, por lo que en los cálculos asumiremos relaciones características ya comprobadas y rangos de aplicabilidad conocidos para sistemas convencionales.

## **6.2 Parámetros de la Turbina.**

De acuerdo a la característica de entrega de energía de los gases de escape puede ser de acción o reacción, en el primer caso la expansión total de los gases se realiza en las toberas, de tal modo que el gas ingresa a los álabes del rodete de la turbina con la mayor energía cinética; en el otro caso la expansión del gas en la tobera es parcial.

Por tanto una característica principal es el grado de reacción ( $p_r$ ) de la turbina, que es la relación entre la caída térmica en el rodete de la turbina y la caída térmica total. Cabe mencionar que no existe turbina cuyo grado de reacción sea cero, aún a valores de 5 - 15 % se les llama turbinas de acción.

La turbina tiene parámetros limitantes que no es conveniente sobrepasarlos a fin de lograr un funcionamiento adecuado. Uno de ellos es el caudal límite de gases de admisión que se muestra en la fig. 6.2, donde se nota que al incrementarse la velocidad de rotación del rotor, también se elevan la relación de presiones  $\pi_k$  y el salto

térmico; pero la velocidad de giro también tiene un límite determinado debido a la resistencia mecánica del material con el que se fabrica el rodete, al que no conviene acercarse.

Un factor limitante y muy importante es la temperatura de ingreso de los gases de escape que generalmente no deben exceder los  $700^{\circ}\text{C}$ ; sin embargo, puede aplicarse un sistema de enfriamiento del aire admitido hacia el motor para así lograr mejores condiciones a la salida de gases.

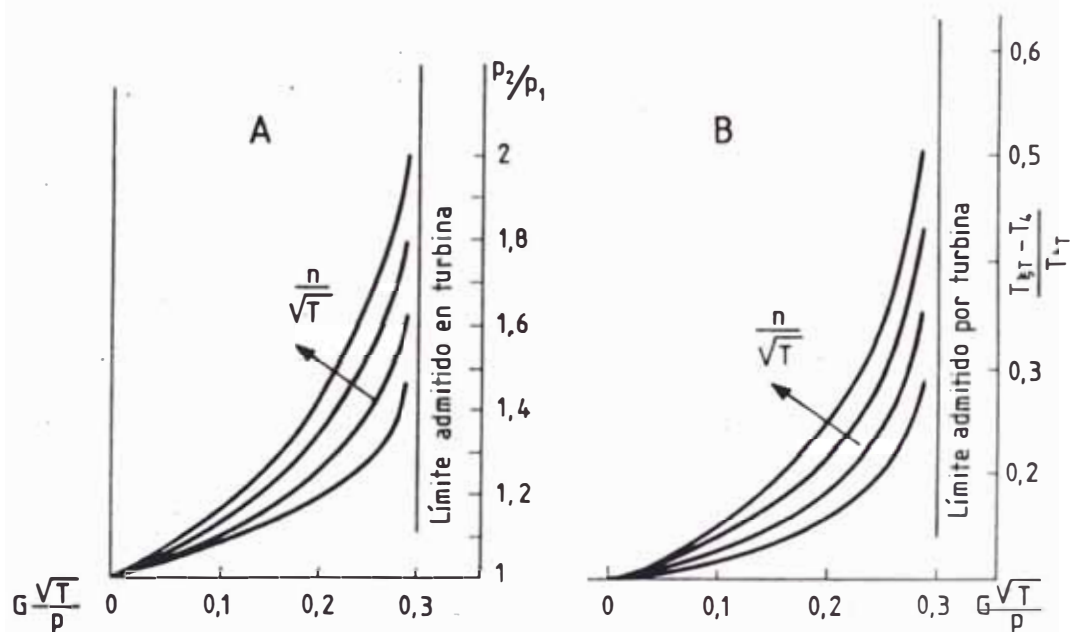


Fig. 6.2 Curvas características que define una turbina

A - gráfico presión - caudal  
B - gráfico temperatura - caudal.

Los gases calientes aun oxidantes al ingresar a la turbina, se depositan en su superficie de los álabes y

distribuidores creando resistencias, modificando pesos y desequilibrando piezas, que giran a altas revoluciones.

#### **6. 3 Trabajo conjunto Motor-Turbocompresor.**

El trabajo conjunto debe garantizarse con una alta economía y confiabilidad del equipo, la curva característica en función del caudal en el motor debe concordar con las del compresor y turbina; dicha concordancia es complicada y es por eso que existen muchos métodos para resolver éste problema. Todos ellos, sin embargo deben cumplir los requisitos siguientes:

- 1.- Tanto el compresor como la turbina deben funcionar en el régimen de máximo rendimiento y en lo más mínimo variar el rango de velocidades.
- 2.- La línea de los regímenes de trabajo del turbocompresor debe pasar através de la zona de máximos rendimientos y debe estar de lo mas lejos posible del límite de bombeo del compresor.
- 3.- En la selección de la relación  $P_k/P_e$  se deben adoptar normas que garanticen un barrido satisfactorio de los cilindros.
- 4.- La temperatura de los gases de escape no debe pasar de un límite determinado, con el fin de obtener un funcionamiento prolongado y estable de la turbina y del motor.

Los requerimientos enunciados se contraponen entre si, por lo que no es posible satisfacer todos simultáneamente.

La complejidad para concordar las curvas características del motor con las del turbocompresor depende en

gran medida del esquema de sobrealimentación que se adopte. En el caso de adoptar el esquema más simple de sobrealimentación; es decir un sistema turbocompresor con la turbina que aprovecha la energía de los gases de escape y que la entrega al compresor para forzar el ingreso de aire al motor, el caudal de aire que envía el compresor corresponde al consumo de aire en el motor y la presión del aire en la salida del compresor prácticamente es la misma en el colector.

Para conseguir una concordancia exacta de las características del turbocompresor con las del motor, los fabricantes producen diversos modelos de turbinas y compresores de un determinado tipo.

Como el turbocompresor no tiene enlace cinemático con el motor, entonces su velocidad de rotación y su presión de sobrealimentación no dependen directamente de la velocidad de rotación de ésta último. El punto de trabajo del turbocompresor se determina en el balance de potencias del compresor y turbina ubicados en el mismo eje. La velocidad del turbocompresor crece con el incremento del caudal de aire que ingresa al motor y con la temperatura de los gases de escape delante de la turbina, es decir con el aumento de potencia del motor.

Al hacer el cálculo del trabajo conjunto del motor con el turbocompresor para un régimen estacionario dado, se determinan los índices de trabajo conjunto del motor diesel con el turbocompresor. Dicho régimen estacionario

del trabajo conjunto se establece a partir las siguientes consideraciones.

1.- La frecuencia de rotación del compresor y de la turbina son iguales,  $n_k = n_t$

2.- Los consumos de aire y de gas están ligados con la relación:

$$G_k = G_B = G_t - G_{comb} + G_{pg} + G_{otip} \quad \text{----- (6.1)}$$

donde:

$G_k$  -caudal de aire que pasa por el compresor.

$G_B$  -consumo de aire del motor.

$G_t$  -caudal de gas que pasa por la turbina.

$G_{comb}$  -consumo de combustible del motor.

$G_{pg}$  -pérdida de gases.

$G_{otip}$  -consumo a través del orificio de traslape que escapa a la turbina.

La necesidad de derivar los gases , puede aparecer cuando se emplea un turbocompresor que trabaja en un rango amplio de variación de frecuencia de rotación, que se debe a un incremento de la frecuencia de rotación del rotor del turbocompresor y por consiguiente valores elevados de  $P_k^*$  en el régimen nominal.

Como el consumo de combustible y la magnitud de pérdidas son aproximadamente iguales y representan del 2-4% del consumo total de aire; entonces, como primera aproximación y en ausencia de derivación puede tomarse  $G_k = G_B = G_t$ .

3.-La potencia de la turbina y del compresor son iguales.

$$N_k = N_t$$

Al calcular el trabajo conjunto del diesel con el turbocompresor, se emplea una serie de funciones experimentales y también características del turbocompresor los mismos que pueden ser dimensionales o adimensionales.

El cálculo del régimen de trabajo conjunto se hace empleando el método de aproximaciones sucesivas; se basa en una orientación dada de la frecuencia de la rotación del motor y una serie de índices de trabajo del diesel y el turbocompresor, después de calcular la potencia del compresor y de la turbina, se ajusta el valor de la frecuencia de rotación del rotor del turbocompresor ( $n_r$ ), se ajustan también los valores restantes de los índices asumidos; luego el cálculo se repite para un nuevo valor de  $n_r$ , hasta que la diferencia entre  $N_k$  y  $N_t$  sea menor al valor antes dado.

De acuerdo a recomendaciones, los diámetros de los múltiples de admisión se seleccionan de tal forma que la velocidad del aire en ella no exceda de 30 a 60 m/seg. Y cuando la velocidad del aire en el colector es 60 m/seg, la temperatura del aire  $T_k^* = 383 \text{ }^\circ\text{K}$ , mientras que el índice adiabático del aire será  $k = 1.4$ , la velocidad adimensional en esas condiciones es  $\beta = 0.17$ ; en éste caso las presiones estática y de frenado se diferencian en 1.6 %, mientras que las temperaturas en 0.4%.

Por lo expuesto, la presión y temperatura estática en el múltiple de admisión se toman iguales a las de frenado mientras que el recálculo de los parámetros de frenado, es decir al llevarlos a los estáticos se realiza en la

entrada del compresor y turbina dónde las velocidades adimensionales son altas.

#### 6.4 Parámetros estáticos de frenado.

Como la metodología emplea características de compresores y turbinas determinadas con las presiones ( $P^*$ ) y temperaturas ( $T^*$ ) de frenado, aparece la necesidad de tomar en cuenta las diferencias entre los parámetros estáticos y de frenado en los casos cuando ellos son muy altos.

La diferencia entre los parámetros estáticos y de frenado, se hace visible en casos de valores de las velocidades adimensionales ( $\lambda$ ) altas. Las velocidades adimensionales se pueden determinar con la relación:

$$\lambda = c/a_{cr1} \quad \text{----- (6.2)}$$

donde:

$c$  - velocidad del flujo de gas (m/seg)

$a_{cr1}$  - velocidad crítica del gas en movimiento.

La velocidad crítica se determina con la relación:

$$a_{cr1} = \left[ 2 \cdot \frac{k}{k+1} R T^* \right]^{0.5} \quad \text{----- (6.3)}$$

Para evaluar los parámetros de frenado también se pueden emplear las funciones:

$$T = T^* - \frac{c^2}{2 C_p} \quad \text{----- (6.4)}$$

$$P = P^* (T/T^*)^{k/(k-1)} \quad \text{----- (6.5)}$$

donde:

$C_p$  -capacidad calorífica del gas a presión constante

$c$  -velocidad absoluta del gas.

Para llevar los parámetros de frenado a estáticos, se pueden emplear las funciones gasodinámicas, cuyas relaciones se muestran en el ANEXO C. Las tablas de funciones gasodinámicas (TFG) incluyen los valores tabulados de las relaciones mencionadas considerando las características del gas o el aire, para diferentes valores de la velocidad adimensional o el número de Mach ( $M$ ).

Algunas relaciones gasodinámicas importantes presentamos a continuación, las mismas que tabuladas también se muestran en el ANEXO C.

$$\pi(\lambda) = \frac{P}{P^*}, \quad t(\lambda) = \frac{T}{T^*}, \quad \epsilon(\lambda) = \frac{P T^*}{T P^{**}} \quad \text{----- (6.6)}$$

## **6.2 Parámetros previos a considerar para el cálculo.**

Para iniciar el cálculo es necesario determinar en forma clara el objetivo para el cual se quiere sobrealimentar el motor diesel. En nuestro caso se requiere compensar la pérdida de potencia por trabajo en condiciones atmosféricas de altitud elevada, ya que específicamente se quiere explotar el motor en la ciudad de Puno, la misma que se encuentra aproximadamente a 3800 m.s.n.m., cuya presión, temperatura y densidad promedio anual de acuerdo a [21] es:

$$P_H = 0.0644 \text{ MPa}$$

$$T_H = 10.48^\circ\text{C} = 283.48^\circ\text{K}$$



$$\rho_H = 0.792 \text{ Kg/m}^3$$

Como nuestro objetivo es lograr que el equipo trabaje a ésta altitud con las mismas características de propulsión y velocidad que al nivel del mar. El motor deberá entregar en la altura, la misma potencia que actualmente entrega a nivel del mar; es decir:

$$N_{eH} = 426.5 \text{ Kw.}$$

Si se quiere obtener ésta potencia en condiciones atmosféricas de altura, significará que el motor debe entregar una mayor potencia al nivel del mar; la misma que puede ser calculada mediante fórmulas de reducción adecuadas y tener nuestro objetivo proyectado a condiciones atmosféricas normales.

Utilizando la expresión (2.55) mostrada, que es la fórmula de reducción propuesta por V.Majaldiani, podremos obtener la potencia del motor en condiciones normales que proyecten nuestro objetivo

$$\frac{N_{eH}}{N_{e0}} = (1 + 0.091H^{0.026}) \left[ 1.11 - 0.11 \frac{\rho_H}{\rho_0} \right] \frac{P_H}{P_0} \left[ \frac{T_0}{T_H} \right]^{0.5}$$

donde:

$N_{eH}$  - potencia en la altura = 426.5 Kw

H - altitud sobre el nivel del mar = 3.8 Km

$\rho_H$  - densidad del aire en la altura = 0.792 Kg/m<sup>3</sup>

$\rho_0$  - densidad del aire a nivel del mar = 1.225 Kg/m<sup>3</sup>

$T_0$  - temperatura del aire a nivel del mar = 15°C = 288°K

$P_0$  - presión atmosférica al nivel del mar = 0.1013 MPa

Reemplazando y despejando en la ecuación se tiene:

$$N_{e_0} = 503 \text{ Kw}$$

Nuestro objetivo es sobrealimentar el motor que tiene actualmente 426.5 Kw de potencia, a fin de mantener dicha potencia a una altitud de 3800 m.s.n.m., que significa lograr 503 Kw de potencia en condiciones estándar.

Para la potencia mencionada el valor de la presión media efectiva es de :  $P_m = 0.7762 \text{ Mpa}$ .

Los parámetros constructivos a considerar en el cálculo serán tomados del capítulo IV.

### **6.3 Metodología de cálculo.**

Para determinar los parámetros e índices constructivos que permitan la selección del turbocompresor, utilizaremos la metodología propuesta por [9], cuya particularidad de cálculo consiste en asumir ciertos parámetros iniciales, que serán ajustados posteriormente en forma iterativa hasta lograr resultados que estén dentro de un rango aceptable conocido. Esto es posible gracias a que se tienen las fórmulas, relaciones empíricas o curvas características del compresor y la turbina, con las cuales se puede desarrollar el procedimiento.

Como las funciones y características tanto dimensionales como adimensionales que utiliza el método, no son fácilmente proporcionadas por los fabricantes de turbocompresores; ellos se obtienen del cálculo de los parámetros gasodinámicos y dimensiones principales del grupo turbocompresor que satisfaga nuestra necesidad. Es decir cuando en el cálculo principal se requiera de las características del turbocompresor, recurriremos a determinar-

los utilizando el método de cálculo propuesto por [2], en forma independiente del cálculo principal.

### **6.3.1 Metodología para determinar los parámetros principales del grupo turbocompresor**

La metodología inicia los cálculos asumiendo tentativamente algunos parámetros del sistema de sobrealimentación, los mismos que serán recalculados o ajustados continuamente.

1.- Se inicia asumiendo tentativamente:

$\alpha$  -coeficiente del exceso de aire

$P_m$  -presión de sobrealimentación de aire, (MPa)

$\pi_{t^*}$  -grado de expansión del gas en la turbina

$n_r$  -frecuencia de rotación del rotor, ( $\text{min}^{-1}$ )

$\lambda_1$  ,  $\lambda_T$  - velocidades adimensionales del aire delante del compresor y del gas delante de la turbina, respectivamente.

$P_m$  - presión media de las pérdidas mecánicas del motor ,éste valor se calcula previamente asumiendo algunos otros parámetros, de acuerdo a la siguiente fórmula:

$$P_m = K_v(\epsilon+8.5) \frac{S n}{30} \left[ 0.65 + 0.35 \frac{P_r}{P_o} \left[ \frac{T_o}{T_k} \right]^{0.5} \right] \text{ --- (6.7)}$$

donde:

$K_v$  -coeficiente de corrección constructiva del motor; en nuestro caso es 0.001 por ser nuestro motor en V.

$P_r$  -presión de los gases residuales.

El régimen de funcionamiento del motor diesel se da con la frecuencia de rotación  $n$  ( $\text{min}^{-1}$ ), la presión me-

dia efectiva  $P_e$  (MPa) y la sección efectiva del orificio para la derivación de los gases delante de la turbina ( $\mu x f$ )  $m^2$ ; dicha magnitud se calcula con el régimen de derivación donde una parte del gas salta a la turbina.

2.- El valor medio de la presión media indicada ( $P_i$ ) se calcula con la fórmula:

$$P_i = P_e + P_m \quad , \text{MPa.} \quad \text{----- (6.8)}$$

3.- El rendimiento indicado ( $\eta_i$ ) se determina con la función experimental:

$$\eta_i = f(\eta, \alpha, P_e) \quad \text{----- (6.9)}$$

4.- El consumo horario de combustible ( $G_{comb}$ ) en Kg/h se determina a través de la fórmula conocida:

$$G_{comb} = \frac{P_i \ i V_h \ 30 \ n}{H_u \ \eta_i} \quad \text{----- (6.10)}$$

donde:

$i V_h$  -cilindrada total del motor en  $m^3$

$H_u$  -poder calorífico del combustible en MJ/Kg

5.- El suministro cíclico del combustible ( $G_{cc}$ ) está dada en mgr/ciclo:

$$G_{cc} = \frac{G_{comb} \ 10^6}{30 \ n \ i} \quad \text{----- (6.11)}$$

donde:

$i$  -número de cilindros del motor.

6.- El caudal de aire ( $G_B$ ) en Kg/h que requiere el motor se calcula con la fórmula conocida:

$$G_B = \alpha \cdot l_0 \cdot G_{comb} \quad \text{----- (6.12)}$$

7.- El consumo de aire a través del compresor ( $G_k$ ) en Kg/seg será:

$$G_k = \frac{G_B}{3600 \cdot i_{tk}} \quad \text{----- (6.13)}$$

donde:

$i_{tk}$  -nº de turbocompresores instalados en el motor.

8.- La frecuencia de rotación reducida del compresor ( $n_{k.nr}$ ) en  $\text{min}^{-1}$  se calcula como:

$$n_{k.nr} = n_r \left[ \frac{T_{ok}}{T_1^*} \right]^{0.5} \quad \text{----- (6.14)}$$

donde:

$T_1^*$  -temperatura del aire en la entrada al compresor

$T_{ok}$  -temperatura de reducción de la característica del compresor (generalmente es 288°K).

9.- La presión del aire en la entrada del compresor es:

$$P_1^* = P_0 - A (G_B / G_{Bnom})^2 \quad \text{----- (6.15)}$$

donde:

$P_0$  -presión atmosférica en MPa,

$A$  -coeficiente que considera las pérdidas de presión en la zona hasta el compresor, de acuerdo a datos experimentales (0.03 a 0.05 MPa)

$G_{B.nom}$  -consumo de aire asumido en régimen nominal.

10.- El consumo de aire reducido a través del compresor ( $G_{k.nr}$ ) en Kg/seg será:

$$G_{k,cr} = G_k \frac{P_{0k}}{P_1^*} \left[ \frac{T_1^*}{T_{0k}} \right]^{0.5} \quad \text{----- (6.16)}$$

donde:

$P_{0k}$  - presión de reducción de la característica del compresor; generalmente  $P_{0k} = 0.1 \text{ MPa}$ .

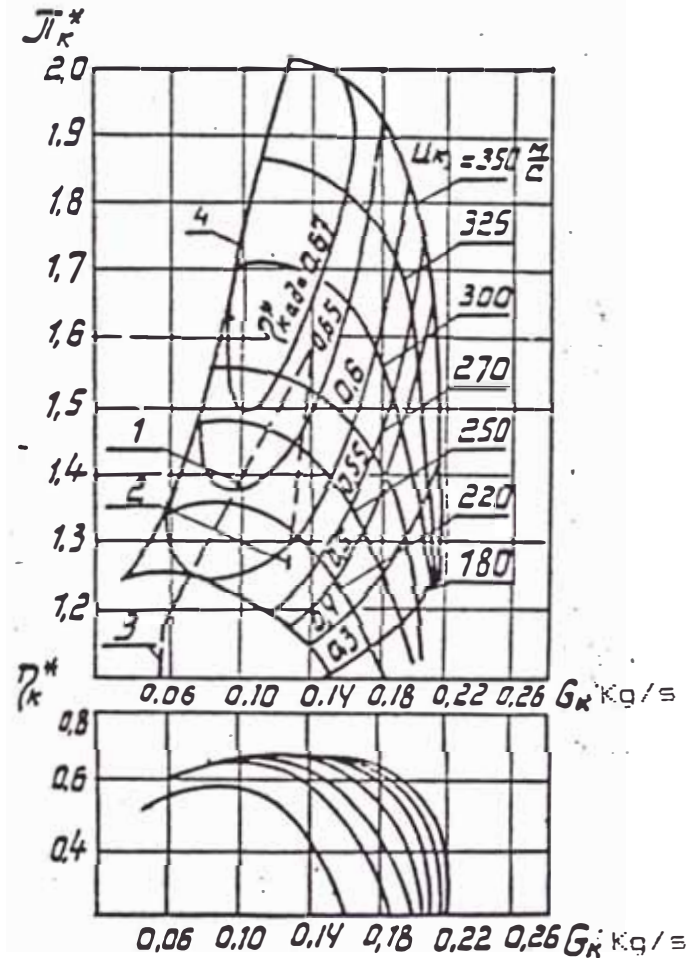


Fig 6.3 Ejemplo de característica dimensional de un compresor.

- 1- Línea de trabajo conjunto del diesel con la característica externa.
- 2- Línea de trabajo conjunto del motor diesel cuando  $n=2500 \text{ rpm}$
- 3- Línea del trabajo conjunto con el diesel cuando  $n=1200 \text{ rpm}$
- 4- Línea del límite de bombeo.

11.- El rendimiento adiabático del compresor ( $\eta_k^*$ ) y el grado de elevación de la presión del aire ( $\pi_k$ ) se determina con la ayuda de las características dimensionales y adimensionales del compresor obtenidos experimentalmente.

Un ejemplo de característica dimensional del compresor muestra la fig 6.3, correspondiente a un compresor del tipo radial que puede agrupar varios tipos de compresores de la misma familia, con distintas dimensiones.

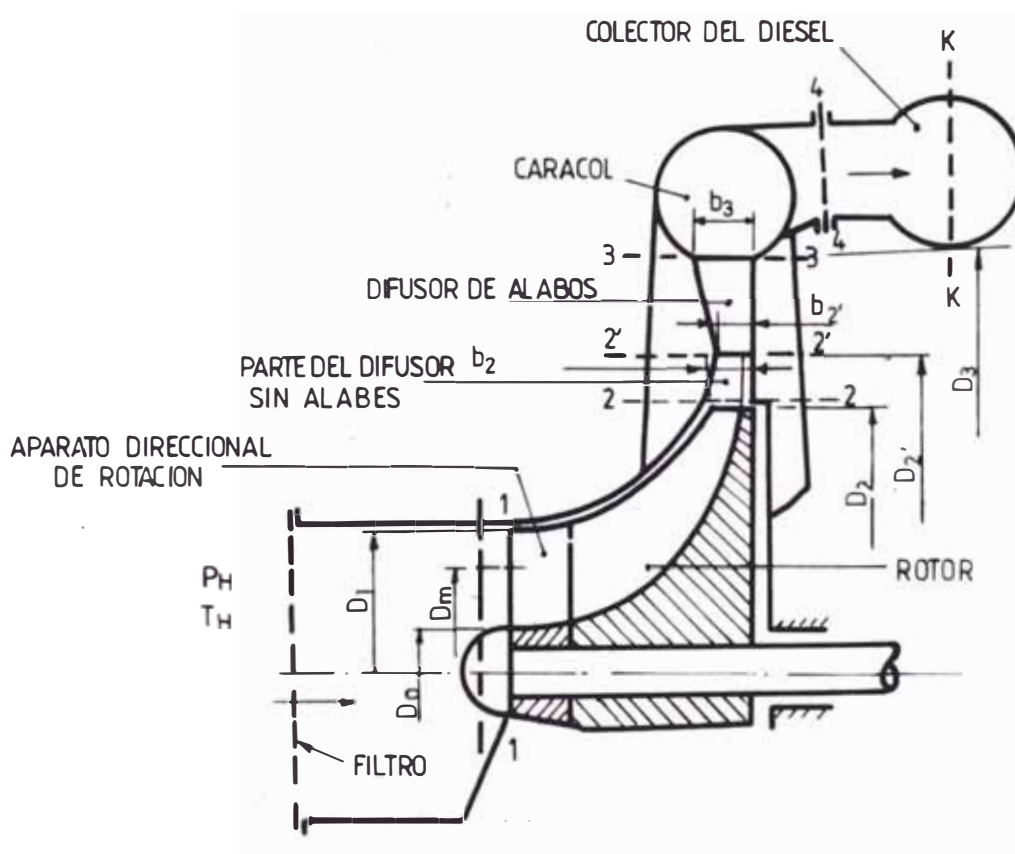


Fig. 6.4 Sección de paso de un compresor centrífugo.

Pueden emplearse también características adimensionales del compresor; en este caso tendríamos que:

$$\eta_k^* = f_1(U_k, \sigma, \phi_1)$$

----- (6.17)

$$\phi_0^* = f_2(U_k, \sigma, \phi_1)$$

donde:

$u_{k.nr}$  - velocidad circular reducida del rodete del compresor en su diámetro exterior,

$\phi_1$  - coeficiente de gasto

$\phi_o^*$  - coeficiente de carga del compresor.

Al emplearse características dimensionales el rendimiento adiabático y el grado de elevación de presión en el compresor se determina con funciones que a continuación se tienen:

$$\begin{aligned} \eta_k^* &= f_1(\eta_{k.nr}, G_{k.nr}), \\ \pi_k^* &= f_2(\eta_{k.nr}, G_{k.nr}). \end{aligned} \quad \text{----- (6.18)}$$

Para emplear las características adimensionales del compresor es necesario también efectuar cálculos adicionales en algunas magnitudes que son:

a.- La velocidad circular en el diámetro circular del rodete del compresor en m/seg.

$$u_{k.nr} = \pi \cdot D_{kz} \cdot n_r / 60 \quad \text{----- (6.19)}$$

donde:

$D_{kz}$  - diámetro exterior del rodete.

b.- La densidad del aire en la entrada del compresor ( $\rho_1$ ) en Kg/m<sup>3</sup> :

$$\rho_1 = P_1^* \epsilon(\lambda_1) / R T_1^* \quad \text{----- (6.20)}$$

c.- La velocidad del aire en la entrada del rodete m/seg



$$C_1 = \frac{4 G_k}{\rho_1 (D_{k1}^2 - D_{k0}^2) \pi} \quad \text{----- (6.21)}$$

donde:

$D_{k1}$ - diámetro del rodete en su entrada, en m.

$D_{k0}$ - diámetro de la bocina del rodete, en m.

d.- El coeficiente de gasto del compresor ( $\phi_1$ ).

$$\phi_1 = \frac{C_1}{u_{k.or}} \quad \text{----- (6.22)}$$

e.- Con la finalidad de ajustar la función gasodinámica  $\epsilon(\lambda_1)$  para los pasos siguientes de aproximaciones sucesivas se determina la velocidad crítica del aire en la entrada del rodete del compresor m/seg y está dada por:

$$a_{cr1} = \left[ 2 \frac{k}{k+1} R T_1^* \right]^{0.5} \quad \text{----- (6.23)}$$

f.- El nuevo valor de la velocidad adimensional del aire en la entrada del rodete:

$$\lambda_{1nov} = \frac{C_1}{a_{cr1}} \quad \text{----- (6.24)}$$

Luego asumiendo  $\lambda_1 = \lambda_{1nov}$  y con las magnitudes de  $u_{k.or}$  y  $\phi_1$  se encuentran los valores de  $n_k^*$  y  $\phi_o^*$ .

Como ejemplo en la fig. 6.5 se muestran las características adimensionales del compresor.

g.- Considerando que el coeficiente de carga se del compresor se determina con la formula :

$$\phi_o^* = \frac{l_k}{u^2_{k,nr}} \quad \text{----- (6.25)}$$

12.- El trabajo adiabático de compresión del aire es:

$$l_k = \frac{k}{k-1} R T_1^* (\pi_k^{*(k-1)/k} - 1) \quad \text{---- (6.26)}$$

De las ecuaciones (6.25) y (6.26) se puede calcular el grado de elevación de presiones en el compresor  $\pi_k^*$ .

$$\pi_k^* = \left[ 1 + \frac{k-1}{k} \phi_o^* \cdot u^2_{k,nr} \frac{1}{R \cdot T_1^*} \right]^{k/(k-1)} \quad \text{----- (6.27)}$$

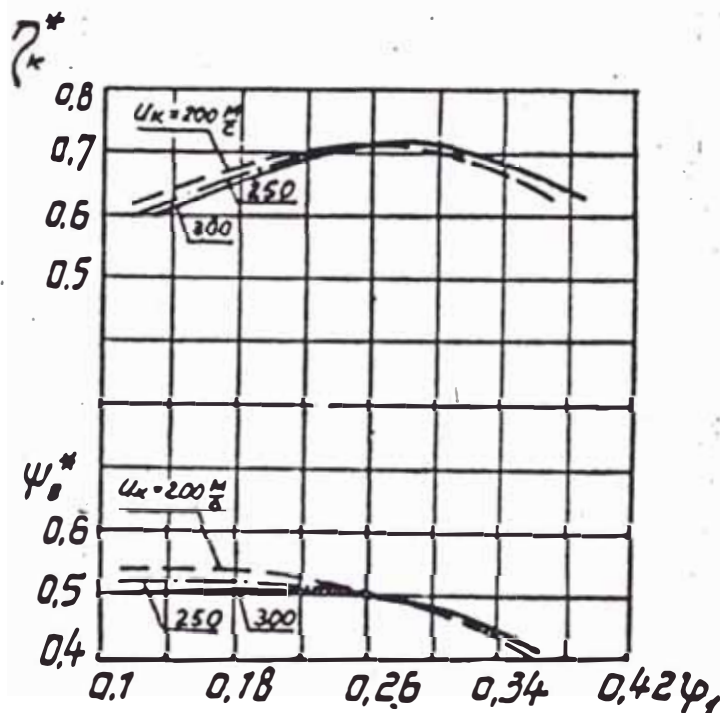


Fig.6.5 Característica adimensional de un compresor.

13.- El empleo de características adimensionales en una serie de casos puede resultar más cómoda, ya que ellas son

cercanas por su comportamiento a los compresores de desiguales medidas y en mérito a la generalidad de los procesos físicos que ocurren en sus diversas partes internas del compresor; ésto también es válido para la turbina:

En el programa se calculan para compresores y turbinas específicas,ajustando luego el valor de la presión de sobrealimentación  $P_s$  a través de la fórmula de ajuste:

$$P_{s\text{nov}} = \pi_k^* \cdot P_1^* - B (G_B/G_{B,\text{nom}})^2 \quad \text{----- (6.28)}$$

donde:

$B$  -coeficiente que considera pérdidas de presión en la zona desde el compresor hasta la válvula de admisión y está entre 0.001 y 0.004 MPa,Valores grandes de  $B$  se asumen cuando se tienen enfriadores del aire de admisión.

En seguida se emplean en los cálculos posteriores y de ajuste el valor de:

$$P_s = P_{s\text{nov}}$$

14.- El índice politrópico de compresión del aire en el compresor se da con la fórmula:

$$\eta_{\text{non}} = \frac{\frac{k}{k-1} \pi_k^*}{\frac{k}{k-1} \pi_k^* - 1} \quad \text{----- (6.29)}$$

15.- La efectividad del enfriador del aire de sobrealimentación ( $E$ ) se determina con la fórmula empírica:

$$E = E_{nom} (G_B / G_{B,nom})^e \quad \text{----- (6.30)}$$

donde:

$E_{nom}$  -efectividad del enfriador en el régimen nominal y puede tomarse  $E_{nom} = 0.50-0.70$

$$e = 0.2,$$

Si no hay enfriador de aire entonces  $E_{nom} = 0$ .

16.- La temperatura del aire de sobrealimentación ( $T_2$ ) se calcula con la fórmula:

$$T_2 = T_1 * (\pi_k^*)^{(n_{nom}-1)/n_{nom}} (1-E) + E.T_1^* \quad \text{---- (6.31)}$$

17.- La densidad del aire de sobrealimentación  $\rho_2$  dada en  $\text{kg/m}^3$  se calcula con la fórmula:

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R.T_2} \quad \text{----- (6.32)}$$

18.- El coeficiente de llenado se determina con la relación :

$$n_v = f(n, P_2, T_2, \frac{G_{cc}}{V_h}), \text{ o también con la fórmula:}$$

$$n_v = \frac{G_{comb} a l_0 R T_2}{30 P_2 i V_h n} \quad \text{----- (6.33)}$$

19.- Se ajustan los cálculos de: consumo horario de aire através del motor, caudal de aire que pasa por el compresor y el coeficiente de exceso de aire con las tres fórmulas siguientes:

$$G_{B.nov} = iV_n 30.n.n.v.p_e \quad \text{----- (6.34)}$$

$$G_{k.nov} = \frac{G_{B.nov}}{i_{tk} \cdot 3600} \quad \text{----- (6.35)}$$

$$a_{nov} = \frac{G_{B.nov}}{G_{comb.l_0}} \quad \text{----- (6.36)}$$

20.- Los cálculos posteriores se ajustan a los valores siguientes:

$$G_B = G_{B.nov} ;$$

$$G_k = G_{k.nov} ; \quad \text{----- (6.37)}$$

$$a = a_{nov}.$$

21.- La potencia ( $N_k$ ) que consume el compresor se calcula con la siguiente fórmula:

$$N_k = \frac{L_k \cdot G_k}{\eta_k^*} \quad \text{----- (6.38)}$$

22.- El consumo secundario de los gases ( $G_z$ ) en kg/seg será:

$$G_z = \frac{a l_0 + 1}{a l_0} \cdot G_k \cdot m \quad \text{----- (6.39)}$$

donde:

$m$  -coeficiente que considera la pérdida de aire y de los gases, y está entre 0.98 - 1.0

A partir de éste paso se inician los cálculos para determinar las características y los parámetros de la turbina.

23.- La presión del gas a la salida de la turbina  $P_2^*$  en MPa se calcula con la fórmula:

$$P_2^* = P_0 + C(G_B/G_{B.nom})^2 \quad \text{----- (6.40)}$$

donde:

C -coeficiente que considera el aumento de la presión de los gases en el tubo principal después de la turbina y está entre 0.003 - 0.005.

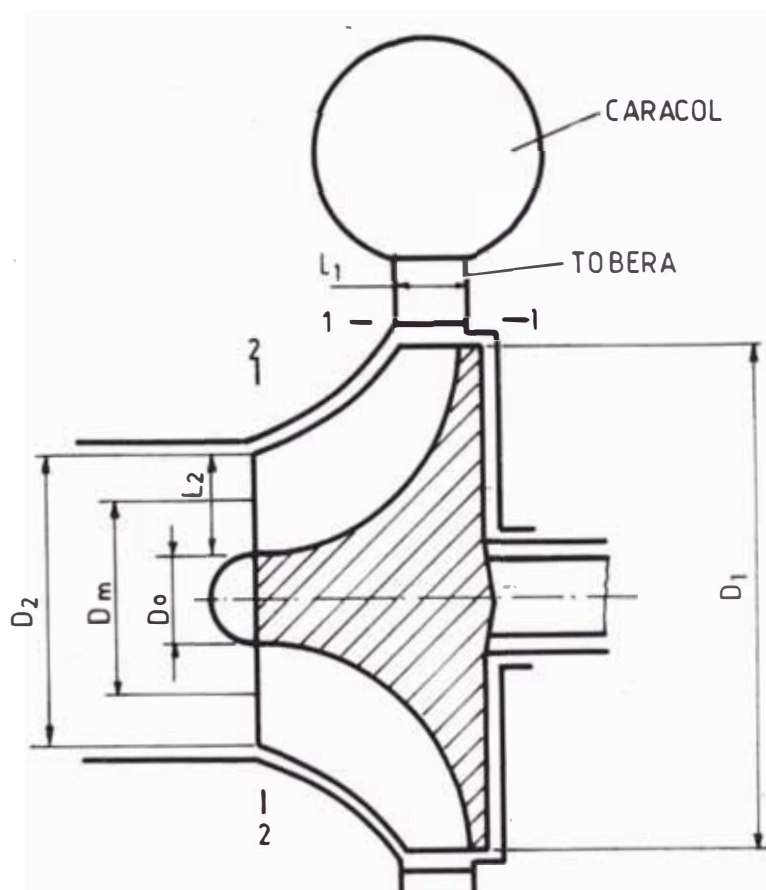


Fig. 6.6 Esquema del corte transversal de una turbina radial.

24.- La presión del gas delante de la turbina  $P_t^*$ , en MPa, será calculada con la fórmula:

$$P_t^* = \pi_t^* \cdot P_2^* \quad \text{----- (6.41)}$$

25.- La temperatura de gases delante de la turbina  $T_t^*$  se determina con la función experimental:

$$T_t^* = f(n, \alpha, T_m)$$

En nuestros cálculos utilizaremos la siguiente relación:

$$T_t^* = \frac{C_{pa}}{C_{pg}} \frac{1}{G_t/G_k} T_k^* + \frac{H_u(1 - n_t - \phi_c)}{\alpha \phi_b l_o C_{pg} G_t/G_k} \quad \text{--- (6.42)}$$

donde:

$C_{pa}$  -calor específico del aire a presión constante

$C_{pg}$  -calor específico del gas a presión constante

$\phi_b$  -coeficiente de barrido

$\phi_c$  -fracción de calor que se entrega al agua de refrigeración y que se pierde por combustión incompleta y está entre 0.15-0.20

El cálculo de  $C_{pg}$  se determina con:

$$C_{pg} = 0.234 + \frac{0.035}{1000(\alpha \cdot \phi_b)^{0.5}} T_t^* \quad \text{---- (6.43)}$$

26.- La densidad del gas delante de la turbina  $\rho_t$  en  $\text{kg/m}^3$  se determina con la fórmula:

$$\rho_t = \frac{P_t^*}{R_1 T_T^*} \epsilon(\lambda_t) \quad \text{----- (6.44)}$$

donde:

$R_1$  -constante de gases de los gases de escape

$\epsilon(\lambda_t)$  -es igual a la función gasodinámica.

27.- La velocidad crítica del gas delante de la turbina  $a_{crit}$  en m/seg es igual:

$$a_{crit} = \left[ 2 \cdot \frac{k_1}{k_1+1} R_t T_t^* \right]^{0.5} \quad \text{----- (6.45)}$$

donde:

$k_1$  -índice adiabático de los gases

28.- La velocidad de los gases delante de la turbina  $C_t$  en m/seg se calcula con:

$$C_t = \frac{4G_2}{D_{TP}^2 \cdot \pi \cdot \rho_t} \quad \text{----- (6.46)}$$

donde:

$D_{TP}$  -diámetro del tubo en la entrada de la turbina en metros.

29.- Ajustamos la velocidad adimensional del gas en la entrada de la turbina.

$$\lambda_{t.nov} = \frac{G_2}{a_{crit}} \quad \text{----- (6.47)}$$

En seguida todos los cálculos se hacen para,

$$\lambda_t = \lambda_{t.nov} \quad \text{----- (6.48)}$$

30.- La función del flujo de gas a través del orificio de derivación delante de la turbina será igual a:

$$\phi_{byp} = \left[ \frac{k_1}{k_1-1} \left[ \left( \frac{1}{\pi_t^*} \right)^{2/k_1} - \left( \frac{1}{\pi_t^*} \right)^{(k_1-1)/k_1} \right] \right]^{0.5} \quad \text{----- (6.49)}$$



31.- El consumo de los gases a través del orificio de la derivación  $G_{byp}$  en Kg/seg es:

$$G_{byp} = \mu f_{byp} p_t \phi_{byp} (2 R_t T_t^*)^{0.5} \text{ ----- (6.50)}$$

32.- El consumo de los gases a través de la turbina  $G_t$  será igual a:

$$G_t = G_2 - G_{byp} \text{ ----- (6.51)}$$

33.- El coeficiente de aumento de la potencia de la turbina en el flujo de impulso  $K_N$  o coeficiente del salto adiabático en la turbina se determina con la fórmula experimental reducida:

$$K_N = f(\pi_k^* \quad \pi_t^*)$$

$$K_N = H_t / H_{tcp} \text{ ----- (6.52)}$$

donde:

$H_t$  -salto adiabático en la turbina considerando energía de impulso.

$H_{tcp}$  -caída adiabática en el tiempo medio obtenido al calcular el turbocompresor sin considerar la energía de impulso.

En nuestros cálculos tomamos la recomendación del autor [2] por tanto:

$$K_N = 1 + \frac{0.005}{P_k - 0.1013} \text{ ----- (6.53)}$$

34.- El coeficiente de aumento de la capacidad de paso de la turbina en el flujo de impulso  $K_f$  se con la expresión:

$$K_r = \frac{1}{(K_N)^{0.5}} \quad \text{----- (6.54)}$$

Para ajustar el grado de disminución de la presión del gas en la turbina se emplea funciones experimentales o relaciones experimentales del consumo reducido del gas a través de la turbina.

35.- En caso de emplearse características dimensionales esta relación será.

$$G_{t.nr} = f \left( \frac{n_r}{(T_{t^*})^{0.5}}, \pi_{t^*} \right) \quad \text{----- (6.55)}$$

donde:

$$G_{t.nr} = \frac{G_t (T_{t^*})^{0.5}}{P_{t^*}} \quad \text{----- (6.56)}$$

36.- En el caso de emplearse las características adimensionales:

$$G_{t.nr} = f \left( \frac{u_t}{(T_{t^*})^{0.5}}, \pi_{t^*} \right) \quad \text{----- (6.57)}$$

donde:

$u_t$  -velocidad circular del rodete de la turbina en m/seg.

$$u_t = \pi D_{t1} \frac{n_r}{60} \quad \text{----- (6.58)}$$

donde:

$D_{t1}$  -diámetro exterior del rodete de la turbina en metros.

37.- El nuevo valor de la presión del gas delante de la turbina se determina con la fórmula:

$$P_{t,nov}^* = \frac{G_t (T_t^*)^{0.9} 0.0981}{K_T G_{t,nr}} \quad \text{---- (6.59)}$$

donde:

-0.0981 será necesario si al determinarse experimentalmente  $G_{t,nr}$  se emplea  $P_t$  en  $\text{kg/cm}^2$ .

$K_T$  -considera la disminución de la capacidad de paso de la turbina en el flujo de impulsión del gas.

38.- También puede emplearse características adimensionales de la capacidad de paso de la turbina o de flujo en donde para calcular el consumo reducido del gas a través de la turbina se emplea la presión del gas después de la turbina  $P_2^*$ .

$$G_{t,nr} = \frac{G_t (T_t^*)^{0.9}}{P_2^*} \quad \text{----- (6.60)}$$

39.- El nuevo valor del grado de disminución de presión del gas en la turbina  $\pi_t$  será igual:

$$\pi_{t,nov}^* = P_{t,nov}^* / P_2^* \quad \text{----- (6.61)}$$

40.- Luego se hacen los cálculos de ajuste empleando:

$$\pi_t^* = (\pi_t^* + \pi_{t,nov}^*) / 2 \quad \text{----- (6.62)}$$

Esto es necesario ya que si tomamos  $\pi_T^* = \pi_{t,nov}^*$ , el proceso de aproximaciones sucesivas resulta divergente.

41.- El trabajo adiabático que realiza el gas en la turbina en Joules está dado por la fórmula:

$$l_t = \frac{\kappa_1}{\kappa_1 - 1} R_1 \cdot T_{t^*} \left[ 1 - \left( \frac{1}{\pi_{t^*}} \right)^{(\kappa_1 - 1) / \kappa_1} \right] \quad \text{--- (6.63)}$$

42.- Para determinar el rendimiento efectivo de la turbina en el caso de emplearse la característica dimensional se emplea la relación experimental.

$$n_e = f\left(\frac{n_r}{(T_{t^*})^{0.5}}, \pi_{t^*}\right) \quad \text{----- (6.64)}$$

En el caso de emplearse la característica adimensional de la turbina para determinar  $n_e$  adicionalmente se calcula otros parámetros como:

a.- La velocidad adiabática convencional del gas  $C_{ad}$  durante su expansión desde  $P_{t^*}$  hasta  $P_2^*$  en m/seg es igual:

$$C_{ad} = (2 l_t)^{0.5} \quad \text{----- (6.65)}$$

b.- El parámetro de rapidez de la turbina  $X_{ad}$  es igual:

$$X_{ad} = \frac{u_t}{C_{ad}} \quad \text{----- (6.66)}$$

c.- El rendimiento efectivo de la turbina se determina con la función experimental:

$$n_t = f\left(\frac{u_t}{(T_t^*)^{0.5}}, \chi_{ad}\right) \quad \text{----- (6.67)}$$

Un ejemplo de las características dimensionales y a-dimensionales de la turbina se representan en la figuras 6.7 y 6.8, las mismas que son particularmente diferentes para cada familia o tipo de turbocompresores. En algunos casos los fabricantes en su afán de cubrir mayores gamas de aplicaciones, ofrecen grupos especiales, sin embargo es necesario analizar detalladamente el trabajo en conjunto bajo regímenes de funcionamiento del equipo.

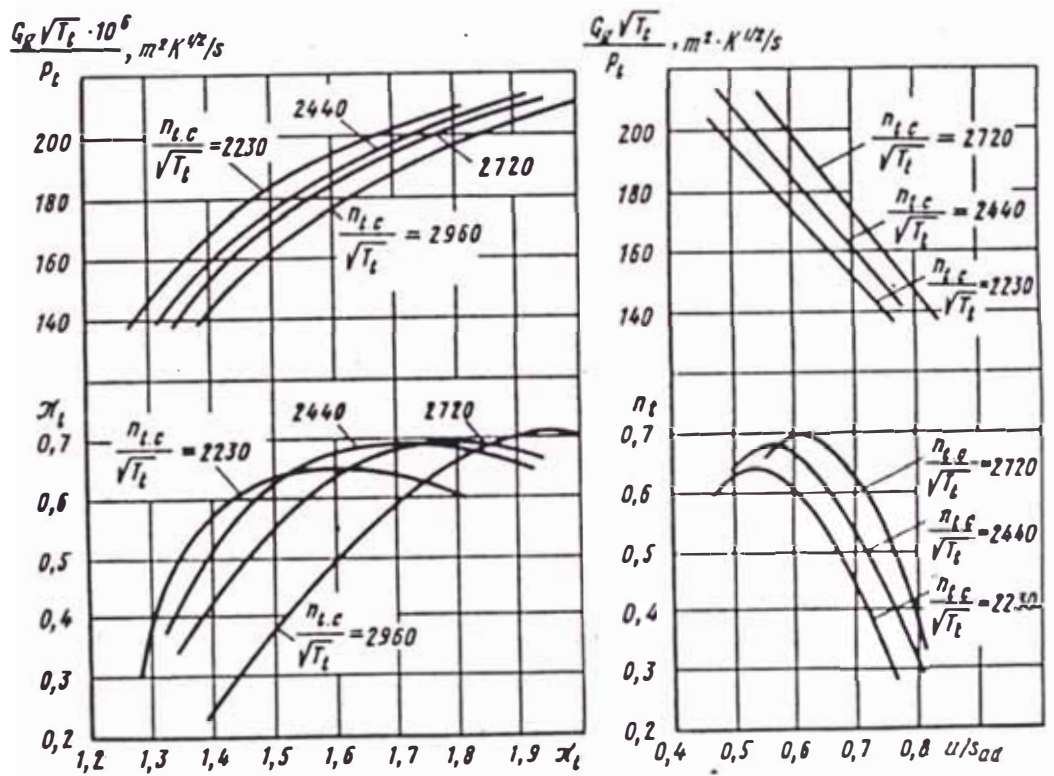


Fig. 6.7 Curvas características de una turbina.

43.- La potencia de la turbina considerando el flujo de impulsos del gas y es igual a:

$$N_t = 1_t \cdot G_t \cdot n_t \cdot K_N \quad \text{----- (6.68)}$$

4.- Para ajustar la presión media de las pérdidas mecánicas del motor se emplea la fórmula:

$$P_m = P_{mfr} + P_{mig} \quad \text{----- (6.69)}$$

donde:

$P_{mfr}$  - presión media de las pérdidas por fricción MPa

$P_{mig}$  - presión media de las pérdidas por intercambio de gases, MPa.

Cada componente de la ecuación anterior se puede calcular como sigue:

$$P_{mfr} = P_{man}(P_e/0.0981)^f \quad \text{---- (6.70)}$$

donde:

$f$  - coeficiente experimental que es igual a 0.1

$P_{man}$  - presión media de las pérdidas mecánicas del motor diesel sin sobrealimentación en MPa y determinada con la fórmula experimental:

$$P_{man} = f(n)$$

La presión media  $P_{mig}$  de las pérdidas por intercambio de gases MPa,

$$P_{mig} = P_e * \pi(\lambda_e) - P_e + Q p_e \left( \frac{n}{n_{nom}} \right)^2 \quad \text{----- (6.71)}$$

donde:

-coeficiente experimental y se encuentra en el rango de 0.02 a 0.04 MPa m<sup>3</sup>/hr

45.- El nuevo valor de la frecuencia de rotación del rotor del turbocompresor en min<sup>-1</sup>,

$$n_{r,nev} = n_r N_e/N_k \quad \text{----- (6.72)}$$

46.- Enseguida se ajustan los cálculos considerando la frecuencia de rotación del rotor como:

$$n_r = \frac{n_r + n_{r,nev}}{2} \quad \text{----- (6.73)}$$

47.- Los cálculos se repiten tantas veces sea necesarias hasta que se cumpla la condición:

$$|(N_k - N_t) / N_t| < 0.02 \quad \text{----- (6.74)}$$

Lo anterior significa que una diferencia menor del 2 % entre los valores de la potencia absorbida por el compresor y la entregada por la turbina, será suficiente para considerar valores correctos en el proceso iterativo, que es necesario para determinar los diferentes parámetros que determinan los diferentes procesos en el conjunto motor turbocompresor.

48.- Luego de cumplir lo anterior se determina el consumo específico efectivo del combustible en gr/Kw.hr.

$$g_e = \frac{G_t \cdot 1200}{P_e \cdot n \cdot i \cdot V_h} \quad \text{----- (6.75)}$$

En todos los regímenes, los puntos de trabajo conjunto del motor diesel con el turbocompresor deberán caer en la zona de funcionamiento estable del compresor, el funcionamiento inestable empieza a bajos caudales de aire y elevados grados de sobrealimentación o de elevación de presión (fig. 6.3). En éste caso aparece la pulsación de la presión y del consumo del aire por lo tanto disminuye

el rendimiento del compresor y se empeora los índices del motor diesel.

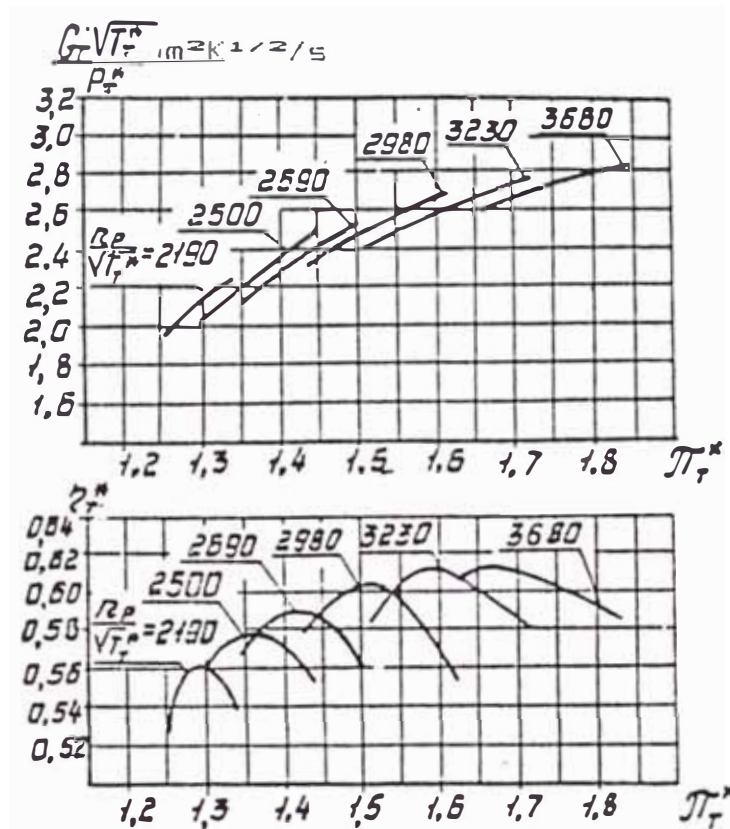


Fig. 6.8 Característica adimensional típica de una turbina

Debido a que la metodología exige el conocimiento de relaciones experimentales o de las curvas características tanto del compresor como de la turbina, para los cálculos de los diferentes parámetros del trabajo conjunto motor turbocompresor, se ha recurrido a un método teórico que nos ayude a determinarlos, a partir del cual se puedan construir y determinar los parámetros principales de diseño y sus tendencias.

La metodología elaborada por [2], ha sido adecuada a nuestros requerimientos para poder continuar con los cál-



culos y lograr nuestro objetivo. La misma que a continuación se explica en forma detallada.

### **6.3.2 Metodología para el cálculo gasodinámico del grupo turbocompresor**

Para iniciar el cálculo gasodinámico, es necesario conocer los parámetros de partida, tanto del grupo turbocompresor, del compresor y la turbina por separado. Dichos parámetros son fijos durante todo el cálculo gasodinámico, hasta determinar los índices y características que necesitábamos conocer para continuar con el procedimiento expuesto anteriormente en 6.3.1.

Sin embargo todo el cálculo gasodinámico tendrá que efectuarse tantas veces como el cálculo de la metodología anterior lo necesite hasta tener una diferencia mínima aceptable entre las potencias del compresor y turbina.

#### **A.- Datos de partida del grupo turbocompresor para el cálculo gasodinámico.**

- 1.- Presión de sobrealimentación ( $P_k$ ) del aire en el colector, en Mpa.
- 2.- Presión y temperatura del medio ambiente ( $P_o, T_o$ )
- 3.- Consumo de aire por el motor ( $G_B$ ), en kg/seg.
- 4.- Coeficiente del barrido del motor ( $\phi_B$ ).
- 5.- Coeficiente del exceso de aire del motor ( $\alpha$ ).
- 6.- Rendimiento indicado del motor ( $\eta_i$ ).
- 7.- Coeficiente de conservación de presión en la entrada del compresor ( $\sigma_{ent}$ ) el cual incluye la resistencia del filtro y se encuentra entre los valores de: 0.90-0.98.

$$\sigma_{ent} = 1 - \frac{P_{ent}}{P_o}$$

8.- Coeficiente de conservación de presión en el colector de admisión ( $\sigma_{co1}$ ) desde el caracol del compresor hasta el conducto de entrada del motor y está entre 0.95-1.0.

$$\sigma_{co1} = 1 - \frac{P_{co1}}{P_4^*}$$

9.- Coeficiente de conservación de presión a la salida de la turbina ( $\sigma_{esc}$ ), incluyendo la resistencia que ofrece el silenciador. Se encuentra entre 0.90-0.97.

$$\sigma_{esc} = 1 - \frac{P_{esc}}{P_o}$$

10.- Rendimiento mecánico del turbocompresor ( $\eta_{mtk}$ ), cuyo valor se encuentra entre 0.92-0.98.

**B.- Datos de partida del compresor para el cálculo gasodinámico.**

1.- Coeficiente de presión :  $H^* = \eta_h^* = \langle 0.65- 0.75 \rangle$

2.- Rendimiento del compresor:  $\eta_k^* = \langle 0.72-0.80 \rangle$

3.- Coeficiente de caudal ( $\phi_1$ ), entre 0.25-0.40.

$$\phi_1 = \frac{C_1}{u_2}$$

4.- Velocidad tangencial límite en el diámetro exterior del disco 400m/s

5.- Coeficiente de fricción del disco  $\alpha_f = \langle 0,03-0,06 \rangle$

6.- Dimensiones relativas del rotor y del difusor del compresor:

$$\frac{D_1}{D_2} = 0.45-0.65 ; \quad \frac{D_o}{D_2} = 0.15 - 0.25$$

$$\frac{D_3}{D_2} = 1.30-1.50; \quad \frac{D_2'}{D_2} = 1.10 - 1.25$$

7.- Ancho de la rueda a la salida:  $b_2 > 8\text{mm}$

8.- Número de Mach según la velocidad relativa en la entrada del rotor:  $M_{w1} < 0.85- 0.95.$

9.- Número de Mach en la entrada al difusor de paletas:

$$M_{c2'} < 0.95$$

10.- Velocidad a la salida del caracol:  $C_4 \leq 50-80 \text{ m/s}$

11.- Angulo de salida del aire de la rueda en el diametro exterior:

$$\alpha_2 \geq 12-15^\circ$$

12.- Angulo de salida desde el difusor de paletas ( $\alpha_3$ )

$$\alpha_3 = \alpha_2' + (12 \text{ a } 18^\circ)$$

13.- Número de álabes del rotor del compresor puede estar entre  $Z = \langle 12-30 \rangle$ , dónde el límite inferior se refiere a rodetes de diámetros pequeños ( $D_2 < 200\text{mm}$ ), en todo caso éste valor se reajusta en el cálculo posterior, lo que nos permite obtener valores que cumplan aún éstas condiciones

**C.- Datos de partida de la turbina para el cálculo gaso-dinámico**

De acuerdo a rangos de caudales previos, hemos decidido considerar la aplicación de una turbina radial, por

lo cual damos a conocer rangos de los parámetros principales tanto geométricos y térmicos:

1.- La relación entre los radios del rodete ( $\mu_r$ ).

$$\mu_r = \frac{D_{2m}}{D_1} = 0.4 - 0.75$$

$$D_o = (0.15 \div 0.4)D_1$$

$$D_{2m} = ((D_2^2 + D_o^2) / 2)^{0.5}$$

donde:

$D_1$  -diámetro mayor del rodete.

$D_{2m}$  -diámetro medio exterior del rodete

$D_o$  -diámetro menor de la parte central del rotor

2.- La relación que determina el parámetro de rapidez de la turbina.

$$u_1/c_{ad} = 0.6 - 0.7$$

3.- Los ángulos del flujo de gases en la zona de trabajo:

a.- El ángulo de salida de la tobera ( $\alpha_1$ )

$$\alpha_1 = 15 \div 30^\circ$$

Frecuentemente este valor se elige de tal manera que

$$\beta_1 = 90^\circ, \text{ es decir:}$$

$$\alpha_1 = \arccos(u/c_1).$$

b.- El ángulo de ingreso del flujo de gases al rodete:

$$\beta_1 \approx 90^\circ$$

c.- El ángulo del flujo en la salida, con respecto al movimiento o velocidad relativa.

$$\beta_2 = 20 - 30^\circ$$

d.- El ángulo de salida de los álabes con respecto a la velocidad absoluta:

$$\alpha_2 = 80 - 100^\circ$$

(La magnitud de éste ángulo nos indica si el cálculo puede o no ser considerado correcto, en todo caso es necesario analizar las razones por las cuales no se cumple la condición)

4.- El coeficiente de velocidad en la tobera ( $\phi$ )

- Para el caso de tobera con álabes : = 0.88-0.95

- Para el caso de tobera sin álabes : = 0.85-0.92.

5.- El coeficiente de velocidad en el rodete  $\phi$ :

$$\phi = 0.80 - 0.90.$$

Los menores valores del rango corresponden a las turbinas con pequeños flujos de gas (0.1-0.2 kg/s)

6.- El rendimiento mecánico del turbocompresor:

$$\eta_{mtk} = 0.85 - 0.95$$

Los menores valores corresponden a las mayores velocidades de rotación del eje. Estos valores son propios de cada grupo turbocompresor.

**D.- Cálculo gasodinámico del turbocompresor para sobrealimentar un motor diesel de 4 tiempos.**

Datos de partida:

- Presion de sobrealimentación:  $p_k$  (Mpa)
- Caudal de aire:  $G_a$  (Kg/s)
- Coeficiente de barrido:  $\phi_b = 1.1$
- Rendimiento indicado del motor Diesel:  $\eta_i = 0.45$
- Cantidad teórica de aire:  $l_o = 14.58$
- Poder calorífico bajo del combustible:  $H_u = 42.91$  MJ/kg

-Los coeficientes de conservación de la presión:

-en la entrada del compresor  $\sigma_{ent} = 0.94$

-en el colector de admisión  $\sigma_{col} = 0.95$

-El índice adiabático

-del aire:  $k = 1.4$

-de los gases de escape:  $k_1 = 1.33$

-Rendimiento del turbocompresor:  $\eta_{m\epsilon k} = 0.95$

### E.- Cálculo del compresor centrífugo:

En el presente caso elegimos un compresor semicerrado con álabes radiales, con la finalidad de elevar el rendimiento del compresor elegimos un difusor de álabes.

1.- El grado de elevación de la presión en el compresor necesario para obtener la presión de sobrealimentación  $p_k$  lo hallamos de la siguiente manera:

a.- La presión total en la entrada del compresor:

$$P_1^* = \sigma_{ent} P_0 \quad \text{----- (6.76)}$$

b.- La presión total en la salida del caracol

$$P_4^* = \frac{P_k}{\sigma_{col}} \quad \text{----- (6.77)}$$

c.- El grado de elevación de la presión según los parámetros de frenado:

$$\pi_k^* = \frac{P_4^*}{P_1^*} \quad \text{----- (6.78)}$$

2.- El trabajo adiabático del compresor determinado según los parámetros de frenado.

$$W_{ad\kappa^*} = \frac{k}{k-1} RT_1^* (\pi_{\kappa^*}^{(k-1)/k} - 1) \quad \text{----- (6.79)}$$

se asume que  $T_1^* = T_0$

3.- La velocidad tangencial del rotor en el diámetro exterior:

$$u_2 = (W_{ad}^*/\eta_n)^{0.9} \quad \text{----- (6.80)}$$

4.- Los parámetros a la entrada del aparato direccional de rotación (ADR): ( $P_1$   $T_1$   $\rho_1$ )

a.- Asumimos la relación  $c_1/u_2$ , (0.25 y 0.40)

b.- La velocidad en la entrada al ADR ( $c_1$ )

$$c_1 = \frac{c_1}{u_2} u_2, \quad \text{----- (6.81)}$$

c.- El número  $\lambda_1$  en la entrada del ADR ( $T_1^* = T_0$ )

$$\lambda_1 = \frac{c_1}{a_{crit}} \quad \text{----- (6.82)}$$

donde:

$$a_{crit} = (2k/(k+1)R T_1^*) \quad \text{----- (6.83)}$$

Una vez determinado el valor de  $\lambda$ , se puede recurrir a tablas de funciones gasodinámicas se encontrará todas las relaciones correspondientes como :

$$\pi(\lambda) = P/P^*$$

$$t(\lambda) = T/T^*$$

También podrá ser conocido el número de Mach correspondiente:  $M$

El cálculo en la entrada al aparato direccional de rotación ADR:

$$t(\lambda_1) = \frac{T_1}{T_1^*}, \quad \pi(\lambda_1) = \frac{P_1}{P_1^*}$$

d.- Los parámetros termodinámicos de temperatura, presión y peso específico del aire en el aparato direccional de rotación ADR serán:

$$T_1 = T_1^* - \frac{c_1^2}{2008} = T_1^* t(\lambda_1)$$

$$P_1 = P_1^* \pi(\lambda_1) \quad \text{----- (6.84)}$$

$$\rho_1 = \frac{P_1}{R T_1}$$

5.- Velocidades, ángulos y dimensiones geométricas en la entrada del aparato direccional de rotación ADR, asumimos  $D_1/D_2$  en el rango: 0.45 - 0.65.

a.- La velocidad tangencial en el diámetro exterior del ADR será entonces:

$$u_1 = u_2 \frac{D_1}{D_2} \quad \text{----- (6.85)}$$

b.- El ángulo de ingreso del flujo al aparato direccional de rotación ADR:



$$\beta_1 = \arctan(c_1/u_1) \text{ ---- (6.86)}$$

c.-La velocidad relativa en el diámetro exterior del aparato direccional de rotación ADR se determina por:

$$w_1 = \frac{c_1}{\sin\beta_1} \text{ ---- (6.87)}$$

$$M_{w1} = \frac{w_1}{a_1} = \frac{w_1}{(k R T_1)^{0.5}} \text{ ---- (6.88)}$$

donde:

$a_1$ : es la velocidad del sonido

Se recomienda generalmente que  $M_{w1} < (0,85 - 0.95)$

d.- El área de entrada al aparato direccional de rotación ADR se determina por:  $f_1$

$$f_1 = \frac{G_a}{\rho_1 c_1} \text{ (m}^2\text{)} \text{ ---- (6.90)}$$

e.- El diámetro exterior del aparato direccional de rotación ADR :  $D_1$

Asumiendo que  $D_o$  se halla de la expresión:

$$D_1 = \left[ \frac{4f_1}{\pi} + D_o^2 \right]^{0.5} \text{ ---- (6.91)}$$

f.- El diámetro exterior del rotor ( $D_2$ ) será:

$$D_2 = \frac{D_1}{(D_1/D_2)} \text{ ---- (6.92)}$$

g.- Comprobamos la relación:  $D_0/D_2$ , el que debe estar entre 0.15 y 0.25.

6.- Los parámetros del flujo a la salida del rotor:

a.- Asumiendo el número de álabes del rotor ( $Z$ ) se calcula el coeficiente de potencia  $\mu$  con:

$$\mu = \frac{1}{1+2/Z} \quad \text{----- (6.93)}$$

b.- Las velocidades radial y tangencial serán:

$$C_{2r} = C_1 \quad \text{----- (6.94)}$$

$$C_{2u} = \mu u_2 \quad \text{----- (6.95)}$$

c.- La velocidad absoluta del aire a la salida del rotor  $c_2$

$$c_2 = (C_{2r}^2 + C_{2u}^2)^{0.5} \quad \text{----- (6.96)}$$

d.- El ángulo de salida del flujo desde el rotor  $\alpha_2$ :

$$\alpha_2 = \text{arc tan} \frac{C_{2r}}{C_{2u}} \quad \text{----- (6.97)}$$

e.- La temperatura del aire a la salida del rotor:  $T_2$

$$T_2 = T_1 + (\mu + \alpha_f - \frac{\mu^2}{2}) \frac{u_2^2}{c_p} \quad \text{----- (6.98)}$$

Se asume que el coeficiente de fricción entre el disco y el aire es  $\alpha_f = 0.04$ , el cual se encuentra en el rango, de 0.03 - 0.06

$$T_2^* = T_1^* + (\mu + \alpha_r) \frac{u_2^2}{c_p} \quad \text{-----} \quad (6.99)$$

f.- La presión del aire a la salida del rotor del compresor :  $P_2$

$$P_2 = P_1 \left[ \frac{T_2}{T_1} \right]^{n_1/(n_1-1)} \quad \text{-----} \quad (6.100)$$

El exponente politrópico de compresión del aire se recomienda tomar en el rango  $n_1 = 1.45 - 1.55$

g.- El peso específico del aire a la salida del rotor es: ( $\rho_2$ )

$$\rho_2 = \frac{P_2}{R T_2} \quad \text{-----} \quad (6.101)$$

h.- El número de Mach a la salida del rotor:  $M_2$

$$M_2 = \frac{c_2}{a_2} \quad \text{-----} \quad (6.102)$$

7.- El ancho del rotor a la salida:  $b_2$

$$b_2 = \frac{G_a}{\pi D_2 c_{2r} \rho_2} \quad \text{-----} \quad (6.103)$$

8.- Los parámetros del aire delante del difusor de los álabes:  $2'$

Asumiendo  $\frac{D_{2'}}{D_2} = 1.15$  ;  $D_{2'} = 1.15 D_2$

a.- Velocidad absoluta delante del difusor:  $c_{2'}$

$$c_2' = c_2 \frac{1}{D_2' / D_2} \quad \text{----- (6.104)}$$

b.- Temperatura y presión delante del difusor:

$$T_2' = T_2 + \frac{c_2^2 - c_2'^2}{2008} \quad \text{----- (6.105)}$$

$$P_2' = P_2 \left[ \frac{T_2'}{T_2} \right]^{n_2' / (n_2' - 1)} \quad \text{----- (6.106)}$$

En éste caso se asume el valor del coeficiente politrópico  $n_2'$  en la salida del difusor de álabes que debe encontrarse en el rango de <1.8- 2.0>.

c.- El número de mach en la entrada del difusor:

$$M_2' = \frac{c_2'}{20.1 (T_2')^{0.5}} \quad \text{----- (6.107)}$$

9.- Los parámetros de salida del difusor :(3)

Asumiendo:

$$b_2' = b_2$$

$$a_2' = a_2$$

$$b_3 / b_2' \text{ conocido}$$

$$b_3 \text{ también conocido}$$

Se recomienda:

$$a_3 - a_2' = \langle 12 - 18^\circ \rangle$$

$$\frac{D_3}{D_2} = (1.3 - 1.5)$$

El exponente politrópico  $n_3$  coreespondiente a la salida del difusor de álabes <1.6-1.8>

a.- El diámetro de la salida del difusor: ( $D_3$ )

$$D_3 = D_2 \frac{D_3}{D_2} \text{ ----- (6.108)}$$

b.-Determinación de la temperatura  $T_3$  y la velocidad de salida del difusor  $c_3$  mediante la solución conjunta (por el método de aproximaciones sucesivas) de las ecuaciones:

$$\frac{c_3}{c_2'} = \frac{D_2' \operatorname{sen} \alpha_2'}{D_3 \operatorname{sen} \alpha_3} \frac{b_2'}{b_3} \left[ \frac{T_2'}{T_3} \right]^{1/(n_3-1)} \text{ ----- (6.109)}$$

$$c_2'^2 + 2008 T_2' = c_3^2 + 2008 T_3 \text{ ----- (6.110)}$$

De ambas ecuaciones se logra  $c_3$  y  $T_3$  por método iterativo, que en nuestro caso se utilizó el método de Newton-Raphson.

c.- La presión a la salida del difusor:  $P_3$

$$P_3 = P_2' \left[ \frac{T_3}{T_2'} \right]^{n_3/(n_3-1)} \text{ ----- (6.111)}$$

10.- Los parámetros del aire a la salida del caracol del compresor:(4)

Asumiendo la velocidad a la salida del caracol:

$$c_4 = 60 \text{ m/s,}$$

El exponente politropico  $n_4 = 1,8$  se tiene :

$$T_4 = T_3 + \frac{c_3^2 - c_4^2}{2008} \quad \text{----- (6.112)}$$

$$P_4 = P_3 \left[ \frac{T_4}{T_3} \right]^{n_4/(n_4-1)} \quad \text{----- (6.113)}$$

$$P_4^* = P_4 \left[ \frac{T_4^*}{T_3} \right]^{k/(k-1)} \quad \text{----- (6.114)}$$

$$T_4^* = T_2^* = T_k^* \quad \text{----- (6.115)}$$

11.- Los parámetros fundamentales del compresor :

a.- EL grado de elevación de la presión: ( $\pi_k, \pi_k^*$ )

$$\pi_k^* = \frac{P_4^*}{P_1} \quad \text{----- (6.116)}$$

$$\pi_k = \frac{P_4}{P_1^*} \quad \text{----- (6.117)}$$

En otras palabras si la magnitud obtenida de  $\pi_k^*$  es mayor que la asumida, entonces se hacen los cálculos de reajuste correspondientes.

b.- El rendimiento del compresor :  $\eta_k^*, \eta_k$

$$\eta_k^* = \frac{\pi_k^* \cdot 0.286 - 1}{T_4^*/T_1^* - 1} \quad \text{----- (6.118)}$$

$$\eta_k = \frac{\pi_k \cdot 0.286 - 1}{T_4^*/T_1 - 1} \quad \text{----- (6.119)}$$

c.- El coeficiente de caída de presión o rendimiento hidráulico ( $H^*$  o  $\eta_h$ ) se puede calcular:

$$H^* = \frac{W_{ad}^*}{u_2^2} \text{ (calculado) } \text{----- (6.120)}$$

Anteriormente habíamos asumido ( $\eta_h$ ) o  $H^*$  en la ecuación (6.80).

d.- Como consecuencia podríamos recalcular el valor de la velocidad tangencial y el nuevo valor de  $u_2$  será:

$$u_2 = u_2 \left[ \frac{H^*(\text{asumido})}{H^*(\text{calculado})} \right]^{0.5} \text{----- (6.121)}$$

e.- El nuevo valor de la Velocidad de rotación del compresor : ( $n_k$ )

$$n_k = \frac{60 u_2}{\pi D_2} \text{----- (6.122)}$$

Con éstos valores el compresor tendrá nuevos valores para los siguientes parámetros:

$$\pi_k^* ; \pi_k \quad n_k^* ; n_k$$

#### F.- Cálculo de la Turbina.

Las ecuaciones siguientes son para el cálculo gasodinámico de la turbina y se considera que ésta es de un sólo escalón.

1.- Relación entre el caudal de gas que pasa por la turbina y del aire procedente del compresor: ( $G_t/G_k$ )

$$\frac{G_t}{G_k} = 1 + \frac{1}{\alpha l_0} \quad \text{----- (6.123)}$$

2.- La temperatura del aire a la salida del compresor ( $T_k^*$ ), medido en el colector:

$$T_k^* = T_4^* = T_1^* \left( 1 + \frac{\pi_k^{*0.286} - 1}{\eta_k^*} \right) \quad \text{--- (6.124)}$$

3.- Temperatura del gas delante de la turbina:  $T_t^*$ , se calcula con las fórmulas (6.42) y (6.43), por métodos iterativos y asumiendo inicialmente  $T_t^* = 1000^\circ \text{K}$ .

Inicialmente se calcula:

$$c_{p_g} = 0.9804 + \frac{0.146}{1000(\alpha \cdot \phi_b)^{0.5}} T_t^*$$

$$\text{Luego: } T_t^* = \frac{c_{p_a}}{c_{p_g}} \frac{1}{G_t/G_k} T_k^* + \frac{H_u(1 - \eta_t - \phi_c)}{\alpha \cdot \phi_b \cdot l_0 c_{p_g} G_t/G_k}$$

La temperatura del gas debe tener un valor cercano al asumido previamente ( $1000^\circ \text{K}$ ), en todo caso es necesario precisar el valor de  $c_{p_g}$  por método iterativo, hasta que la diferencia entre el valor asumido y el calculado tengan una diferencia del 0.5%.

4.- Grado de disminución de presión en la turbina : ( $\pi_t$ )

$$1 - \frac{1}{\pi_t^{0.286}} = \frac{102.5}{118} \frac{T_1^*}{T_t^*} \frac{\pi_k^{*0.286} - 1}{\eta_k^* \eta_t \eta_{m\tau k}} \frac{1}{G_t/G_k} \quad \text{---- (6.125)}$$

donde:

$$R \frac{k}{(k+1)} = 102.5$$

$$R_1 \frac{k_1}{(k_1+1)} = 118$$



$$1 - \frac{1}{\pi_t^{0.25}} = \text{es conocido}$$

De donde el valor de  $\pi_t$  se puede determinar

5.- El trabajo adiabático y la velocidad adiabática de los gases de la turbina  $W_{adt}$ ,  $C_{ad}$

$$W_{adt} = \frac{K_1}{K_1 - 1} R_1 T_t^* \left( 1 - \frac{1}{\pi_t^{0.25}} \right) \quad \text{---(6.126)}$$

$$C_{ad} = (2 W_{adt})^{0.5} \quad \text{----- (6.127)}$$

6.- Asumiendo que el diámetro mayor del rodete  $D_{1t}$ , igual al diámetro exterior del rotor del compresor  $D_{2k}$ , y por lo tanto:

$$u_1 = u_{2k} = \frac{\pi \cdot D_{2k} \cdot n_r}{60} \quad \text{----- (6.128)}$$

Dividiendo la ecuación (6.128) entre la (6.127) se determina :

$$\frac{u_1}{C_{ad}} \quad \text{----- (6.129)}$$

En el caso que  $D_1$  fuera diferente a  $D_{2k}$ , la relación  $u_1/C_{ad}$  se calcula de la fórmula:

$$\frac{u_1}{C_{ad}} = \frac{1}{2 \cos \alpha_1 (1 - p_r)^{0.5}} \quad \text{---- (6.130)}$$

También puede asumirse previamente valores de ésta relación para luego hallar la velocidad tangencial de la turbina.

$$u_1 = \left( \frac{u_1}{c_{ad}} \right) c_{ad} \quad \text{----- (6.131)}$$

7.- El grado de reacción de ésta turbina se determina con la siguiente fórmula:

$$p_r = 1 - \left[ \frac{-B + (B^2 + 4A)^{0.5}}{2A} \right] \quad \text{----- (6.132)}$$

donde:

$$A = \frac{2(1-\phi^2)}{\phi}$$

$\phi$  -coeficiente de velocidad en la tobera

$$B = 2 \frac{u_1}{c_{ad}} \cos \alpha_1$$

Para éste cálculo se asume previamente los valores:

$$\phi = 0.95$$

$$\alpha_1 = 20^\circ$$

8.- La velocidad reducida  $\lambda_{c1}$  y la velocidad  $c_1$  en la salida de la tobera se determina por:

$$\lambda_{ad} = \frac{c_{ad}}{a_{cr11}} = \frac{c_{ad}}{18.1(T_t^*)^{0.5}} \quad \text{----- (6.133)}$$

$$\lambda_{c1t} = \lambda_{ad} (1 - p_r)^{0.5} \quad \text{----- (6.134)}$$

$$\lambda_{c1} = \phi \lambda_{c1t} \quad \text{-----} \quad (6.135)$$

$$c_1 = \lambda_{c1} a_{c1t1} \quad \text{-----} \quad (6.136)$$

Conocido el valor de  $\lambda_{c1}$  encontramos en las tablas de las funciones gasodinámicas (TFG):

$$\pi(\lambda_{c1}) = \frac{P_1}{P_1^*}$$

$$M_{c1} = \frac{c_1}{a}$$

$q(\lambda_{c1})$  ,  $t(\lambda_{c1})$  son conocidos.

Conocido el valor de  $\lambda_{c1t}$  encontramos  $\pi(\lambda_{c1t})$

9. La presión a la salida del rodete:

$$P_2 = \frac{P_0}{\sigma_{esc}} \quad \text{-----} \quad (6.137)$$

A la salida del colector:

$$P_{t^*} = P_2 \pi_t \quad \text{-----} \quad (6.138)$$

10.- Los parámetros del gas en la salida de la tobera:

$$P_1 = P_{t^*} \pi(\lambda_{c1t}) \quad \text{-----} \quad (6.139)$$

$$P_1^* = \frac{P_1}{\pi(\lambda_{c1})} \quad \text{-----} \quad (6.140)$$

$$T_1 = T_{t^*} t(\lambda_{c1}) \quad \text{-----} \quad (6.141)$$

11.- Componentes axial y radial de la velocidad en la salida de la tobera.(1t)

Se asume  $\alpha_1$ , ángulo de salida de gases de la tobera. Luego si es necesario se considera que los álabes en el diámetro exterior del rodete sean radiales ( $\beta_1 = 90^\circ$ ), entonces el ángulo  $\alpha_1$  se determina de la condición :

$$\cos\alpha_1 = u_1/c_1. \quad \text{----- (6.142)}$$

$$\lambda_{c1u} = \lambda_{c1} \cdot \cos\alpha_1 \quad \text{----- (6.143)}$$

$$\lambda_{c1a} = \lambda_{c1} \cdot \text{sen}\alpha_1 \quad \text{----- (6.144)}$$

$$M_{c1a} = M_{c1} \cdot \text{sen}\alpha_1 \quad \text{----- (6.145)}$$

12.- Angulo de salida de los gases sobre los álabes de trabajo:  $\beta_1$

$$\beta_1 = \text{Arc tg} \left[ \frac{\text{sen}\alpha_1}{\cos\alpha_1 - u_1/c_1} \right] \quad \text{----- (6.146)}$$

Se obtendrá aproximadamente :  $\text{sen}\beta_1 = 1$ ;  $\cos\beta_1 = 0$ .

13.- La velocidad relativa  $w_1$  de los gases cuando ingresan a los álabes de la turbina, sabiendo que:

$$M_{w1} = \frac{M_{c1a}}{\text{sen}\beta_1} = M_{c1a} \quad \text{----- (6.147)}$$

De las tablas de funciones gasodinámicas en base a la magnitud de  $M_{w1}$  se determinan:

$$\lambda_{w1} ; t(\lambda_{w1}); \pi(\lambda_{w1}); q(\lambda_{w1}).$$

La temperatura de frenado a la entrada de los álabes de la turbina  $T_{w1}^*$  se puede hallar con:

$$T_{w1}^* = \frac{T_1}{t(\lambda_{w1})} \quad \text{----- (6.148)}$$

además se puede hallar  $w_1$

$$w_1 = \lambda_{w1} \cdot a_{critw1} = \lambda_{w1} 18.1 (T_{w1}^*)^{0.5} \quad \text{--- (6.149)}$$

14.- El caudal de gas que pasa por la turbina:

$$G_t = G_k \left(1 + \frac{1}{\alpha \phi_k l_0}\right) v_{yn} \quad \text{----- (6.150)}$$

donde

$v_{yn}$  -coeficiente de pérdidas de gas.

15.- Cálculo previo del grado radial del rodete.

$$\mu_r = \frac{1}{D_1} \left[ \frac{2k_1 G_t}{\pi p_2 \cdot C_{2a}} + D_0^2 \right]^{0.5} \quad \text{---- (6.151)}$$

$$p_2 = \frac{P_2}{R T_2} = \frac{P_2}{288 T_t^* [1 - \eta_{a1} (1 - 1/\pi_t^{0.25})]} \quad \text{---- (6.152)}$$

$$C_{2a} = C_{ad} (\xi_{v_2})^{0.5} \quad \text{----- (6.153)}$$

donde:

$\xi_{v_2}$  -coeficiente de las pérdidas que se producen con la velocidad de salida y su valor está entre: 0.03-0.05.

$\eta_{a1}$  -rendimiento de los álabes de la turbina cuyo valor está entre 0.82-0.86.

$D_0$  -diámetro menor de la turbina.

16.- Temperatura de frenado de los gases en la salida de los alabes :

$$T_{w2}^* = T_{w1}^* - \frac{u_1^2}{2c_p} (1 - \mu^2) \text{ ----- (6.154)}$$

17.- Grado de disminución de la presión en los álabes  $\pi_{a1}$  y la presión de frenado en la entrada a los álabes  $P_{w1}^*$ .

$$\pi_{a1} = \frac{P_2}{P_{w1}} \text{ ----- (6.155)}$$

$$P_{w1}^* = \frac{P_1}{\pi(\lambda_{w1})} \text{ ----- (6.156)}$$

Con el valor de  $\pi_{a1}$  en las tablas de funciones gasodinámicas TFG y se halla  $t_{a1}$ .

18.- Con ayuda de las funciones gasodinámicas se determina la variación teórica (sin pérdidas) de las temperaturas entre la entrada y salida del rodete:

$$t_{a1.t} = t_{a1} \frac{T_{w1}^*}{T_{w2}^*} \text{ ----- (6.157)}$$

En las tablas de funciones gasodinámicas TFG con  $t_{a1.t}$  encontramos  $\lambda_{w2.t}$

Asumimos el coeficiente de velocidad en los álabes de la turbina  $\Phi$  en el rango de 0.8-0.9 y calculamos:

$$\lambda_{w2} = \Phi \lambda_{w2.t}$$

Conocido  $\lambda_{w2}$ , en las tablas de funciones gasodinámicas TFG, encontramos:

$$t(\lambda_{w2}) ; M_{w2} ; \pi(\lambda_{w2}) ; q(\lambda_{w2})$$

19.- Temperatura a la salida del rodete.  $T_2$

$$T_2 = T_{w2}^* t(\lambda_{w2}) \text{ ----- (6.158)}$$

20.- La velocidad del sonido a la salida del rodete:

$$a_2 = (k R T_2)^{0.5} \quad \text{----- (6.159)}$$

21.- El número de Mach a la salida del rodete.

Asumiendo el ángulo de salida de los alabes:  $\beta_2$  en el rango de 20-30°, se determina

$$M_{2u} = \frac{u_{2m}}{a_2} = \frac{\mu u_1}{a_2} \quad \text{----- (6.160)}$$

$$M_{c_{2a}} = M_{w2} \text{ sen} \beta_2 \quad \text{----- (6.161)}$$

$$M_{c_{2u}} = M_{w2} \text{ cos } \beta_2 - M_{2u} \quad \text{----- (6.162)}$$

33.- El ángulo de salida del flujo desde los álabes en función de la velocidad absoluta:  $\alpha_2$

$$\alpha_2 = \text{Arc tg} \left[ \frac{M_{c_{2a}}}{M_{c_{2u}}} \right] \quad \text{----- (6.163)}$$

Se recomienda que  $\alpha_2$  esté entre 80 - 100°

23.- Las funciones gasodinámicas a la salida del rodete, se hallan por su velocidad absoluta:

$$M_{c_2} = \frac{M_{c_{2a}}}{\text{sen } \alpha_2} \quad \text{----- (6.164)}$$

A partir de éste valor hallamos en las tablas de funciones gasodinámicas TFG:

$$\lambda_{c2} ; \pi(\lambda_{c2}) ; t(\lambda_{c2}) ; q(\lambda_{c2})$$

en la salida de los álabes.

$$T_2^* = \frac{T_2}{t(\lambda_{c2})} \quad \text{----- (6.165)}$$

$$\pi_{t^*} = \pi_t \pi(\lambda_{c2}) \quad \text{----- (6.166)}$$

$$P_2^* = \frac{P_t^*}{\pi_{t^*}} \quad \text{----- (6.167)}$$

25.- Las velocidades relativa y absoluta de los gases a la salida del rodete:

$$w_2 = \lambda_{w2} 18.1(T_{w2}^*)^{0.5} \quad \text{----- (6.168)}$$

$$c_2 = \lambda_{c2} 18.1(T_2^*)^{0.5} \quad \text{----- (6.169)}$$

26.- Comprobación de la desorientación de los canales del rodete se determina por la relación:

$$\frac{w_2}{w_1} > 1 \quad \text{----- (6.170)}$$

Debe ser siempre mayor que la unidad, si ésta condición no se cumple (cuando  $w_2/w_1 < 1$ ) y el flujo es difuso, entonces se tendrá que incrementar el grado de reacción del rodete.

27.- Las pérdidas que se producen con la velocidad de salida : ( $f_{rs}$ )

$$f_{rs} = \left( \frac{c_2}{c_{ad}} \right)^2 \quad \text{----- (6.171)}$$

28.- Determinamos las secciones de paso a la salida de la tobera y del rodete:  $F_1, F_2$



$$F_1 = \frac{K_G \cdot G_t (T_1^*)^{0.5}}{m_{crit} q(\lambda_{c1}) P_1^* 10^6 \text{ sen} \alpha_1} \text{ ---- (6.172)}$$

$$F_2 = \frac{K_G \cdot G_t (T_2^*)^{0.5}}{m_{crit} q(\lambda_{c2}) P_2^* 10^6 \text{ sen} \alpha_2} \text{ ---- (6.173)}$$

donde:

$K_G$  -coeficiente de incremento de consumo o la relación entre el consumo del gas en la turbina considerando la energía de impulso y el consumo sin considerar la energía de impulso.

$m_{crit}$  -masa crítica

El valor de  $K_G$  puede obtenerse de la curva mostrada en la fig. 6.9, pero también puede calcularse de la siguiente ecuación:

$$K_G = 1 + 0.015 / (P_k - P_a)$$

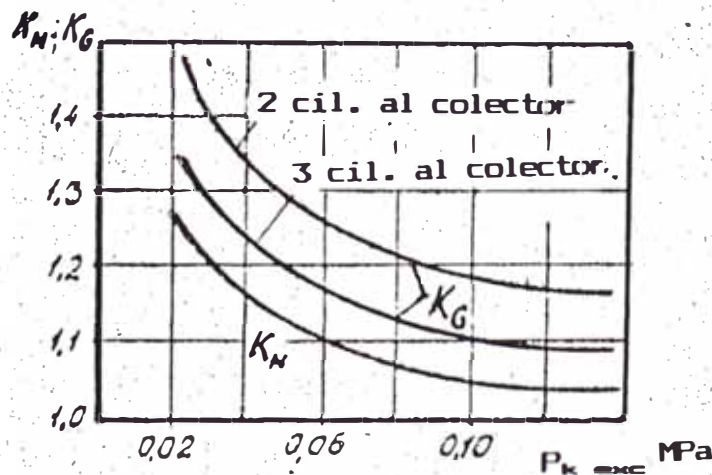


Fig. 6.9 Coeficiente  $K_N$  y  $K_G$  en función de la presión de sobrealimentación.

29.- El diámetro exterior  $D_2$  y el diámetro medio  $D_{2m}$  del rodete lo hallamos por las expresiones:

$$D_2 = (D_0^2 + 4F_2/\pi)^{0.5} \quad \text{----- (6.174)}$$

$$D_{2m} = [(D_2^2 + D_0^2)/2]^{0.5} \quad \text{----- (6.175)}$$

30.- Determinación de  $\mu$  final:

$$\mu = \frac{D_{2m}}{D_1}$$

Anteriormente se determinó el valor de  $\mu$  mediante la relación (6.151). La diferencia entre estos dos valores nos obliga a recalcular nuevamente el valor de  $\mu$ , comenzando por (6.154).

31.- Determinación de la altura de álabes en la salida de la tobera ( $l_1$ ):

$$l_1 = \frac{F_1}{\pi D_1} \quad \text{----- (6.176)}$$

Se recomienda que  $l_1 > 5\text{mm}$  y si fuera menor, entonces habría que disminuir el diámetro de la turbina  $D_1$ .

32.- El mínimo número de álabes del rodete:

$$Z = 2\pi \text{ctg} \alpha_1 \quad \text{----- (6.177)}$$

33.- Pérdidas por fricción entre el rodete y los gases:

$$N_{fr} = 3.7 \cdot 10^{-3} p_1 u_1^3 D_1^2 \quad \text{----- (6.178)}$$

$$\xi_{fr} = \frac{N_{fr}}{Gt H_T} \quad \text{----- (6.179)}$$

34.- Las pérdidas en la ranura, entre el cuerpo y el rodete se determina por:

$$\xi_{ran} = 2 (\delta/l_2) (\mu - 0.275) \quad \text{----- (6.180)}$$

donde:

$\delta$  -luz entre alabes de trabajo y el cuerpo de la turbina, se recomienda <0.5 - 1 mm>

$l_2$  -altura de los álabes de trabajo en la salida del rodete.

35.- Determinación de los rendimientos de la turbina :

a.- Rendimiento en la periferie del rodete:  $n_u$

$$n_u = \frac{1 - T_2^*/T_t^*}{1 - 1/\pi_t^{0.25}} \quad \text{----- (6.181)}$$

b.- Rendimiento adiabático de los alabes):  $n_{a1}$

$$n_{ad} = n_{a1} = \frac{1 - T_2/T_t^*}{1 - 1/\pi_T^{0.25}} - \xi_{rr} - \xi_{ran} \quad \text{--- (6.182)}$$

c.- Rendimiento efectivo interno de la turbina:  $n_t$

$$n_t = n_u - \xi_{rr} - \xi_{ran} \quad \text{----- (6.183)}$$

### **6.3.3 Metodología aplicada para la determinación de los parámetros del grupo turbocompresor.**

La metodología utilizada para el cálculo de sobre-alimentación del motor B-55, exige un procedimiento que en muchos casos utiliza ecuaciones previas para determinar parámetros que posteriormente son ajustados.

A continuación se describe la metodología utilizada, la misma que se lleva a cabo mediante la aplicación de programas de cálculo desarrollados en el lenguaje TURBO PASCAL versión 5.0, para un régimen nominal de trabajo n.

1.- Se asume tentativamente los valores de los siguientes parámetros:

$P_s$  : presión de sobrealimentación, que es la que tiene el aire después del enfriador (FIG. 1.1).

$\alpha$  : coeficiente de exceso de aire.

$T_s$  : temperatura del aire al ingreso de los elementos de admisión, que en nuestro caso lo mantendremos fijo en 310°K ya que contamos con un enfriador de aire de admisión que tendrá la necesidad de regularlo para que el aire de salida se mantenga en el rango conocido.

2.- Para el régimen de trabajo que considera el cálculo, que en nuestro caso es el nominal, se tiene el valor de la frecuencia de rotación del cigueñal n, en función del cual se calculan los siguientes parámetros:

a.- La potencia que debe entregar el motor  $N_e$ , calculada mediante la ecuación de Leyderman (5.41), el cual proyecta la potencia que tendría el motor en dicho régimen.

b.- La presión  $P_k$  luego del compresor, mediante la ecuación:

$$P_k = P_s + P_{enf.}$$

donde:

$P_{enf.}$  - caída de presión del aire en el enfriador, que en nuestro caso consideramos 0.003 MPa.

c.-La presión al final del proceso de admisión  $P_a$  y la presión al final del proceso de escape  $P_r$ , se determinan mediante las relaciones propuestas por [9]

$$P_a = (0.90 - 0.96) P_m$$

$$P_r = (0.75 - 0.95) P_m$$

Las constantes entre paréntesis se asumen a fin de determinar el coeficiente de llenado, el mismo que se utiliza para cálculos posteriores del turbocompresor.

d.-Se calcula la presión media efectiva  $P_m$  en MPa con la ecuación (6.6) conocida, a través de la función  $f_{pe}$ :

e.-Se calcula el valor previo o inicial de la presión de las pérdidas mecánicas  $P_m$  con la ecuación (6.7) representada por la función  $f_{pm}$ .

f.-Se calcula el grado de sobrealimentación  $\pi_k$  previo mediante la expresión:

$$\pi_k = P_k / P_o$$

3.- Con los valores anteriormente asumidos y calculados se procede a determinar la presión media indicada  $P_i$  con la expresión:

$$P_i = P_m + P_m$$

4.- Cálculo de la temperatura del aire después del compresor  $T_k$  con la función  $f_{tk}$  que resuelve la ecuación:

$$T_k = T_o \left[ 1 + \frac{\pi_k^{0.286} - 1}{\eta_{kad}} \right] \quad \text{---(6.184)}$$

donde:

el valor de:  $(k-1)/k = 0.286$

$n_{kad}$  -rendimiento adiabático del compresor, cuyo valor se asume entre 0.72 - 0.80.

5.- Asumiendo que  $T_1^* = T_0$ , se calcula el coeficiente de llenado inicial  $n_{v1}$  mediante la función **etavi** mediante la ecuación (6.185).El cálculo de  $n_{v1}$  inicial se hace con la finalidad de poder calcular el compresor y de esos resultados dependerá que éste valor inicial se mantenga o al recalcular se ajuste a un nuevo valor.

$$n_{v1} = \frac{\Delta}{\delta_t} \left[ \frac{P_a}{P_m} - \frac{(1-n_r)P_r/P_m - P_a/P_m}{\epsilon - 1} \right] \text{ --- (6.185)}$$

donde:

$\Delta$  -coeficiente de limpieza del espacio de compresión, cuyo valor está entre 1.0-1.08

$\delta_t = (T_k + \Delta T)/T_k$  y su valor está entre 1.02-1.10

$n_r$  -coeficiente de recarga del aire, cuyo valor está entre 0.1-0.9

El valor del coeficiente de llenado  $n_{v1}$  debe estar entre los valores de 0.90 y 0.98, por tanto será necesario efectuar algunos cálculos de validación,ajustando los valores de los coeficientes antes mencionados;ello se hace mediante el **procedimiento etavcomp**

6.- Cálculo del coeficiente indicado  $n_i$  del motor que se efectúa mediante la función **etai** que resuelve la ecuación:

$$n_i = P_1 \frac{l_0}{H_u} \frac{\alpha}{n_v} \frac{1}{\rho_m} \text{ ----- (6.186)}$$

Como el valor de  $n_1$  debe encontrarse entre los valores de 0.40 y 0.50, se debe efectuar una validación mediante el cambio de algunos de los parámetros que intervienen en la ecuación ; ello se efectúa en el **procedimiento etaicomp** y también el cálculo también está incluido en el **procedimiento etavcomp**.

7.- Cálculo del consumo horario de combustible  $G_{com}$  que se lleva a cabo mediante la **función fgcomb**, que utiliza la ecuación (6.10)

8.- Cálculo del consumo de aire  $G_B$  mediante la ecuación (6.12). Luego se asume el diámetro de la bocina del rodete del compresor  $D_{ok}$ .

9.- Con los datos hasta acá obtenidos se hace el cálculo de los parámetros principales del compresor, utilizando para ello la metodología de cálculo gasodinámico explicado en la sub-capítulo 6.3.2 en su **sección E**, mediante la aplicación del **procedimiento calcomp** que tiene como datos de entrada la presión de sobrealimentación  $P_4$  y el consumo de aire  $G_B$  y utiliza las ecuaciones desde (6.76) hasta (6.122) de donde se obtienen datos para continuar con el cálculo.

10.- Cálculo del consumo cíclico de combustible  $G_{cc}$  mediante la ecuación (6.11).

11.- Se determina la densidad del aire a la salida del compresor  $\rho_k$  mediante la ecuación (6.32) correspondiente a los parámetros del aire a la salida  $P_4$ ,  $T_4$  y  $R$  ; ello se calcula con la ayuda de la **función fro**.

12.- Se calcula la presión del aire de sobrealimentación  $P_s$  mediante la ecuación:

$$P_s = P_4 - P_{enf}$$

donde:

$P_{enf}$  -caída de presión del aire en el enfriador.

13.- Conocido el valor de la temperatura del aire después del enfriador, lo cual debe mantenerse en 310°K, se procede a calcular la diferencia de temperaturas del enfriador de aire  $T_{enf}$ .

$$T_{enf} = T_4 - T_s$$

14.- Se calcula la densidad del aire en la salida del enfriador  $\rho_s$  mediante la función  $f_{ro}$ , para  $T_s$  y  $P_s$ .

15.- El consumo de aire a través del compresor  $G_k$ , reduciendo los valores de la ecuación (6.13) a las condiciones del aire luego del enfriamiento, del siguiente modo:

$$G_k = \frac{G_B}{3600} \frac{i_{tk} \rho_k}{\rho_s} \quad \text{----- (6.188)}$$

donde:

$i_{tk}$  -número de turbocompresores instalados en el motor.

16.- Se calcula el trabajo adiabático de compresión a través de la ecuación (6.26).

17.- Para el caso de utilización de las relaciones adimensionales se calcula el coeficiente de carga del compresor  $\phi_o^*$  mediante la ecuación (6.25).

18.- Se calcula el nuevo valor de la presión de sobrealimentación  $P_{envo}$  mediante la relación (6.28), para luego



recalcular o ajustar todos los valores hasta ahora calculados empezando desde el paso N°4, y considerando que:

$$P_s = P_{snvo}$$

19.- Cálculo del índice politrópico de compresión del aire mediante la función  $fn1$ , que utiliza la ecuación (6.29)

20.- Para calcular la temperatura del aire de sobrealimentación  $T_s$ , con carácter referencial cuando se usa en enfriador de aire y se desea conocer el nivel de temperatura que alcanzará el aire, es necesario previamente calcular la efectividad  $E$  del enfriador de aire, mediante la ecuación (6.30).

Luego, para determinar  $T_s$  se recurre a la función  $fts$ , que utiliza la ecuación (6.31).

21.- Cálculo del coeficiente de llenado del motor sobrealimentado  $n_v$  mediante la función  $etav$ , que utiliza la ecuación (6.33).

22.- Se hallan los nuevos valores del consumo horario de aire  $G_{Bnvo}$ , consumo secundario de aire a través del compresor  $G_{knvo}$  y el coeficiente de exceso de aire  $\alpha_{nvo}$ ; mediante las ecuaciones (6.34), (6.35) y (6.36) respectivamente.

Se efectúa el recálculo de los valores a partir del paso N° 4 considerando los nuevos valores, es decir:

$$G_B = G_{Bnvo}$$

$$G_k = G_{knvo}$$

$$\alpha = \alpha_{nvo}$$

23.- Se calcula la potencia absorbida por el compresor  $N_k$ , mediante la ecuación (1.2).

- 24.- Se calcula el consumo secundario de los gases, mediante la función  $fg_2$ , que utiliza la ecuación (6.39).
- 25.- La relación entre el caudal de los gases que pasan por la turbina y el caudal de aire del compresor  $G_t/G_c$ , se halla mediante la ecuación (6.123).
- 26.- La temperatura del aire a la salida del compresor  $T_c^*$ , se calcula mediante la ecuación (6.124).
- 27.- La temperatura de los gases delante de la turbina  $T_t^*$  se calcula mediante la función  $ftta$ , de las ecuaciones (6.42) y (6.43), por métodos iterativos hasta conseguir una aproximación de 0.5%. Es necesario mencionar que en nuestro caso en dichas ecuaciones se considera la temperatura  $T_a$  luego del enfriador de aire.
- 28.- El cálculo del grado de pérdida de presión en la turbina  $\pi_t$  se calcula mediante la función  $fpit$ , de la ecuación (6.125).
- Luego se asume inicialmente el valor del diámetro menor del rodete de la turbina  $D_{ot}$ .
- 29.- Con los valores hasta ahora obtenidos se calculan los parámetros principales de la turbina utilizando la metodología del cálculo gasodinámico explicada en el sub-capítulo 6.3.2 en su sección F, mediante el procedimiento  $calturbi$ , con  $\pi_t$  como dato de ingreso, con lo cual se determinan todos los demás parámetros de la turbina.
- 30.- La densidad de los gases delante de la turbina  $\rho_t$  se determina con la ecuación (6.44).

31.- La velocidad crítica de los gases delante de la turbina  $a_{cr,t}$  se determina mediante la función  $facr1$ , de la ecuación (6.45).

32.- Para el caso de existir un sistema de derivación de los gases en la turbina, se calcula la función de flujo de los gases  $\phi_{byp}$  mediante la función  $ffibyp$ , de la ecuación (6.49).

33.- El consumo de los gases a través del conducto de derivación  $G_{byp}$  se calcula mediante la función  $fgbyp$  utilizando la ecuación (6.50)

34.- El consumo de los gases a través de la turbina  $G_t$ , se calcula mediante la ecuación (6.51).

35.- El coeficiente de incremento de la potencia de la turbina en un flujo de impulsos  $K_N$  se determina mediante la función  $fkn$ , de la siguiente ecuación:

$$K_N = \frac{1004 T_o [1 + (1 + (\pi_k^{0.286} - 1)/\eta_k^*)]}{1000 C_{pg} G_t / G_k T_t^* \eta_t \eta_{mk} (1 - 1/(\pi_k^{0.25})} \quad --(6.188)$$

donde:

$\eta_t$  -eficiencia de la turbina.

$\eta_{mk}$  -eficiencia del grupo turbocompresor.

El valor de  $K_N$  también puede determinarse mediante la ecuación (6.53).

36.- El coeficiente de incremento de la capacidad de paso de la turbina en el flujo de impulsos  $K_r$  se determina con la ecuación (6.54).

37.- El trabajo adiabático que realizan los gases en la turbina  $L_t$ , se calcula mediante la función  $flt$ , de la ecuación (6.63).

38.- En el caso de utilizarse las características adimensionales de la turbina, es necesario determinar las relaciones correspondientes a la frecuencia de rotación del rotor del turbocompresor  $n_r$  o el correspondiente a la velocidad circular del rodete del mismo  $u_t$ , con las ecuaciones (6.55) y (6.57).

39.- La velocidad adiabática convencional de los gases durante su expansión  $C_{ad}$ , se calcula mediante la ecuación (6.65).

40.- El parámetro de rapidez de la turbina  $X_{ad}$ , se determina con la ecuación (6.66).

41.- La potencia de la turbina  $N_t$  se determina mediante la función  $fnt$ , que utiliza la ecuación (6.68).

42.- Los pasos desde el N°1 hasta el 41 se repiten nuevamente considerando un nuevo valor de la presión de sobrealimentación  $P_s$ , en el caso de que la diferencia relativa de la potencia de la turbina  $N_t$  y la potencia del compresor  $N_k$  sea mayor del 2%.

Antes de iniciar todo el recálculo se determina el valor real de la presión de las pérdidas mecánicas en el motor sobrealimentado mediante la función  $fpmec$  de las ecuaciones (6.69), (6.70) y (6.71). Para el cálculo de la presión de las pérdidas mecánicas de un motor de aspiración natural  $P_{man}$  se utiliza la siguiente ecuación:

$$P_{man} = K_v(\epsilon + 8.5) s n / 30 \quad \text{-----} \quad (6.189)$$

Para iniciar el recálculo en el caso de no cumplir con el requisito del paso N° 42, se asume un nuevo valor de la presión de sobrealimentación  $P_s$  incrementándolo su valor al anterior en 0.05 MPa.

43.- Luego de haberse obtenido los parámetros que cumplan con la igualdad  $N_k = N_t$  se imprimen los resultados que se deseen para la selección del grupo turbocompresor.

#### **6.4 Elaboración de los programas de cálculo.**

Para la elaboración de los programas de cálculo se ha recurrido al lenguaje TURBO PASCAL versión 5.0, cuya estructura se muestra al detalle.

##### **6.4.1 Diagramas de flujo.**

Se muestran en el ANEXO D, y que se han estructurado en forma independiente para descargar el programa principal.

##### **6.4.2 Nomenclatura de las variables.**

A continuación se detalla la nomenclatura de las variables utilizadas en todos los programas para el cálculo de sobrealimentación del motor B-55.

Variab.	Descripción	Símbolo
acrt	Veloc. crítica del gas	$a_{cr t}$
acri	Velocidad crítica en la sección 1-1	$a_{cr 1}$
acrit	Veloc. crítica del gas en la sección 1t-1t	$a_{cr 1t}$
alf	Coeficiente de exceso de aire	$\alpha$
alfait	Angulo de salida de los gases de la turbina	$\alpha_1$

alfa2k	Angulo de salida del aire en el rodete	$\alpha_2$
alfa2pk	Ang. de salida del difusor sin álabes	$\alpha_2$
alfa2t	Ang.del flujo de salida de los gases desde los alabes	$\alpha_2$
alfa2ti	Ang. inicial del flujo desde los álabes	$\alpha_{2i}$
alfa3k	Ang. de salida desde el difusor de los álabes	$\alpha_3$
alfi	Valor inicial del coeficiente de exceso de aire	$\alpha$
alfnvo	Nuevo valor del coeficiente de exceso de aire	$\alpha_{nvo}$
alfric	Coeficiente de fricción	$\alpha_f$
a2t	Veloc.del sonido a salida de rodete	$a_2$
beta1k	Angulo de ingreso del aire al ADR	$\beta_1$
beta1t	Ang. de salida de los gases sobre álabes de trabajo	$\beta_1$
beta2t	Angulo de salida de los alabes	$\beta_2$
beta2ti	Angulo inicial en la salida de los álabes	$\beta_{2i}$
b2k	Ancho del rotor en la salida	$b_2$
b2pk	Ancho en la entrada del difusor de álabes	$b_2$
b3k	Ancho en la salida del difusor de álabes	$b_3$
cad	Velocidad adiabática convencional del aire	$C_{ad}$
cadt	Vel. adiabática de los gases en la turbina	$C_{ad}$
cofq	Coeficiente de caudal del aire	$C_1/U_2$
ctepa	Const. de la presión de admisión	
ctepr	Const. de la presión de los gases residuales	
c1k	Velocidad de entrada del aire al aparato direccional de rotación ADR	$C_1$

c1t	Velocidad absoluta de los gases en la salida de la tobera	$C_1$
c2at	Velocidad absoluta de los gases en la salida del rodete	$C_{2a}$
c2k	Vel. abs. de flujo en la salida del rotor	$C_2$
c2pk	Vel. abs. en la entrada del difusor	$C_{2p}$
c2rk	Velocidad radial del flujo en la salida del rotor	$C_{2r}$
c2t	Velocidad absoluta de los gases en la salida del rodete	$C_2$
c2uk	Velocidad tangencial del flujo en la salida del rotor	$C_{2u}$
c3k	Vel. del aire en la salida de difusor	$C_3$
c4k	Vel. del aire en la salida del caracol	$C_4$
delt	Holgura entre los álabes de trabajo y el cuerpo de la turbina	$\delta$
denf	Diferencia de temperatura en el enfriador del aire de admisión	$T_{ent}$
difmu	Diferencia entre el grado radial del rodete calculado con $\mu_{rt}$ y $\mu_{rf}$	$\mu_t - \mu_f$
dko	Diámetro menor del rodete del compresor	$D_o$
dk1	Diámetro mayor de entrada del compresor	$D_1$
dk2	Diámetro de salida del rodete	$D_2$
dok	Diámetro menor del rodete del compresor	$D_o$
doki	Valor inicial que toma $D_{ok}$	$D_{ok1}$
dot	Diámetro menor del rodete de la turbina	$D_o$
doti	Valor inicial que tomo $D_{ot}$	$D_{ot1}$
d1k	Diámetro mayor del ADR	$D_1$

d1t	Diá. mayor del rodete de la turbina	$D_1$
d2k	Diámetro exterior del rotor del compresor	$D_2$
d2mt	Diámetro medio del rodete de la turbina	$D_{2m}$
d2pk	Diámetro en la entrada del difusor	$D_2'$
d2t	Diámetro exterior del rodete de la turbina	$D_{2t}$
d3k	Diámetro en la salida del difusor	$D_3$
efic	Efectividad del enfriador	$E$
eficnom	Efec. del enfriador en régimen nominal	$E_{nom}$
epsq	Relación gasodinámica de $\pi_B/t_B$	$\epsilon_B$
etadalbt	Rendimiento adiabático de los álabes de la Turbina	$\eta_{ad}$
etadba	Rendimiento adiabático del compresor	$\eta_{ad}$
etaha	Coeficiente de presión ó rendimiento hidráulico	$\eta_h^*$
etahac	Rendimiento hidráulico calculado	$\eta_h$
etai	Rendimiento indicado	$\eta_i$
etaii	Valor inicial del rendimiento indicado	$\eta_{i1}$
etak	Rendimiento del compresor	$\eta_k$
etaka	Rendimiento adiabático del compresor con características de frenado	$\eta_k^*$
etakad	Rendimiento adiabático del compresor	$\eta_{k.ad}$
etamtk	Rendimiento mecánico del grupo turbocomp.	$\eta_{mtk}$
etat	Rendimiento efectivo de la turbina	$\eta_e$
etaut	Rendimiento periferico del rodete	$\eta_u$
etav	Coeficiente de llenado	$\eta_v$
etavi	Valor inicial del coeficiente de llenado	$\eta_{v1}$
fib	Coeficiente de barrido del motor	$\phi_b$
fio	Coeficiente de gasto del compresor	$\phi_o$



fioa	Coeficiente de carga del compresor referido a parámetros de frenado	$\phi_0^*$
fi1	Coeficiente de gasto del compresor ( $c1/u2$ )	$\phi_1$
f1k	Area en la entrada al ADR del compresor	$F_1$
f1t	Area en la salida de la tobera	$F_{1t}$
f2t	Area en la salida del rodete de la turbina	$F_2$
gb	Consumo de aire del motor	$G_B$
gbnvo	Nuevo valor del consumo de aire del motor	$G_{Bnvo}$
gcc	Consumo cíclico de combustible	$G_{cc}$
gcomb	Consumo horario de combustible	$G_{comb}$
ge	Consumo específico de combustible	$g_e$
ggt	Caudal de los gases que pasan por la turbina	$G_t$
gk	Consumo secundario de aire a través del compresor	$g_k$
gknr	Valor del $g_k$ reducido	$G_{knr}$
gknvo	Nuevo valor de $g_k$	$G_{knvo}$
gt	Consumo de los gases a través de la turbina	$G_t$
g2	Consumo secundario de los gases	$G_2$
itk	Número de turbocompresores en el motor	$1_{tk}$
kg	Coeficiente de incremento de los gases	$K_G$
lamb	Velocidad adimensional	
lambad1	Velocidad adimensional adiabatica en la sección 1t-1t	$\lambda_{ad1}$
lambc1at	Velocidad adimensional axial en la salida de la tobera	$\lambda_{c1a}$
lambc1t	Velocidad adimensional referida a c1t	$\lambda_{c1t}$
lambc1te	Velocidad adimensional en la sección 1t-1t, valor teórico	$\lambda_{c1te}$

lambc1ut	Velocidad adimensional radial en la salida de la tobera	$\lambda_{c1u}$
lambc2t	Velocidad adimensional referida a $c_{2t}$	$\lambda_{c2t}$
lambt	Velocidad adimensional de los gases en la entrada a la turbina	$\lambda_t$
lambw1t	Veloc. adimensional referida a $w_{1t}$	$\lambda_{w1t}$
lambw2t	Velocidad adimensional referida a $w_{2t}$	$\lambda_{w2t}$
lamb1	Velocidad adimensional del aire en la entrada al ADR	$\lambda_1$
lamb1nvo	Nuevo valor de $\lambda_1$	$\lambda_{1nvo}$
lk	Trabajo adiabático de compresión del aire	$l_k$
lt	Trabajo adiabático de los gases en la turbina	$l_t$
l1t	Altura de álabes en la salida de la tobera	$l_1$
machc1at	Número de Mach a la salida de la tobera referida a la velocidad $c_{1a}$	$M_{c1a}$
machc1t	Número de Mach en la salida de tobera referida a la velocidad $c_1$	$M_{c1}$
machc2at	Nº de Mach referida a velocidad $c_{2a}$	$M_{c2a}$
machc2t	Nº de Mach a salida del rodete ref. a $c_2$	$M_{c2}$
machc2ut	Nº de Mach a salida del rodete ref. a $c_{2u}$	$M_{c2u}$
machw1k	Nº de mach referida a la velocidad relativa en el diámetro exterior del ADR	$M_{w1}$
machw1t	Nº de Mach referida a la velocidad relativa de los gases al ingreso de la turbina	$w_{1t} M_{w1}$
machw2t	Nº de Mach referida a la velocidad relativa a la salida de los gases del rodete de la turbina	$w_{2t} M_{w2}$

mach2k	Nº de Mach a la salida del rotor del compresor	$M_{2k}$
mach2pk	Nº de Mach en la entrada del difusor	$M_{2p}$
mach2ut	Nº de Mach referida a velocidad tangencial a la salida del rotor de la turbina $2u$	$M_{2u}$
mcr1	Masa crítica de los gases	$m_{cr1}$
mucir	Coeficiente de circulación de los gases	$\mu$
mufbyp	Sección del orificio de derivación de los gases que van a la turbina	$\mu x_{f_{byp}}$
mur	Grado radial del rodete de la turbina	$\mu_r$
murf	Valor final del grado radial del rodete	$\mu_{rf}$
murt	Valor previo del grado radial del rodete	$\mu_{rt}$
n	Frecuencia de rotación del motor	$n$
ne	Potencia efectiva del motor	$N_e$
nenom	Potencia efectiva nominal del motor	$N_{e\text{nom}}$
nfric	Potencia perdida por fricción entre el rodete y los gases	$N_{fr}$
nk	Potencia consumida por el compresor en el trabajo de compresión del aire	$N_k$
nknr	Valor reducido de la frecuencia de rotación del compresor	$n_{k, nr}$
nnom	Frecuencia nominal de rotación del cigueñal del motor	$n_{nom}$
nr	Frecuencia de rotación del rotor del turbocompresor	$n_r$
acrt	Velocidad crítica	$a_{cr}$
nr1	Valor inicial de la frecuencia de rotación del rotor del turbocompresor	$n_{r1}$

nt	Potencia entregada por los gases a la turbina	$N_e$
nyper	Coefficiente de pérdidas de los gases	$\eta_{per}$
n1	Indice politrópico de compresión del aire	$n_1$
n1k	Exponente politrópico de compresión del aire a la salida del rotor del compresor	$n_{1k}$
n2pk	Exponente politrópico de compresión del aire en el difusor	$n_{2p}$
n3k	Exponente politrópico de compresión del aire en la salida del difusor de álabes	$n_{3k}$
n4k	Exponente politrópico de compresión del aire a la salida del caracol	$n_4$
orican	Desorientación de canales del rodete de la turbina	$W_2/W_1$
pa	Presión del aire al final de la admisión	$P_a$
pe	Presión media efectiva	$P_e$
pialbt	Grado de disminución de la presión en los alabes de la turbina	$\pi_{a1t}$
pig	Función gasodinámica de presiones	$\pi$
pik	Grado de elevación de la presión en el compresor	$\pi_k$
pika	Grado de elevación de la presión referida a parámetros de frenado del compresor	$\pi_k^*$
pikanvo	Nuevo valor de $\pi_k^*$	$\pi_k^*_{nvo}$
pikap	Valor previo de $\pi_k^*$	$\pi_{kp}^*$
pilambc1te	Función gasodinámica $\pi$ referida a $\lambda_{e1}$	$\pi(\lambda_{e1})$
pin	Presión media indicada	$P_i$

pit	Grado de disminución de la presión en la turbina	$\pi_t$
pita	Grado de disminución de la presión en la turbina referida a parámetros de frenado	$\pi_t^*$
pitai	Valor inicial de $\pi_t^*$	$\pi_{t1}^*$
pitnvo	Nuevo valor de $\pi_t^*$	$\pi_{tnvo}^*$
pk	Presión del aire a salida del compresor	$P_k$
pm	Presión media de pérdidas mecánicas	$P_m$
pme	Presión media efectiva	$P_e$
pmi	Presión media indicada	$P_i$
pmm	Valor final de la presión media de las pérdidas mecánicas	$P_m$
pr	Presión de gases residuales	$P_r$
ps	Presión de sobrealimentación	$P_s$
psi	Valor inicial de la $P_s$	$P_{s1}$
psialbt	Coefficiente de velocidad en los álabes de la turbina	
psnvo	Nuevo valor de $P_s$	$P_{s.nvo}$
pta	Presión de frenado de los gases delante de la turbina	$P_t^*$
p1	Presión del aire al ingreso del ADR	$P_1$
p1a	$P_1$ referida a parámetros de frenado	$P_1^*$
plat	Presión de frenado de los gases a la salida de la tobera de la turbina	$P_1^*$
p1t	Presión del gas a salida de la tobera	$P_1$
p2	Presión del aire a la salida del rotor del compresor	$P_2$

p2at	Presión referida a parámetros de frenado de los gases a la salida de los álabes	$P_{2^*}$
p2p	Presión del aire en la entrada del difusor con álabes del compresor	$P_{2\cdot}$
p2t	Presión de los gases a la salida del rodetete de la turbina	$P_{2t}$
p3	Presión del aire a salida del difusor con álabes del compresor	$P_3$
p4	Presión de aire a salida del caracol del compresor	$P_4$
p4a	$P_4$ referida a parámetros de frenado	$P_{4^*}$
qlambc1t	Función gasodinámica de flujo a $\lambda_{c1}$	$q(\lambda_{c1})$
qlambc2t	Función gasodinámica de flujo a $\lambda_{c2}$	$q(\lambda_{c2})$
rb32pk	Relación entre $b_3/b_2'$	$b_3/b_2\cdot$
rdo1t	Relación $D_0/D_1$ de la turbina	$D_0/D_1$
rd12k	Relación $D_1/D_2$ de diámetros en el comp.	$D_1/D_2$
rd2p2k	Relación $D_{2\cdot}/D_2$ en el compresor	$D_{2\cdot}/D_2$
rd32k	Relación $D_3/D_2$ en el compresor	$D_3/D_2$
rfdo2k	Valor final de la relación $D_0/D_2$	
rido2k	Valor inicial de la relación $D_0/D_2$ en el compresor	
rok	Densidad del aire en la salida del compresor	$\rho_k$
ror	Grado de reacción de la turbina	$\rho_r$
ros	Densidad del aire de sobrealimentación	$\rho_s$
rot	Densidad de los gases al ingreso en la turbina	$\rho_t$
ro1	Densidad de aire al ingreso de compresor	$\rho_1$

ro1t	Densidad de los gases al ingreso de los rodetes de la turbina	$\rho_{1t}$
ro2	Densidad del aire a la salida del rotor del compresor	$\rho_2$
ro2t	Densidad de los gases a la salida de los rodetes de la turbina	$\rho_{2t}$
sigmcol	Coefficiente de conservación de presión en el colector de admisión	$\sigma_{col}$
sigment	Coefficiente de conservación de la presión en la entrada del compresor	$\sigma_{ent}$
sigmesc	Coefficiente de conservación de la presión a la salida de la turbina	$\sigma_{esc}$
taualbt	Función gasodinámica de temperaturas en los álabes de la turbina	$t_{a1}$
taualbte	Función gasodinámica de la variación teórica en los álabes de la turbina	$t_{a1t}$
tk	Temp. del aire a la salida del compresor	$T_k$
tka	$T_k$ referida a parámetros de frenado	$T_k^*$
tok	Temperatura de reducción de la característica del compresor	$T_{ok}$
ts	Temp. de sobreal.despues del enfriador	$T_s$
tta	Temperatura de los gases a la entrada de la turbina	$t_t^*$
tw1at	Temperatura de frenado en la entrada de los álabes de la turbina relativa a w1	$T_{w1}^*$
tw2at	Temperatura de frenado de los gases a la salida de alabes de la turbina	$T_{w2}^*$

t1	Temperatura del aire en la entrada del compresor	$T_1$
t1a	Temperatura de frenado del aire a la entrada del compresor	$t_1^*$
t1at	Temperatura de frenado de los gases a la salida de la tobera	$T_{1t}^*$
t1t	Temperatura de los gases a la salida de la tobera	$T_{1t}$
t2	Temperatura del aire a salida del rotor del compresor	$T_2$
t2a	Temperatura de frenado del aire a la salida del rotor del compresor	$T_2^*$
t2at	Temperatura de frenado de los gases a la salida de los álabes de la turbina	$T_2^*$
t2p	Temp. del aire en la entrada al difusor	$T_2$
t2t	Temperatura de los gases a la salida del rodete de la turbina	$T_{2t}$
t3	Temp. del aire a la salida del difusor	$T_3$
t3i	Valor inicial de $T_3$	$T_{3i}$
t4	Temp. del aire a la salida del caracol	$T_4$
t4a	$T_4$ referido a parámetros de frenado del aire a la salida del caracol	$T_4^*$
uknr	Velocidad circular en el diámetro exterior del rodete del compresor	$U_{knr}$
ulk	Velocidad tangencial en el diámetro exterior del ADR	$U_1$
ult	Velocidad tangencial de los gases en la turbina	$U_{1t}$



u2knvo	Nuevo valor de la velocidad tangencial a la salida del compresor	$U_{2nvo}$
w1k	Velocidad relativa en diá. ext. del ADR	$W_1$
w1t	Velocidad relativa de los gases al ingreso a los álabes de la turbina	$W_{1t}$
w2t	Velocidad relativa de los ases a salida del rodete de la turbina	$W_2$
xad	Parámetro de rapidez de la turbina	$X_{ad}$
xifric	Pérdidas por fricción entre el rodete y los gases	$f_{fr}$
xiran	Pérdidas en la ranura entre el cuerpo y el rodete de la turbina	$f_{ran}$
xiper	Pérdidas que se producen con la vlocidad de salida de los gases	$f_{vo}$
zk	Número de álabes del rotor del compresor	$Z_k$
zki	Valor inicial de $Z_k$	$Z_{k1}$
zt	Nº de álabes del rodete de turbina	$Z_t$
zturb	Vaolor final del Nº álabes del rodete de la turbina	$Z_{tur}$

#### **6.4.3 Constantes funciones procedimientos.**

A continuacion se detallan las constantes, funciones y procedimientos utilizados en el cálculo, además se mencionan las ecuaciones o grupo de ecuaciones que utilizan cada una de ellas.

##### **A.- Constantes.**

- $h_u$  Poder calorífico bajo del combustible, Mj/Kg
- $l_a$  Cantidad teórica de aire necesario para la combustión de 1 Kg de combustible, Kg

$R$	Constante universal del aire, KJ/Kg °K
$R_1$	Constante de los gases de escape, KJ/Kg °K
$k$	Indice adiabático del aire
$k_1$	Indice adiabático de los gases de escape
$C_p$	Calor específico del aire a presión const., KJ/Kg°K
$C_v$	Calor específico del aire a volúmen const., KJ/Kg°K
$C_{pg}$	Calor específico de los gases de escape, KJ/Kg°K
$P_o$	Presión atmosférica a condiciones estándar, MPa
$T_o$	Temperatura del medio a condiciones estándar, °K
$iV_h$	Cilindrada total del motor, lt
$i$	Número de cilindros del motor
$S$	Carrera del pistón, m
$it_k$	Número de turbocompresores instalados en el motor
$\epsilon$	Relación de compresión del motor
$n_{nom}$	Frecuencia de rotación del cigueñal del motor a régimen nominal, $min^{-1}$
$G_{bnom}$	Consumo de aire del motor a régimen nominal, Kg/h
$N_{enom}$	Potencia efectiva del motor a régimen nominal, Kw
$P_{enom}$	Presión media efectiva del motor a rég. nominal,MPa
$K_v$	Coeficiente de corrección constructivo del motor en V
$K_1$	Coeficiente de corrección constr. del motor en linea
$P_{enf}$	Caida de presión en el enfriador del aire de sobrealimentación, MPa

#### B.- Funciones.

función	calcula	ecuación
$f_{expon}$	exponenciales	$a^b$
$f_{pe}$	presión media efectiva del motor	(6.6)
$f_{tk}$	temp.del aire a la salida del compresor	(6.185)

<b>fro</b>	densidad del aire o del gas	
<b>fason</b>	velocidad del sonido	
<b>ft3, ft3p</b>	temperatura $T_3$ y velocidad $C_3$ en la salida del difusor en el compresor	(6.109) (6.110)
<b>fetavi</b>	valor inicial del coef. de llenado	(6.185)
<b>fpm</b>	presión media de las pérdidas mecánicas	(6.7)
<b>fetai</b>	rendimiento indicado del motor	(6.186)
<b>fgcomb</b>	consumo horario de combustible	(6.10)
<b>fnknr</b>	valor reducido de la frecuencia de rotación del compresor	(6.14)
<b>fpig</b>	función gasodinámica $\pi$ en función de	
<b>ftaug</b>	función gasodinámica $t$ en función de	
<b>fepsg</b>	función gasodinámica $\epsilon$ en función de	
<b>flamb</b>	lambda $\lambda$ en función del N° de Mach $M$	
<b>fqlamb</b>	función gasodinámica de flujo en función de $\lambda$	
<b>fmach</b>	el N° de Mach en función de	
<b>fpia</b>	presión de frenado del aire en la entrada al compresor	(6.15)
<b>fgknr</b>	consumo de aire reducido a través del compresor	(6.16)
<b>fc1</b>	velocidad del aire en la entrada al rodetete del compresor	(6.21)
<b>facr1</b>	velocidad crítica	(6.23)
<b>flk</b>	trabajo adiabático de compresión del aire	(6.26)
<b>fpika</b>	grado de sobrealimentación	(6.27)
<b>fpsnvo</b>	valor ajustado de la presión de sobrealimentación	(6.28)

<b>fn1</b>	índice politrópico de compresión del aire en el compresor	(6.29)
<b>fts</b>	temp. del aire de sobrealimentación	(6.31)
<b>fetav</b>	coeficiente de llenado del motor	(6.33)
<b>fnk</b>	potencia que consume el compresor	(6.38)
<b>fg2</b>	consumo secundario de los gases	(6.39)
<b>ftta</b>	temperatura de frenado de los gases delan- te de la turbina	(6.42)
<b>ffibyp</b>	función del flujo de los gases a través del orificio de derivación	(6.49)
<b>fgbyp</b>	consumo de los gases a través del orificio de derivación de los gases	(6.50)
<b>fkn</b>	función $K_N$	(6.188)
<b>fgtnr</b>	valor reducido del consumo de los gases a través de la turbina	(6.56)
<b>fpit</b>	grado de disminución de presión de los gases en la turbina $\pi_t$	(6.125)
<b>fror</b>	grado de reacción de la turbina	(6.132)
<b>fsup</b>	superficie de salida en la tobera y rodete	(6.172) (6.173)
<b>flt</b>	trabajo adiabático que realizan los gases en la turbina	(6.63)
<b>fnt</b>	potencia de la turbina	(6.68)
<b>fpmec</b>	valor final de la presión de las pérdidas mecánicas del motor sobrealimentado	(6.69)(6.70) (6.71)(6.189)
<b>fge</b>	consumo específico de combustible	

**fnx** potencia proyectada del motor en función  
de las revoluciones del motor (5.41)

### C.- Procedimientos.

**procedure calcomp** calcula los parámetros principales del compresor mediante la metodología de 6.3.2 sección E.

**procedure calturbi** calcula los parámetros principales de la turbina mediante la metodología de 6.3.2 sección F.

**procedure etavcomp** validación del coeficiente de llenado del motor que debe estar entre 0.90 a 0.98.

**procedure etaicomp** validación del coeficiente indicado del motor que debe estar aproximadamente entre 0.4 a 0.5.

#### 6.4.4 Programa principal

El programa principal tiene la siguiente estructura:

```

program soalb55;
uses crt;      {programa desarrollado por J.ARONES}
const
    hu=42.91;
    lo=14.58;
    r=0.287;
    r1=0.288; {constante de los gases de escape}
    k=1.4;
    k1=1.33;
    cp=1.004;
    cv=0.717;
    cpg=1.160;
    p0=0.1013;
    t0=288.0;
  
```

```

vh=38.88;
i=12;
s=0.1867;
itk=2;
e=15;
pi=3.1415927;
nnom=2000;
gbnom=3067;           {valor tomado con  $\alpha=1.74$ }
nenom=503.0;
penom=0.7762;
kv=0.001;
kl=0.00105;
apenf=0.003;

var
n,alfi,psi,pitai,nri,lamb1,lambt,etadba,tok,denf,ctepr,
ctepa,eficnom,alf,ps,pita,nr,ne,pk,pr,pa,pik,pin,ts,etav,
etai,gcomb,gb,gk,gcc,t1,tla,nknr,pla,pok,gknr,etaka,pika,
fi0,dk0,dk1,dk2,uknr,ro1,c1,fi1,lamb1nvo,fi0a,psnvo,n1,
efic,ros,rok,gbnvo,gknvo,alfnvo,nk,dtp,muf,g2,ptoa,tta,ro
t,acrt,ct,lambtnvo,fibyp,gbyr,gt,kn,kt,gtnr,ut,ptanvo,lt,
relnt,relut,etati,cad,xad,nt,difn,pman,ge,del,det,etar,lk
,pta, tka,fib,etamtk,kf,dt1,pitanvo,pe,pm,gkv,etavi,tk,
etaii,gga,pikp, tscal,
sigment,sigmcol,u2k,etaha,c1k,cofq,p1,u1k,rd12k,beta1k,
w1k,machw1k,f1k,d1k,dok,d2k,rido2k,rfd02k,zk,zki,mucir,
c2rk,c2uk,c2k,alfa2k,t2a,t2,alfric,p2,p2p,n1k,ro2,mach2k,
b2k,rd2p2k,d2pk,c2pk,t2p,n2pk,mach2pk, b2pk,b3k, rb32pk,
alfa3k,d3k,rd32k,t3,t3i,ft3i,ft3pi,fthn,ft3ii,dift3,c3k,

```

```

n3k,d3k1,p3,c4k,t4,p4,t4a,p4a,n4k,p1ka,etak,etahac,u2knvo
,alfa2pk,pikap,doki,
pit,cadt,d1t,u1t,ror,fitb,alfa1t,acr1t,lambad1,lambc1te,
lambc1t,c1t,machc1t,pilambc1te,p2t,sigmesc,p1t,p1at,t1t,
lambc1ut,lambc1at,machc1at,beta1t,machw1t,lambw1t,tw1at,
w1t,ggg,nyper,kg,t2tp,d0t,rd01t,ro2t,c2at,murt,tw2at,
pialbt,pw1at,taualbt,taualbte,lambw2te,lambw2t,psialbt,
t2t,a2t,machw2t,mach2ut,mur,machc2at,beta2ti,machc2ut,
alfa2ti,alfa2t,beta2t,machc2t,lambc2t,t2at,p2at,w2t,c2t,
orican,xiper,t1at,qlambc1t,qlambc2t,f1t,f2t,d2t,d2mt,murf
,difmu,l1t,zt,zturb,ro1t,nfric,xifric,xirant,delt,etaut,
etadalbt,etatt,xadt,mcri,etalabt,d0ti:real;

```

```

bb,aa,qqq,pppp,ppp,tttt,ttt,mm,mnm,nmn,abb:integer;

```

```

function expon(ae,be:real):real;

```

```

    begin

```

```

        expon:=exp(be*ln(ae));

```

```

    end;

```

```

function fpe(np,nep:real):real;

```

```

    begin

```

```

        fpe:=120*nep/(vh*np);

```

```

    end;

```

```

function ftk(pikt,etakadt:real):real;

```

```

    begin

```

```

        ftk:=t0*(1+(expon(pikt,0.286)-1)/etakadt);

```

```

    end;

```

```

function fro(pro,tro,rr:real):real;

```

```

    begin

```

```

        fro:=pro*1000/(rr*tro);
    end;

function fason(kas,ras,tas:real):real;
    begin
        fason:=sqrt(kas*ras*tas*1000);
    end;

function ft3(t3kt,c2pkt,d2pkt,d3kt,alfa2pkt,alfa3kt,
        t2pkt,n3kt,b2pkt,b3kt:real):real;
    var aat,bbt:real;
    begin
        aat:=d2pkt*sin(alfa2pkt)*b2pkt*c2pkt*expon(t2pkt/t3kt,
            1/(n3kt-1))/(d3kt*sin(alfa3kt)*b3kt);
        bbt:=sqr(c2pkt)+2008*t2pkt;
        ft3:=sqr(aat)*expon(t3kt,2/(1-n3kt))+2008*t3kt-
            bbt;
    end;

function ft3p(t3ktp,c2pktp,d2pktp,d3ktp,alf2pktp,alf3ktp,
        t2pktp,n3ktp,b2pktp,b3ktp:real):real;
    var aatp:real;
    begin
        aatp:=d2pktp*sin(alf2pktp)*c2pktp*expon(t2pktp/t3ktp,
            1/(n3ktp-1))/(d3ktp*sin(alf3ktp)*b3ktp);
        ft3p:=(2/(1n3ktp))*sqr(aatp)*expon(t3ktp,(n3ktp+1)/
            (1-n3ktp))+2008;
    end;

function fetavi(dele,dete,etare,paе,pse,pre:real):real;
    begin

```



```

        fetavi:=(dele/dete)*(pae/pse-((1etare)*pre/
                pse-pae/pse)/(e-1));
    end;
function fpm(npm,prp,tkp:real):real;
begin
    fpm:=kv*(e+8.5)*(s*npm/30)*(0.65+0.35*(prp/p0)*
        (sqrt(t0/tkp)));
    end;
function fetai(nn,pse,alfe,ctepae,ctepre,etadbae,pee,
        dele,dete,etare:real):real;
var
    pke,pike,pre,pae,tke,tse,rose,pme,pie,etave:real;
begin
    pke:=pse+0.003;
    pike:=pke/p0;
    pre:=ctepre*pse;
    pae:=ctepae*pse;
    tke:=ftk(pike,etadbae);
    { tse:=tke-denfe;}
    tse:=ts;
    rose:=fro(pse,tse,r);
    pme:=fpm(nn,pre,tke);
    pie:=pee+pme;
    etave:=fetavi(dele,dete,etare,pae,pse,pre);
    fetai:=pie*lo*alfe/(hu*etave*rose);
    end;
function fgcomb(pifg,ng,etaig:real):real;
begin

```

```

fgcomb:=pi*fg*vh*30*ng/(hu*etaig*1000);
end;
function fnknr(nrn,tokn,tlan:real):real;
begin
  fnknr:=nrn*sqrt(tokn/tlan);
end;
function fpig(kp,lamp:real):real;
begin
  fpig:=expon(1-(kp-1)*sqr(lamp)/(kp+1),kp/(kp-1));
end;
function ftaug(kt,lamt:real):real;
begin
  ftaug:=1-(kt-1)*sqr(lamt)/(kt+1);
end;
function fepsg(ke,lame:real):real;
begin
  fepsg:=fpig(ke,lame)/ftaug(ke,lame);
end;
function flamb(klm,mlm:real):real;
begin
  flamb:=sqrt((klm+1)*sqr(mlm)/(2+(klm-1)*sqr(mlm)));
end;
function fqlamb(kql,lamq:real):real;
begin
  fqlamb:=expon((kql+1)/2,(1-kql)/kql)*lamq*
  expon(1-(kql-1)*sqr(lamq)/(kql+1),(1-kql)/kql);
end;
function fmach(kma,lama:real):real;

```

```

begin
  fmach:=sqrt(2*sqr(lama)/((kma+1)-(kma-1)*sqr(lama)));
end;
function fp1a(gbp:real):real;
begin
  fp1a:=p0-0.04*sqr(gbp/gbnom);
end;
function fgknr(gkg,pokg,tokg,p1ag,t1ag:real):real;
begin
  fgknr:=gkg*(pokg/p1ag)*sqrt(t1ag/tokg);
end;
function fc1(gkc,ro1c,dk1c,dk0c:real):real;
begin
  fc1:=4*gkc/(ro1c*(sqr(dk1c)-sqr(dk0c))*pi);
end;
function facr1(ka,ra,t1aa:real):real;
begin
  facr1:=sqrt(2000*ka*ra*t1aa/(ka+1));
end;
function flk(t1al,pikal:real):real;
begin
  flk:=(k/(k-1))*r*t1al*(expon(pikal,(k-1)/k)-1);
end;
function fpika(fioap,tlap,uknrp:real):real;
begin
  fpika:=expon(1+(k-1)*fioap*sqr(uknrp)/
    (k*1000*r*tlap),k/(k-1));
end;

```

```
function fpsnvo(pikap,plap,gbp:real):real;
begin
    fpsnvo:=pikap*plap-0.004*sqr(gbp/gbnom);
end;

function fn1(etakan:real):real;
begin
    fn1:=k*etakan/(k*(etakan-1)+1);
end;

function fts(tlat,pikat,n1t,efict:real):real;
begin
    fts:=tlat*(1-efict)*expon(pikat,(n1t-
        1)/n1t)+efict*tlat;
end;

function fetav(gcombe,alfe,net,pse,tse:real):real;
begin
    fetav:=gcombe*alfe*lo*r*tse/(30*pse*vh*net);
end;

function fnk(lkn,gkn,etakan:real):real;
begin
    fnk:=lkn*gkn/etakan;
end;

function fg2(alfg,gkg:real):real;
begin
    fg2:=(alfg*lo+1)*gkg*0.99/(alfg*lo);
end;

function ftta(alft,tkat,etait:real):real;
var ggat,cpgt,cpbt,ttai,fibt,fict,ttent:real;
begin
```

```

    fibt:=1.1;
    fict:=0.18;
    ttent:=1000;
    ttai:=1000;
    cpbt:=1.004;
    ggat:=1+1/(alft*lo);
    repeat
        ttai:=(ttai+ttent)/2;
cpgt:=0.9804+0.146*ttai/(sqrt(alft*fibt)*1000);
    ttent:=cpbt*tkat/(cpgt*ggat)+hu*1000*(1-etait-
fict)/(alft*fibt*lo*cpgt*ggat);
        until abs((ttai-ttent)/ttai)<0.01;
    ftta:=ttent;
end;

function ffibyp(pitaf:real):real;
begin
    ffibyp:=sqrt(((k1/(k1-1))*(expon(1/pitaf,(k1-1)/k1)-
        expon(1/pitaf,2/k1))));
end;

function fgby(p(mufg,rotg, fibypg, ttag:real):real;
begin
    fgby:=mufg*rotg*fibypg*sqrt(2000*r1*ttag);
end;

function fkn(psk,pikak,etakak,ttak,alfk,pitak,etatkk,
    fibk:real):real;
var cpgk,ggbk,etattk:real;
begin
    etattk:=1-0.033*(1+0.012/(psk-p0));

```

```

        ggbk:=1+1/(alfk*lo);
        cpgk:=0.904+0.146*ttak/(1000*sqrt(alfk*fibk));
fkn:=1004*t0*(1+(expon(pikak,(k-1)/k)-1)/etakak)/
        (cpgk*ggbk*ttak*1000*etattk*etatkk*(1-1/expon
        (pitak,(k1-1)/k1)));
end;
function fgtnr(gtg,ttag,ptag:real):real;
begin
        fgtnr:=gtg*sqrt(ttag)/ptag;
end;
function fpit(tlap,pikap,ttap,etakap,etatp,etatmtkp,ggap:
        real):real;
var ctepre:real;
begin
        ctepre:=(k1/(k1-1))*r*tlap*(expon(pikap,(k1-1)/k1)-
        1)/(((k1/(k1-1))*r1*ttap*etakap*etatp*etatmtkp*ggap);
        fpit:=expon(1/(1-ctepre),k1/(k1-1));
end;
function fror(firo,xadro,alfalro:real):real;
var aro,bro:real;
begin
        aro:=2*(1-sqr(firo))/firo;
        bro:=2*xadro*cos(alfalro);
        fror:=1-(-bro+sqrt(sqr(bro)+4*aro))/(2*aro);
end;
function fsup(kgs,ggg,tts,mcris,qlambs,pas,alfas:real):
        real;
begin

```

```

    fsup:=kgs*ggs*sqrt(tts)/(mcris*qlambs*pas*sin(alfas)*
        1000000);
    end;
function fptanvo(ptap,knp:real):real;
    begin
        fptanvo:=ptap*sqrt(knp);
    end;
function flt(ttal,pital:real):real;
    begin
        flt:=(k1/(k1-1))*r1*ttal*(1-expon(1/pital,(k1-1)/k1));
    end;
function fnt(ltn,gtn,etatn,knn:real):real;
    begin
        fnt:=ltn*gtn*etatn*knn;
    end;
function fpmec(pmdhp,psp,ptap,lamtp,rosp,npp:real):real;
    begin
        fpmec:=pmdhp*expon(psp/0.0981,0.1)+ptap*fpig(k1,lamtp)-
            psp+0.02*rosp*sqr(npp/nnom);
    end;
function fge(gtg,peg,ngg:real):real;
    begin
        fge:=gtg*120000/(peg*ngg*vh);
    end;
function fnx(nn:real):real;
    begin
        fnx:=nenom*(0.762*nn/nnom+1.182*sqr(nn/nnom)-
            0.944*expon(nn/nnom,3));
    end;

```

```

        end;

procedure calcomp(var pspro,gbpro:real);

begin
    p1a:=siment*p0;
    p4a:=(pspro+apenf)/sigmcol;
    pikap:=p4a/p1a;
    pika:=pikap;
    for mnm:=1 to 2 do
        begin
            lk:=f1k(t1a,pika);
            u2k:=sqrt(lk*1000/etaha);
            c1k:=cofq*u2k;
            lamb1:=c1k/facr1(k,r,t1a);
            t1:=t1a*ftaug(k,lamb1);
            p1:=p1a*fpig(k,lamb1);
            ro1:=fro(p1,t1,r);
            u1k:=u2k*rd12k;
            beta1k:=arctan(c1k/u1k);
            w1k:=c1k/sin(beta1k);
            machw1k:=w1k/fason(k,r,t1);
            f1k:=gbpro/(ro1*c1k*3600);
            for nm:=1 to 2 do {para dok en rango correcto}
                begin
                    d1k:=sqrt(4*f1k/pi+sqr(dok));
                    d2k:=d1k/rd12k;
                    rido2k:=dok/d2k;
                    if rido2k<0.10 then

```



```
begin
repeat
    dok:=dok+0.01;
    d2k:=d2k-0.04;
    rfd02k:=dok/d2k;
until rfd02k>0.10;
rido2k:=rfd02k;
end;
if rido2k>0.25 then
begin
repeat
    dok:=dok-0.002;
    rfd02k:=dok/d2k;
until rfd02k<0.25;
rido2k:=rfd02k;
end;
end;
zk:=zki;
mucir:=1/(1+2/zk);
c2rk:=c1k;
c2uk:=mucir*u2k;
c2k:=sqrt(sqr(c2rk)+sqr(c2uk));
alfa2k:=arctan(c2rk/c2uk);
if alfa2k<0.2094 then
begin
repeat
    zk:=zk-1;
    mucir:=1/(1+2/zk);
```

```

    c2uk:=mucir*u2k;
    c2k:=sqrt(sqr(c2rk)+sqr(c2uk));
    alfa2k:=arctan(c2rk/c2uk);
    until (alfa2k>0.2094) or (zk=12);
    end;
t2:=t1+(mucir+alfric-sqr(mucir)/2)*sqr(u2k)/
    (cp*1000);
t2a:=t1a+(mucir+alfric)*sqr(u2k)/(cp*1000);
p2:=p1*expon(t2/t1,n1k/(n1k-1));
ro2:=fro(p2,t2,r);
mach2k:=c2k/fason(k,r,t2);
b2k:=gbpro/(pi*d2k*c2rk*ro2*3600);
repeat
    d2pk:=d2k*rd2p2k;
    c2pk:=c2k/rd2p2k;
    t2p:=t2+(sqr(c2k)-sqr(c2pk))/(2000*cp);
    p2p:=p2*expon(t2p/t2,n2pk/(n2pk-1));
    mach2pk:=c2pk/fason(k,r,t2p);
    if mach2pk >0.95 then rd2p2k:=rd2p2k+0.01;
until (mach2pk <0.95) or (rd2p2k=1.25);
b2pk:=b2k;
b3k:=rb32pk*b2pk;
alfa2pk:=alfa2k; {asumiendo a salida de difusor}
alfa3k:=alfa2pk+0.2617;    {+ 15 grados}
d3k:=d2k*rd32k;
t3:=t3i;
repeat

```

```

ft3i:=ft3(t3,c2pk,d2pk,d3k,alfa2pk,alfa3k,t2p,n3k,b2pk,
b3k);

ft3pi:=ft3p(t3,c2pk,d2pk,d3k,alfa2pk,alfa3k,t2p,n3k,b2pk,
b3k);

fthn:=(-1.0)*ft3i/ft3pi;

t3:=t3+fthn;

dift3:=abs(fthn)

until dift3 <0.001;

c3k:=d2pk*sin(alfa2pk)*b2pk*c2pk*expon(t2p/t3,1/
(n3k-1))/(d3k*sin(alfa3k)*b3k);

p3:=p2p*expon(t3/t2p,n3k/(n3k-1));

t4:=t3+(sqr(c3k)-sqr(c4k))/(2000*cp);

p4:=p3*expon(t4/t3,n4k/(n4k-1));

t4a:=t4+sqr(c4k)/(2000*cp);

p4a:=p4*expon(t4a/t4,k/(k-1));

pika:=p4a/p1a;

pik:=p4/p1a;

etaka:=(expon(pika,(k-1)/k)-1)/(t4a/t1a-1);

etak:=(expon(pik,(k-1)/k)-1)/(t4a/t1a-1);

etahac:=1000*cp*t1a*(expon(pika,(k-1)/k)-1)/
sqr(u2k);

u2knvo:=u2k*sqrt(etaha/etahac);

u2k:=u2knvo;

end; {del for}

nr:=60*u2k/(d2k*pi);

end; {del procedimiento}

procedure calturbi(var pitpro:real);

begin

lt:=flt(tta,pitpro);

```

```

cadt:=sqrt(2000*lt);
dlt:=d2k;           {asumiendo d2k=d1k}
ult:=pi*dlt*nr/60;
xadt:=ult/cadt;
abb:=0;
while abb< 3 do
  begin
    ror:=fror(fitb,xadt,alfalt);
    abb:=abb+1;
    acrit:=facr1(k1,r1,tta);
    lambad1:=cadt/acrit; {a la salida de la tobera}
    lambc1te:=lambad1*sqrt(1-ror);
    lambc1t:=fitb*lambc1te;
    c1t:=lambc1t*acrit;
    machc1t:=fmach(k1,lambc1t);
    pilambc1te:=fpig(k1,lambc1te);
    p2t:=p0/sigmesc;
    pta:=p2t*pitpro;
    p1t:=pta*pilambc1te;
    p1at:=p1t/fpig(k1,lambc1t);
    t1t:=tta*ftau(k1,lambc1t);
    lambc1ut:=lambc1t*cos(alfalt);
    lambc1at:=lambc1t*sin(alfalt);
    machc1at:=machc1t*sin(alfalt);
    beta1t:=arctan(sin(alfalt)/(cos(alfalt)-ult/
      c1t));
    machw1t:=machc1at/sin(beta1t);
    lambw1t:=flamb(k1,machw1t);
  end

```

```

tw1at:=t1t/ftaug(k1,lambw1t);
w1t:=lambw1t*facr1(k1,r1,tw1at);
ggt:=gk*(1+1/(alf*fib*lo))*nyper;
kg:=1+0.015/(pk-p0);
t2t:=tta*(1-etlabt*(1-1/expon(pitpro,(k1-1)/
      k1)));
ro2t:=fro(p2t,t2t,r1);
c2at:=cadt*sqrt(xiper);
murt:=(1/d1t)*sqrt(2*kg*ggt/(pi*ro2t*c2at)+sqr(d0t));
  if abb =1 then mur:=murt;
tw2at:=tw1at-sqr(u1t)*(1-sqr(murt))/(2*cpg*1000);
pw1at:=p1t/fpig(k1,lambw1t);
pialbt:=p2t/pw1at;
taualbt:=expon(pialbt,(k1-1)/k1);
taualbte:=taualbt*tw1at/tw2at;
lambw2te:=sqrt((k1+1)*(1-taualbte)/(k1-1));
lambw2t:=psialbt*lambw2te;
t2t:=tw2at*ftaug(k1,lambw2t);
a2t:=fason(k1,r1,t2t);
machw2t:=fmach(k1,lambw2t);
mach2ut:=murt*u1t/a2t;
  machc2at:=machw2t*sin(beta2t1);
  machc2ut:=machw2t*cos(beta2ti)-mach2ut;
  alfa2ti:=arctan(machc2at/machc2ut);
  alfa2t:=alfa2ti;
  beta2t:=beta2ti;
machc2t:=machc2at/sin(alfa2t);
lambc2t:=flamb(k1,machc2t);

```

```

t2at:=t2t/ftaug(k1,lambc2t);
pita:=pit*fpig(k1,lambc2t);
p2at:=pta/pita;
w2t:=lambw2t*facr1(k1,r1,tw2at);
c2t:=lambc2t*facr1(k1,r1,t2at);
orican:=w2t/w1t;
xiper:=sqr(c2t/cadt);
t1at:=t1t/ftaug(k1,lambc1t);
qlambc1t:=fqlamb(k1,lambc1t);
qlambc2t:=fqlamb(k1,lambc2t);
f1t:=fsup(kg,ggt,t1at,mcri,qlambc1t,plat,alfa1t);
f2t:=fsup(kg,ggt,t2at,mcri,qlambc2t,p2at,alfa2t);
d2t:=sqr(sqr(d0t)+4*f2t/pi);
d2mt:=sqr((sqr(d2t)+sqr(d0t))/2);
murf:=d2mt/d1t;
difmu:=abs((murt-murf)/murt);
if (murf>0.58) and (murf<0.65) and (murf<murt)
    then mur:=murt;
if (murt>0.58) and (murt<0.65) and (murt<murf)
    then mur:=murt;
if (difmu>0.05)and (murf<0.58) then
    begin
        d1t:=d1t-0.1;
        abb:=abb+1;
    end;
if (difmu>0.05)and (murf>0.65) then d1t:=d1t+0.1;
if difmu<0.05 then abb:=abb+3;
end; { del while}

```

```

l1t:=f1t/(pi*d1t);
zt:=2*pi*cos(alfait)/sin(alfait);
zturb:=round(zt);
ro1t:=fro(p1t,t1t,r1);
Nfric:=3.7*ro1t*expon(u1t,3)*sqr(d1t)/1000000;
xifrict:=Nfric/(l1t*gggt);
xirant:=2*delt*(mur-0.275)/(1000*l1t);
etaut:=(1-t2at/tta)/(1-1/expon(pit,(k1-1)/k1));
etadalbt:=(1-t2t/tta)/(1-1/expon(pit,(k1-1)/k1))-
          xifrict-xirant;
etatt:=etaut-xifrict-xirant;
end;

```

**procedure etaicomp;**

```

begin
    etaii:=fetai(n,ps,alf,ctepa,ctepr,etadba,pe,det,etar);
    if (etaii >0.40) and (etaii <0.50) then etai:=etaii;
        if etaii<0.40 then
            begin
                repeat
                    alf:=alf+0.1;
                    ps:=ps-0.05;
                    etai:=fetai(n,ps,alf,ctepa,ctepr,etadba,
                                pe,det,etar);
                until etai>0.40;
            end;
        if etaii>0.50 then
            begin
                repeat

```

```
        alf:=alf-0.1;
        ps:=ps+0.05;
etai:=fetai(n,ps,alf,ctepa,ctepr,etadba,pe,del,det,etar);
        until etai<0.50;
    end;
end;
```

```
procedure etavcomp;
```

```
begin
    if etavi<0.90 then
        begin
            repeat
                del:=del+0.01;
                det:=det-0.01;
                etar:=etar-0.1;
                etavi:=fetavi(del,det,etar,pa,ps,pr);
            until etavi>0.90;
            etaicomp;
        end;
    if etavi>0.98 then
        begin
            repeat
                del:=del-0.01;
                det:=det+0.01;
                etar:=etar+0.1;
                etavi:=fetavi(del,det,etar,pa,ps,pr);
            until etavi<0.98;
            etaicomp;
```



```
        end;
end;

begin {Inicio del programa principal}
    n:=2000;
    alfi:=1.6;
    psi:=0.16;
    tok:=288;
    del:=1.02;
    det:=1.09;
    etar:=0.55;
    etadba:=0.72; {rend. adiab. del compresor 0.72-0.80}
{ denf:=20; dif de temp en el enfriador}
    ts:=310;
    sigment:=0.94; {0.90-0.98}
    sigmcol:=0.96; {0.95-1.0}
    ctepr:=0.8; {cte relacion con pr 0.75-0.95}
    ctepa:=0.9; {cte relacion con pa 0.90-0.96}
    eficnom:=0.65;
    etaha:=0.67; {coef.hidraulico o de pres. 0.65-0.75}
    cofq:=0.25; {coef. de caudal 0.25-0.40}
    rd12k:=0.55; {0.45 - 0.65}
    rd32k:=1.40;
    rd2p2k:=1.20;
    rb32pk:=1.2;
    dok:=0.02;
    zki:=18;
    alfric:=0.04;
```

```
n1k:=1.50;
n2pk:=1.80;
n3k:=1.60;
c4k:=60;
n4k:=1.80;
t3i:=390;
fitb:=0.93; {coef.veloci.en tobera c/alb 0.88-0.95}
alfalt:=0.523598; {30 grados}
sigmesc:=0.94;
nyper:=0.9;
xiper:=0.04;
etalabt:=0.85;
psialbt:=0.90;
d0ti:=0.015;
rd01t:=0.20; {0.15-0.4}
beta2ti:=0.349065; {20 grados}
mcri:=0.0396;
delt:=0.8;
etati:=0.76;
etamtk:=0.90;
muf:=0;
fib:=1.1; {1.0-1.2}
alf:=alfi;
ps:=psi;
repeat
  ne:=fnx(n);
  alf:=alfi;
  pk:=ps+apenf;
```

```

pr:=ctepr*ps;
pa:=cteapa*ps;
pikp:=pk/p0;
pe:=fpe(n,ne);
pm:=fpm(n,pr,ftk(pikp,etadba));
pik:=pikp;
  for mm:=1 to 2 do {para tomar nuevo valor de pm}
    begin
      pin:=pe+pm;
      for qqq:=1 to 2 do
        begin
          for pppp:=1 to 2 do
            begin
              tk:=ftk(pik,etadba);
              {ts:=tk-denf;}
              t1a:=t0;
              etavi:=fetavi(del,det,etar,pa,ps,pr);
              if (etavi < 0.90) or (etavi > 0.98)
                then etavcomp;
              if (etavi > 0.90) and (etavi <0.98)
                then etaicomp;
              if qqq<2 then
                begin
                  gcomb:=fgcomb(pin,n,etai);
                  gb:=alf*lo*gcomb;
                end;
              dok:=doki;
              calcomp(ps,gb); { Cálculo del compresor}
            end;
          end;
        end;
      end;
    end;
  end;

```

```

        gcc:=gcomb*1000000/(30*n*i);
        rok:=fro(p4,t4,r);
        ps:=p4-apenf;
    { ts:=t4-denf;}
        denf:=t4-ts;
        ros:=fro(ps,ts,r);
        gk:=gb*rok/(3600*itk*ros);
        lk:=flk(t1a,pika);
        fi0a:=lk/sqr(u2k);
        psnvo:=fpsnvo(pika,p1a,gb);
        ps:=psnvo;
    end;
    n1:=fn1(etaka);
    efic:=eficnom*expon(gb/gbnom,0.2);
    tscal:=fts(t1a,pika,n1,efic);
    etav:=fetav(gcomb,alf,n,ps,ts);
    gbnvo:=vh*30*n*etav*ros/1000;
    gknvo:=gbnvo/(itk*3600);
    alfnvo:=gbnvo/(gcomb*lo);
    gb:=gknvo;
    gk:=gknvo;
    alf:=alfnvo;
end;
nk:=lk*gk/etaka;
g2:=fg2(alf,gk);
gga:=1+1/(alf*lo);
tka:=ftk(pika,etaka);
tta:=ftta(alf,ts,etai);

```

```

pit:=fpit(tla,pika,tta,etaka,etati,etamtk,gga);
    dOt:=dOti;
calturbi(pit); {Cálculo de la turbina}
    rot:=fro(pta,tta,r1)*fepsg(k1,lambc1t);
    acrt:=facr1(k1,r1,tta);
    fibyp:=ffibyp(pita);
    gbyp:=fgbyp(muf,rot,fibyp,tta);
    gt:=g2-gbyp;
{ kn:=fkn(ps,pika,etaka,tta,alf,pita,etamtk,fib);}
    kn:=1+0.005/(ps-0.1013);
    kf:=1/sqrt(kn);
    lt:=flt(tta,pita);
    relnt:=nr/sqrt(tta);
    relut:=ut/sqrt(tta);
    cad:=sqrt(2*lt);
    xad:=ut/cad;
    nt:=fnt(lt,gg,etatt,kn);
    difn:=abs((nk-nt)/nt);
    if difn>0.02 then
        begin
            pman:=kv*(e+8.5)*s*n/30;
            pm:=fpmec(pman,ps,pta,lambc1t,ros,n);
            ge:=fge(gg,pe,n);
            ps:=psi+0.05;
            dOt:=dOti;
            dok:=doki;
        end;
    end;
end;

```

```

    until difn<0.02;

writeln('RESULTADOS DEL CALCULO DE SOBREALIMENTACION
MOTOR B-55');

writeln('etav = ',etavi:4:3,' etai = ',etai:4:3,' alfa =
',alf:5:3,' ps = ',ps:4:3);

writeln('Ga = ',gk:6:4,' Gb = ',gb:7:4);

WRITELN;WRITELN;

writeln('CARACTERISTICAS DEL COMPRESOR');

writeln('pik= ',pik:4:2,' pik* = ',pika:4:2,'etak =
',etak:4:3,' etak* = ',etaka:4:3);

WRITELN('Do= ',dok:4:3,' D1= ',d1k:4:3,' D2=
',d2k:4:3,' D3= ',d3k:4:3);

writeln('c1 = ',c1k:5:1,'c2 = ',c2k:5:1,'nr = ',nr:8:0);

writeln('Tscal = ',tscal:5:1,'denf = ',denf:5:1);

WRITELN;WRITELN;

writeln('CARACTERISTICAS DE LA TURBINA');

writeln('pit = ',pit:4:2,' pit* = ',pita:4:2,'etat =
',etatt:4:3);

writeln('Do = ',d0t:4:3,' D1 = ',d1t:4:3,' D2 =
',d2t:4:3);

writeln('c1= ',c1t:5:1,'c2 = ',c2t:5:1,'Z = ',zturb:2:0);

writeln('Gt = ',gt:6:4);

writeln;writeln;

writeln('CARACTERISTICAS DEL GRUPO');

writeln('Nk = ',nk:4:1,' Nt = ',nt:4:1,' dif = ',
difn:4:3);

writeln('gcc = ',gcc:5:4,' pi = ',pin:4:3,' pt= ',pta:4:3);

end

```

#### 6.4. Resultados del cálculo de sobrealimentación

El programa de cálculo está en condiciones de reportar todos los parámetros que intervienen en él, sin embargo algunos de ellos son más importantes para la selección del grupo turbocompresor que se instalará en el motor, los mismos que se tienen a continuación:

##### A.- Parámetros generales:

$$\begin{array}{lll} n_v = 0.973 & n_1 = 0.50 & \alpha = 2.05 \\ P_a = 0.197 & G_a = 0.5653 \text{ Kg/s} & G_b = 4069.9 \text{ Kg/h} \\ T_{a_{ca1}} = 319.2 \text{ }^\circ\text{K} & T_{enr} = 68.6 \text{ }^\circ\text{K} & T_a = 310 \text{ }^\circ\text{K} \end{array}$$

##### B.- Características del compresor:

$$\begin{array}{lll} \pi_k = 2.10 & \pi_k^* = 2.13 & n_k = 0.735 \\ n_k^* = 0.754 & D_o = 0.020 \text{ m} & D_1 = 0.101 \text{ m} \\ D_2 = 0.161 \text{ m} & D_3 = 0.225 \text{ m} & c_1 = 122.2 \text{ m/s} \\ c_2 = 300.9 \text{ m/s} & n_r = 34292 \text{ min}^{-1} & Z_k = 18 \\ T_k^* = 380.5^\circ\text{K} & T_{2k} = 330.3 \text{ }^\circ\text{K} & T_{3k} = 375.4^\circ\text{K} \\ T_{4k} = 378.6^\circ\text{K} & P_{4k} = 0.200 \text{ Mpa} & T_{4^*} = 380.4^\circ\text{K} \\ P_{4^*} = 0.203 \text{ MPa} & b_{2k} = 0.011 \text{ m} & b_{3k} = 0.0133 \text{ m} \\ \mu = 0.9 & F_{1k} = 0.0078 \text{ m}^2 & n_n = 0.75 \\ a_{2k} = 0.4182 \text{ rd} & a_{3k} = 0.6799 \text{ rd} & n_1 = 1.610 \end{array}$$

##### C.- Características de la turbina:

$$\begin{array}{lll} \pi_t = 2.16 & \pi_t^* = 2.11 & n_t = 0.765 \\ D_o = 0.015 \text{ m} & D_1 = 0.161 \text{ m} & D_2 = 0.173 \\ D_{2m} = 0.123 \text{ m} & c_1 = 428 \text{ m/s} & c_2 = 84 \text{ m/s} \\ Z_t = 11 & G_t = 0.5783 \text{ Kg/s} & \mu_r = 0.50 \\ x_{adt} = 0.5681 & F_{1t} = 0.00384 \text{ m}^2 & F_{2t} = 0.02340 \text{ m}^2 \\ \text{orican} = 0.764 & x_{iper} = 0.0275 & T_t^* = 640^\circ\text{K} \end{array}$$

#### D.- Características del grupo:

$N_k = 52.5 \text{ Kw}$                        $N_t = 53.2 \text{ Kw}$                        $\text{dif} = 0.013 \%$   
 $g_{cc} = 188.8 \text{ mgr/ciclo}$      $P_1 = 1.114 \text{ MPa}$                        $P_t = 0.233 \text{ MPa}$   
 $P_e = 0.7762 \text{ MPa}$                        $P_m = 0.3374 \text{ MPa}$                        $x_{i_{r_{1c}}} = 0.026$   
 $G_{comb} = 135.9 \text{ Kg/h}$      $g_e = 274 \text{ gr/Kw h}$

#### 6. Parámetros requeridos para la selección del turbocompresor

Para la selección del turbocompresor es necesario conocer los siguientes parámetros del compresor:

- 1.- Gasto o caudal de aire consumido  $G_k$  .
- 2.- Grado de elevación de presión  $\pi_k$  .

Es necesario contar con las curvas características dimensionales o adimensionales que puedan cubrir nuestra necesidad de flujo, incremento de presión y como los rendimientos óptimos se encuentran cerca de la línea de bombeo, es necesario asegurar que no llegaremos a sobrepasar la línea límite en ningún régimen de trabajo del motor.

Las curvas características mencionadas son propias del grupo y suelen mostrarse para familias de turbocompresores, siendo en algunos casos necesario recurrir a las curvas correspondientes al grupo específico preseleccionado para simular los regímenes de trabajo conjunto motor turbocompresor.

Como ejemplo de éstas curvas se muestran las figuras 6.10, 6.11, 6.12, 6,13 las mismas que nos permiten seleccionar el grupo turbocompresor.



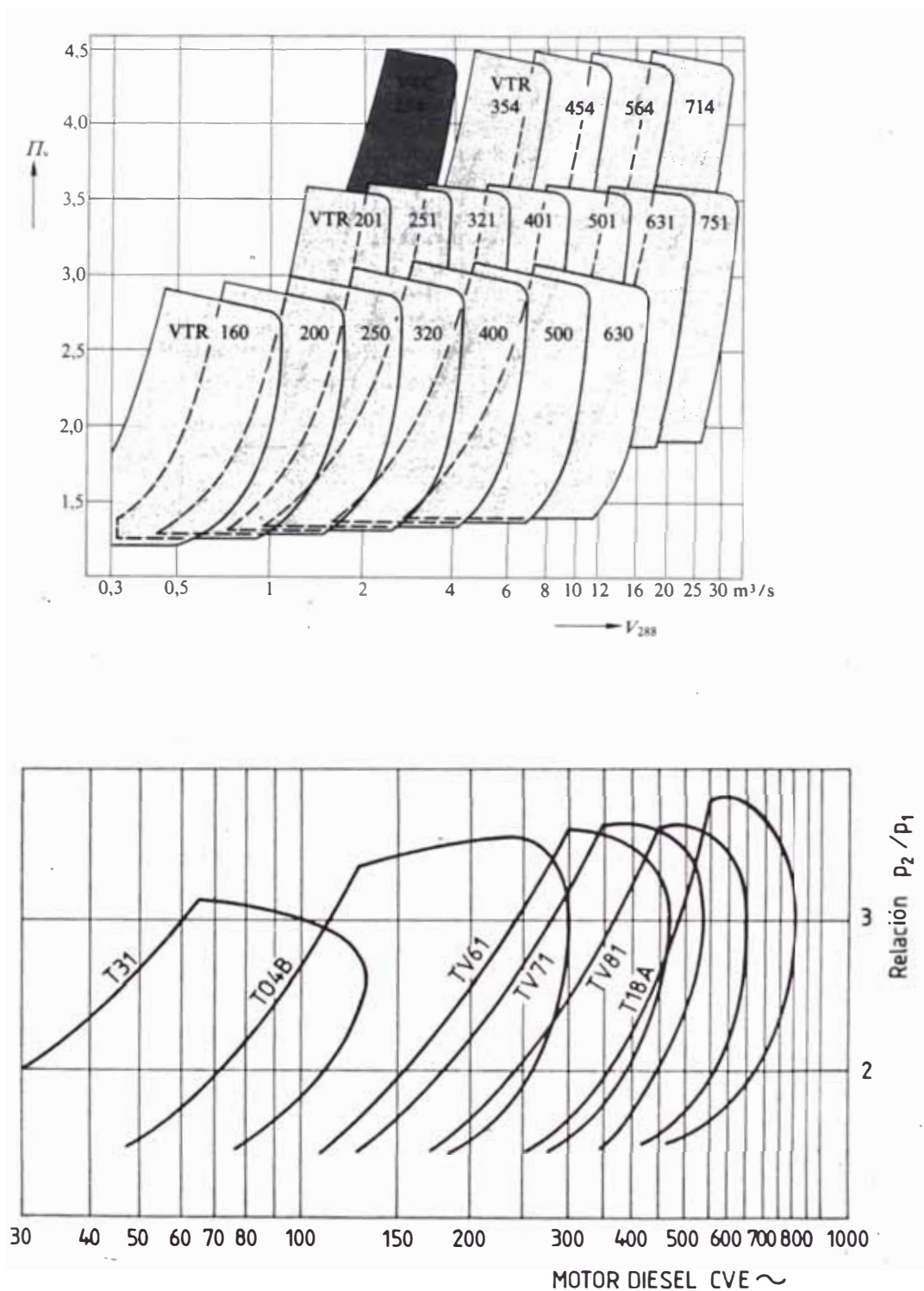


Fig. 6.10 Curvas características de grupos GARRET AIR-RESEARCH

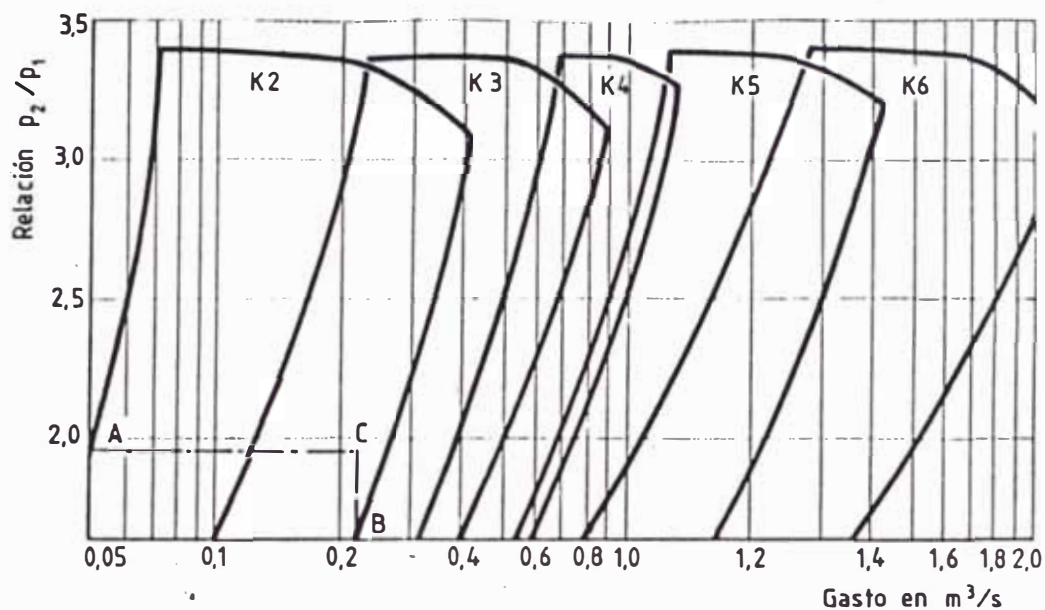


Fig. 6.11 Curvas características de turbocompresores ofrecidos por la KKK.

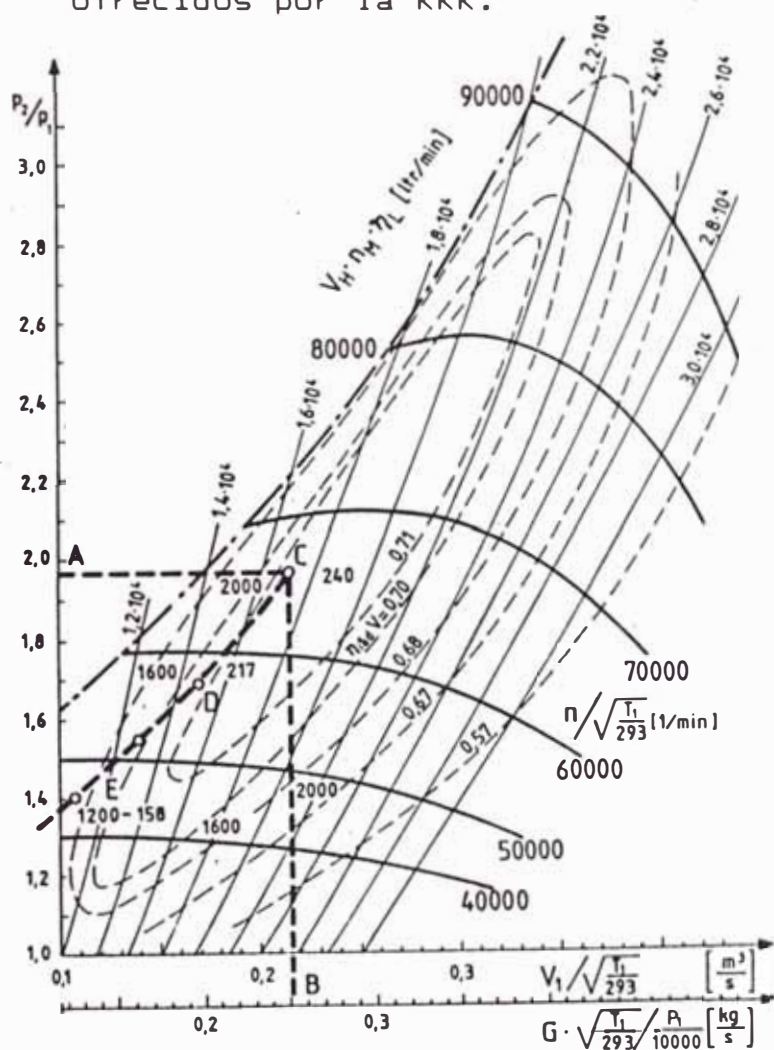


Fig. 6.12 Curvas características del grupo turbocompresor de la KKK modelo 3 HD454.

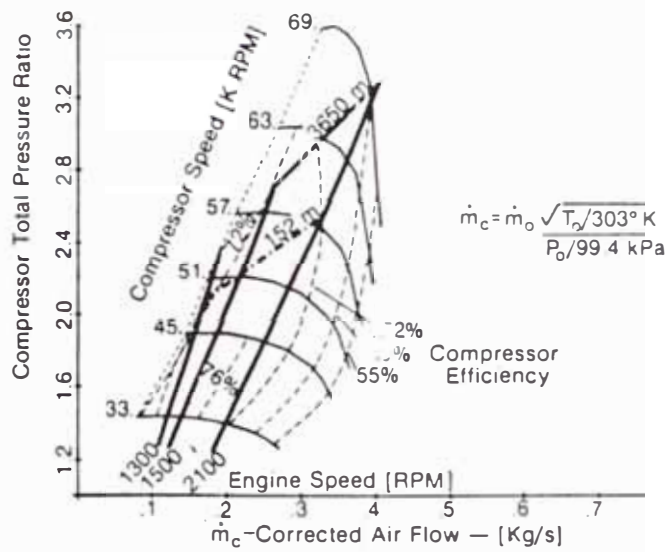


Fig. 6.13 Curva característica de un compresor en la actualidad y los requerimientos de aire del motor para diferentes velocidades del motor.

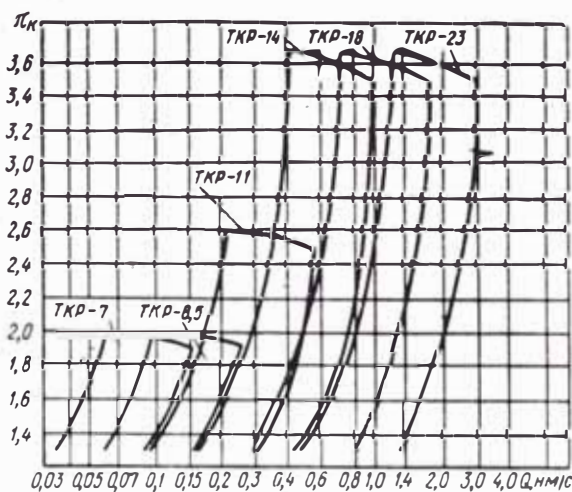


Fig. 6.14 Curvas características de turbocompresores de fabricación Soviética.

### **6.6 Selección del turbocompresor.**

De los resultados del cálculo teórico realizado se logran algunos parámetros que nos ayudan a seleccionar el grupo turbocompresor. Sin embargo debido a que el rango del caudal de aire que debe suministrar el compresor es ligeramente alto, no se ha logrado obtener las características específicas del grupo que pueda cumplir con nuestras exigencias, por la escasa información con que se cuenta en el mercado local.

Teniendo en cuenta la información sobre algunos grupos turboalimentadores se ha podido efectuar la preselección del grupo turbocompresor para el motor B-55.

Las características se han obtenido de tablas, siendo necesario contar con mayor información para determinar el grupo que mejor cumpla con las necesidades del motor a sobrealimentar. Los grupos son los siguientes:

<b>Grupo</b>	<b>Marca</b>	<b>Modelo</b>	<b>Origen</b>
TKP		TKP-14	URSS
RHC	IHI	RHC-9	USA
TD	MITSUBISHI	TD08	JAPON
KKK	SCHWITZER	K36	ALEMANIA
TV	GARRET	TV81	USA

Los grupos seleccionados tienen algunas características que se han tomado de tablas, las mismas que se muestran a continuación y que nos permiten notar las diferentes posibilidades de utilización de cada grupo.

**Tabla N° 8 Características principales de turbocompresores preseleccionados.**

Parámetro	TKP-14	RHC 9	TDO8	TV81
$\pi_k$	1.75	2	2	
$G_b$ (Kg/s)	0.14	.15-.72	.18-.56	
$T_{\epsilon}$ max °C	700	750	760	
$n_r$ (min <sup>-1</sup> )	34/37-10 <sup>3</sup>	96000	114000	
$D_{2k}$	140		90	107.6
$D_{\epsilon 1}$				111
$\eta_k$	0.72			
$\eta_{\epsilon} \eta_{m\epsilon k}$	0.74			
$\eta_{\epsilon k} = \eta_k \eta_{\epsilon} \eta_{m\epsilon k}$	0.54			

## CAPITULO VII

### PARAMETROS ENERGETICOS Y ECONOMICOS DEL MOTOR B-55 SOBREALIMENTADO

El cálculo de los parámetros energéticos y económicos del motor sobrealimentado se efectuará mediante un método simplificado y considerando los resultados del cálculo de sobrealimentación del capítulo anterior. La simbología considerada para los parámetros de trabajo del motor es similar a la utilizada en el caso del motor aspirado; sin embargo debe notarse que los rangos en los que se encuentran los mismos son diferentes en éste caso.

#### **Z.1 Parámetros del diagrama indicado.**

Los parámetros principales del diagrama indicado pueden obtenerse aplicando los resultados del cálculo de sobrealimentación en un programa similar al que se aplicó en el capítulo V para el caso del motor aspirado; sin embargo nosotros al tener el diagrama indicado del motor en esa versión, tenemos el comportamiento de los parámetros principales del ciclo de trabajo, por tanto no es tan necesario aplicar el mismo criterio para el caso del motor sobrealimentado. En éste caso aplicaremos un método simplificado de cálculo, que nos ayudará a determinar los parámetros principales del ciclo de trabajo, considerando la misma simbología utilizada anteriormente.

### 2.1.1.1 Determinación de las presiones del ciclo.

a.- La presión en el cilindro al final de la admisión  $P_a$  se determina en función de la presión de sobrealimentación  $P_s$ , y recurriendo a la relación experimental propuesta en la fig. 7.1 de donde se obtiene:

$$P_a = (0.9 - 0.96)P_s \quad \text{----- (7.1)}$$

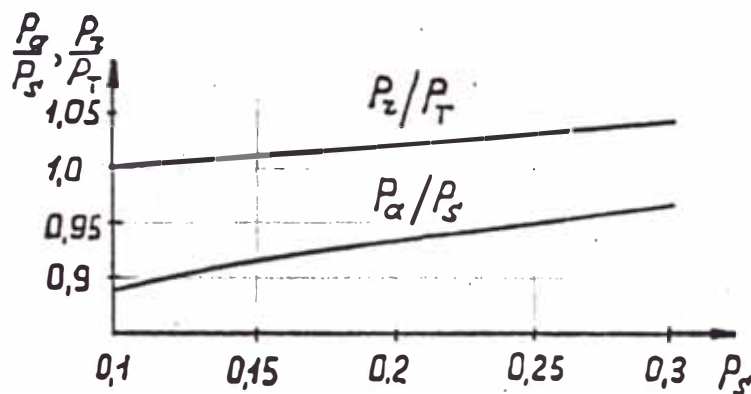


Fig 7.1 Función de la relación de presiones al final de admisión por la presión de sobrealimentación ( $P_a/P_s$ ) y al final de escape ( $P_r/P_T$ ) por la presión delante de la turbina versus la presión de sobrealimentación ( $P_s$ ).

b.- La presión al final de la compresión  $P_c$  se calcula:

$$P_c = P_s \epsilon^{n_1} \quad \text{----- (7.2)}$$

donde:

$\epsilon$  -relación de compresión.

$n_1$  -índice politrópico medio de compresión, y está entre (1.32 - 1.38); y que puede determinarse según la fórmula empírica:

$$n_1 = 1.32 + 0.06 (n/n_{mon}) \quad \text{----- (7.3)}$$

donde:

$n$  y  $n_{nom}$  -frecuencia de rotación del cigueñal del motor para cualquier régimen y régimen nominal respectivamente.

c.- La presión máxima del ciclo  $P_z$  se calcula de la relación que interviene el grado de elevación de presiones  $\lambda$  se calcula con:

$$\lambda = \frac{P_z}{P_c} \quad \text{----- (7.4)}$$

El valor de  $\lambda$  debe encontrarse entre (1.4-1.8) y considerando además que  $P_z$  no debe ser mayor de 12.5 MPa, se puede determinar la presión de combustión  $P_z$  de:

$$P_z = \lambda P_c$$

d.- El índice politrópico medio de expansión  $n_2$  se puede calcular con la relación empírica:

$$n_2 = 0.88 + 0.2 \lambda \quad \text{----- (7.5)}$$

El valor de  $n_2$  debe estar entre (1.16-1.24)

e.-El grado de expansión preliminar  $p$  se determina por aproximaciones sucesivas a partir de:

$$\frac{P_1}{\phi_1} = P_c \frac{\epsilon^{n_1}}{\epsilon-1} \left[ \lambda(p-1) + \frac{p}{n_2-1} \left[ 1 - \frac{1}{(\epsilon/p)^{n_2-1}} \right] - \frac{1}{n_1-1} \left[ 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right] \right] \quad (7.6)$$

donde :

$\phi_1$  -coeficiente de plenitud de diagrama :(0.92-0.96)

$P_1$  -presión media endicada.

El nuevo valor del grado de expansión preliminar se puede calcular a través de:



$$p_{nov} = \left[ \frac{P_1(\epsilon-1)}{\phi_1 P_a \epsilon^{n_1}} - \frac{p}{n_2-1} \left[ 1 - \frac{1}{(\epsilon/p)^{n_2-1}} \right] - \frac{1}{\lambda(n_1-1)} \left[ 1 - \frac{1}{\epsilon^{n_1-1}} \right] + 1 \right]$$

Que representa la ecuación (7.7)

Para iniciar el proceso iterativo se asigna el valor de  $p = 1.5$  y luego el nuevo valor se considerará:

$$p = \frac{p + p_{nov}}{2} \quad \text{----- (7.8)}$$

El proceso de cálculo se repite hasta que se cumpla la condición:

$$\left| \frac{p - p_{nvo}}{p} \right| < 0.01 \quad \text{----- (7.9)}$$

f.- La presión al final de la expansión  $P_b$ , que se encuentra entre (0.25-0.6 MPa), se puede calcular con:

$$P_b = \frac{P_x}{\delta^{n_2}} \quad \text{----- (7.10)}$$

donde:

$\delta$  -grado de expansión posterior e igual:

$$\delta = \epsilon / p \quad \text{----- (7.11)}$$

g.- La presión durante el flujo de la mayor parte del escape puede considerarse invariable e igual a la presión al final de escape  $P_r$ , el mismo que se determina de acuerdo a la función experimental representada en la fig.7.1, de donde generalmente se tiene:

$$P_r = (1.02 - 1.07) P_e \quad \text{----- (7.12)}$$

donde:

$P_t$  -presión de los gases al ingreso de la turbina.

### 7.1.2 Determinación de las temperaturas del ciclo.

En éste caso hallaremos las temperaturas más importantes que no fueron obtenidas en el cálculo de sobrealimentación.

a.- La temperatura al inicio de la expansión  $T_z$ , que encuentra entre (1800-2200°K) se puede calcular con la ecuación:

$$T_z = \frac{P_z \cdot iV_n \cdot p \cdot 10^6}{(\epsilon-1)G_{cc}(1 + \alpha_{l_0} + \tau_r \alpha_{l_0})R_1} \text{ ----- (7.13)}$$

donde:

$iV_n$  -cilindrada del motor en lt.

$G_{cc}$  -consumo cíclico de combustible, mgr/ciclo.

$\tau_r$  -coeficiente de gases residuales.

$R_1$  -constante de los gases: 0.288 KJ/Kg °k

b.- La temperatura al final de la expansión  $T_b$ , que se encuentra entre (1000-1200 °K), se puede calcular con:

$$T_b = \frac{T_z}{\gamma^{n_2-1}} \text{ ----- (7.14)}$$

El cálculo de los parámetros del diagrama indicado se efectuaron mediante la aplicación de un programa desarrollado para éste caso y se muestra en el anexo D.

### 7.2 Parámetros de consumo.

Para éste fin necesitamos conocer los parámetros indicados, los mismos que con los resultados del cálculo de sobrealimentación se obtienen.

El consumo horario de combustible  $G_{comb}$  en Kg/h, se puede calcular con:

$$G_{comb} = \frac{30 P_i iV_h n}{H_u n_i} \quad \text{----- (7.15)}$$

donde:

$iV_h$  -cilindrada total del motor, en  $m^3$

$P_i$  -presión media indicada, en MPa

$n_i$  -rendimiento indicado del motor

La presión media de las pérdidas mecánicas  $P_m$  se puede calcularse según [22] con la relación:

$$P_m = K_v (\epsilon + 8.5) \left[ \frac{s n}{30} \right] \left[ 0.65 + 0.35 \frac{P_r}{P_o} \left[ \frac{T_o}{T_k} \right]^{0.5} \right] \quad \text{--- (7.16)}$$

donde:

$K_v$  -coeficiente constructivo del tipo de motor (en  $V = 0.001$ )

$P_r$  -presión al final del escape.

El cálculo de  $T_k$  se hace con:

$$T_k = T_o \left[ 1 + \frac{\pi_k^{0.286} - 1}{n_k^*} \right] \quad \text{----- (7.17)}$$

donde:

$\pi_k$  -grado de elevación de presión en el compresor.

$n_k^*$  -rendimiento adiabático del compresor.

La presión media efectiva  $P_e$  es igual a:

$$P_e = \frac{120 N_e}{iV_h n} \quad \text{----- (7.18)}$$

donde:

$N_e$  -potencia efectiva en Kw

El cálculo de la presión media indicada  $P_i$  se puede determinar con:

$$P_i = P_m + P_e \quad \text{----- (7.19)}$$

El cálculo del rendimiento indicado  $n_i$ , se puede hacer mediante:

$$n_i = \frac{P_i \cdot l_o \cdot a}{H_u \cdot n_v \cdot p} \quad \text{----- (7.20)}$$

donde:

$a$  -coeficiente de exceso de aire.

$n_v$  -coeficiente de llenado, que se determina según:

$$n_v = \frac{\Delta}{\delta} \left[ \frac{P_e}{P_m} - \frac{(1-n_r)(P_r/P_m - P_e/P_m)}{\epsilon - 1} \right] \quad \text{----- (7.21)}$$

donde los coeficientes:

$$\delta = 1.02$$

$$\Delta = 1.09$$

$$n_r = 0.55$$

El consumo específico efectivo de combustible en gr/Kw h se puede hallar con:

$$g_e = \frac{G_{comb} \cdot 1200}{P_e \cdot n \cdot iV_h} \quad \text{----- (7.22)}$$

El consumo específico indicado de combustible se puede hallar con:

$$g_i = 3600 \frac{P_e \cdot n_v}{a l_o P_i} \quad \text{----- (7.23)}$$

donde:

$p_a$  -densidad del aire al ingreso de motor.

$n_v$  -coeficiente de llenado

$P_i$  -presión media indicada.

El resultado de los cálculos mediante los programas nos dan:

$$\begin{array}{lll}
 P_a = 0.185 \text{ MPa} & T_a = 327 \text{ }^\circ\text{K} & \tau_r = 0.0358 \\
 n_v = 0.969 & \alpha = 2.06 & \Delta T = 4 \text{ }^\circ\text{K} \\
 P_c = 6.102 \text{ MPa} & T_c = 867 \text{ }^\circ\text{K} & n_1 = 1.360 \\
 P_x = 8.543 \text{ MPa} & T_x = 1703 \text{ }^\circ\text{K} & \xi_x = 0.75 \\
 P_r = 0.205 \text{ MPa} & T_r = 700 \text{ }^\circ\text{K} & T_b = 1625 \text{ }^\circ\text{K} \\
 T_x = 2079 \text{ }^\circ\text{K} & & 
 \end{array}$$

### **7.3 Construcción del diagrama indicado.**

La construcción al igual que el caso del motor aspirado, se efectúa mediante la simulación de datos de acuerdo a los parámetros que se obtuvieron en los cálculos anteriores, los mismos que fueron realizados mediante un programa desarrollado en el lenguaje TURBO PASCAL versión 5.0, mostrado en el ANEXO E.

La data para la construcción del diagrama indicado se generó en una hoja electrónica de cálculo denominada Supercalc versión 5.0, las mismas que llevadas a las curvas correspondientes se muestran en las figuras 7.2, 7.3. Además las fig. 7.4, 7.5 muestran los diagramas superpuestos para el motor aspirado y sobrealimentado.

### **7.4 Características externas de velocidad.**

Las curvas características de velocidad se efectuarán mediante la aplicación de las fórmulas de Leyderman

(5.50),(5.51),(5.52), donde las constantes de proporcionalidad se mantienen por tanto se puede generar la data simulada en la hoja de cálculo, las mismas que se muestran en las figuras 7.6, 7.7, 7.8 en el ANEXO E.

## **CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES**

1.- Se ha establecido que las propiedades del aire atmosférico (temperatura y peso específico), tienen marcadas diferencias entre los valores proporcionados por la INA y los que se tienen en nuestra cordillera andina.

2.- Del análisis de la influencia de las condiciones atmosféricas sobre un motor diesel sobrealimentado se puede deducir que ello depende del sistema adoptado y que el de turbocompresores libres es el más adaptable y económico en todas las cargas parciales de funcionamiento característico del motor diesel, por lo que se hace ampliamente ventajoso aplicar a condiciones de altura.

3.- La influencia de la temperatura del aire atmosférico, crece al crecer el nivel de sobrealimentación, lo que hace necesario considerar sistemas para mantener la temperatura del aire delante de los órganos de admisión en niveles óptimos independientemente de la temperatura del aire atmosférico, con lo que se optimiza la economía del motor.

4.- Lo anterior nos permite deducir que es posible encontrar un sistema de regulación de la temperatura del aire admitido que nos permita trabajar en condiciones óptimas de rendimiento y economía del motor.

5.- De la metodología empleada para el cálculo de sobrealimentación por turbocompresores se puede deducir que

ello nos permite conocer las características principales del grupo compresor-turbina que cumpla con la exigencias planteadas, pudiendo recalcularse con las características del grupo que se haya seleccionado, lo que nos permite hacer un análisis de las posibilidades que existen para la sobrealimentación del motor.

6.- La metodología nos permite conocer las diferentes posibilidades de aplicación de sobrealimentadores y la influencia de los múltiples factores que de ellos resultan durante la explotación del motor, pudiendo obtenerse inclusive algunas curvas características partiendo de los parámetros constructivos del grupo.

7.- Se recomienda implementar un banco de pruebas donde se pueda realizar experiencias que nos permitan conocer y ajustar los valores de muchos de los coeficientes que intervienen en el cálculo y que son propios de cada motor, y que dada las condiciones atmosféricas de nuestro País exige cada vez mayor conocimiento sobre el tema, puesto que los vehículos en la actualidad vienen aplicados con grupos turbocompresores, que muchas veces han sido seleccionados bajo condiciones diferentes a las que finalmente se presentan en nuestro medio.

8.- Se recomienda optimizar la aplicación de la presente metodología con la búsqueda de información sobre características de grupos turbocompresores existentes y que puedan ser almacenados en una data que posteriormente nos permita seleccionar con mayor criterio el grupo que cumpla con las exigencias que resultan del cálculo.



9.-Es necesario mejorar la información acerca de la aplicabilidad de algunas de las fórmulas experimentales que intervienen en el programa, ello será necesario para mejorar los resultados del cálculo. Esto se puede efectuar mediante experimentos de laboratorio.

## BIBLIOGRAFIA

- (1) ABO TINE E.B., BIHIARE B.E.

Desarrollo de los turbocompresores occidentales para automoviles" ED. NIINNAUTOPROM.MOSCU-1986 (EN RUSO)

- (2) BARSKY I.A.

"Cálculo de los turbocompresores para sobrealimentación" ED. UNIVERSIDAD PATRICIO LUMUMBA-1974(EN RUSO)

- (3) BHINDER F.S.

"Supercharging Compressors-Problems and Potential of the various Alternatives", SAE Technical Paper Series 840243-1984

- (4) M.A. BRUCK, A.S. VICKSMON, G.J. LEVIN,

"Funcionamiento del diesel en condiciones no estacionarias", EL MASCHINOESTROYENIE - 1981 (EN RUSO)

- (5) FLYNN P.F.,

"Turbocharging Four Cycle Diesel Engines", SAE paper 790314 - 1979.

- (6) I.FUKUTANI, WATANABE E

"An Analysis of the volumetric Efficiency Characteristics of A - Stroke Cycle Engines using the Mean Inlet Mach Number Min", SAE PAPER 790484, 1979.

- (7) JOHN B. HEYWOOD

"Internal Combustion Engine Fundamentals" Ed.Mc Graw Hill - 1988

(8) HEYWOOD J.B., ASSANIS D.N

"Development and use of a Computer Simulation of the turbocompended Diesel Sytem for Engine Performance and Component Heat transfer Studies" SAE paper 860329 - 1986

(9) JACHIYAN K.C.

"Metodogia para calcular los indices en el diagrama indicado en un motor Diesel Sobrealimentado" MOSCU-1985(En Ruso)

(10)JOVAJ M.S,MASLOV G.S.

"Motores de automovil" Ed. MIR. 2a edicion- 1978 (traducción del RUSO)

(11)JOVAJ. M.S.

"Motores de Automovil" Ed. MIR. MOSCU-1982. (traducción del RUSO)

(12)LICHTY L.C.

"Procesos de los Motores de Combustión" Ed. Mc GRAW-HILL-1970.

(13)LUDEÑA, A.

"Estudio Teórico sobre la influencia de la altura del ciclo real de los Motores de Encendido por compresión", 5ta Reunión CONIMERA-1979.

(14)LUDEÑA A., GARCIA. A.

"Fundamentos para la contrucción de un banco de pruebas estacionario para el estudio de la influencia de la altura sobre los Motores de Combustión Interna", 5ta reunión CONIMERA,-1979

(15) LUKANIN V.N

"Motores de Combustión Interna" Ed. MIR-1988  
(Traducción del RUSO)

(16) MAJALDIANY V.V, DVALY R.

"Propulsión Mecánica en zonas de cordillera", Ed.  
Ciencia - MOSCU 1980.(En Ruso)

(17) JUAN MIRALLES DEL IMPERIAL

"Sobrealimentación de Motores", Ed. CEAC-1987

(18) JUAN MIRALLES DEL IMPERIAL

"Sobrealimentación de Motores rápidos", Ed. CEAC-4ta  
Edición 1987.

(19) PETERSEN S.

"Introducción a la Meteorología" ED. Spasa Calpe  
S.A.-1978.

(20) REBASHVILLE I.A.

"Funcionamiento de los motores de tractores en con-  
diciones de altura", Ed."Metsmiereba"-1980 (En Ruso)

(21) SENAMHI, Dirección de Meteorología

Datos meteorológicos mensuales 1980-1989

(22) SIMSON A.E, KAMINSKY U.N. Y OTROS.

"Turboalimentación de Motores diesel de altas  
revoluciones" ED. MASCHINOESTROYENIE - 1981 (En  
RUSO)

(23) VSOROV B.A.

"Manual de Motores Diesel para Tractores", Ed. MIR-  
1986 (Traducción del RUSO)

(24) WILSON D.E.

"The Design of a low Specific Fuel Consumption  
Turbocomponund Engine", SAE Paper 360072-1986

(25) Apuntes del Curso "Sobrealimentación de Motores"

PhD. Abelardo Ludeña L. UNI-1989.

(26) Catalogo del Motor B-55.