

1
2 Ejan



Universidad Nacional Autónoma de México

FACULTAD DE INGENIERIA

ESTUDIO PRELIMINAR PARA EL DISEÑO
DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE

T E S I S

Que para obtener el título de
INGENIERO MECANICO - ELECTRICISTA

P r e s e n t a

JAIME AGUILAR REYES



Director: Ing. Carlos A. Flores Ruíz

México, D. F.

1985



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas Tesis Digitales Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS © PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

C O N T E N I D O

Primera parte

	pág.
INTRODUCCION	x-xi
CAPITULO I. DATOS HISTORICOS SOBRE EL AIRE COMPRIMIDO Y COMPRESORES	
I.1 Breve reseña historica	1
CAPITULO II. GENERALIDADES DE LOS COMPRESORES	
II.1 Clasificación	7
II.2 Rangos de operación	14
II.3 Areas generales de aplicación	18
CAPITULO III. TEORIA BASICA DE LA COMPRESION	
III.1 Teoría de los gases ideales	19
III.2 Los gases reales	22
III.3 Compresibilidad y factor de compresibilidad	23
III.4 Procesos de compresión	25
III.5 Ciclo teorico de compresión	28
III.6 Ciclo teorico de compresión con espacio muerto	32
III.7 Desplazamiento y capacidad de un compresor	40
III.8 Eficiencia volumetrica	42
III.9 Influencia de la compresibilidad sobre la eficiencia volumetrica	44
III.10 Temperatura de descarga	46
III.11 Ciclo real de compresión	47
III.12 Compresión en multiples etapas	49

**CAPITULO IV. COMPONENTES PRINCIPALES DE LOS COMPRESORES
RECIPROCANTES**

IV.1 Componentes mecánicas	52
1. Bastidor.-2. Cilindros.-3. Pistón.-4. Anillos del pistón.-5. Vástago del pistón.-6. Cabeza de cilindros.-7. Sellos y empaques.-8. Válvulas de admisión y descarga.- 9. Mecanismo biela - cigüeñal - pistón.....	60
IV.2 Balanceo mecánico en máquinas de cilindros	61
IV.3 Lubricación	63
Compresores lubricados	
1. Sistema de distribución por gravedad o inducción.- 2. Sistema de distribución por chapoteo.-3. Sistema de lubricación forzada	64
Compresores no lubricados	65
IV.4 Enfriamiento	66
IV.5 Medios de accionamiento	67
IV.6 Accesorios y equipo auxiliar	67
1. Interenfriadores.-2. Post-enfriador.-3. Amortiguador de pulsaciones.-4. Recipiente.-5. Filtro.-6. Válvulas reguladoras de agua.-7. Válvulas de seguridad y alivio.-8. Equipo auxiliar de protección y control	74

CAPITULO V. METODOS DE CONTROL DE LOS COMPRESORES

V.1 Sistemas de regulación de los compresores	75
V.2 Métodos de descarga	76
1. Control de la válvula de admisión.-2. Control de cierre total.-3. Control de desvío.-4. Control por bolsas de claro.-5. Control por medio de la apertura parcial de la admisión.....	78
V.3 Métodos básicos de control:	78

1. Control de velocidad constante.-2. Control de arranque - paro automático.-3. Control dual.-4. Control de velocidad variable.....	81
V.4 Pasos de control	81

Segunda parte

CAPITULO VI. ESTUDIO PRELIMINAR PARA EL DISEÑO DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE

Introducción	85
Desarrollo	86
Determinación de las magnitudes y características de los elementos del compresor	
1.- Cilindro.(Cálculo de espesor de pared y esfuerzos)	90
2.- Tapa del cilindro	94
2.1.Cálculo del espesor.-2.2 Cálculo de esfuerzos	97
3.- Grupo del émbolo o pistón	98
3.1.Pistón.-3.2.Anillos.-3.3.Perno o bulón	110
4.- Grupo de la biela	110
4.1.Pie de biela.-4.2.Cuerpo de la biela.-4.3.Cabeza de biela.-4.4.Cojinetes de la cabeza.-4.5.Pernos de biela	119
5.- Cigüeñal	120
6.- Válvulas	135
7.- Enfriamiento	140
8.- Lubricación	152
Nomenclatura	
Conclusiones	
Libros consultados.	

I N T R O D U C C I O N

En la actualidad, la dependencia tecnológica que se tiene del extranjero se ha convertido en un grave problema, debido principalmente a cuestiones de tipo económico. Por tal razón, empieza a surgir el interés en desarrollar e incrementar nuevas investigaciones y proyectos, que estén encaminados a crear una tecnología propia.

En el caso de México su mejor alternativa no es el diseño, sino la innovación de los diseños existentes, con objeto de mejorarlos y así tener una tecnología acorde con las necesidades del país.

En base a lo anteriormente expuesto, surge la inquietud por realizar el presente trabajo, el cual está dividido en dos partes, la primera; es una introducción a los compresores, que comienza con una reseña histórica, para después brevemente referirse a los compresores reciprocantes, esto es: de su clasificación y teoría básica, de la descripción de sus elementos mecánicos y por último de los métodos de control de capacidad. Esta sección tiene como objetivo, introducir al lector a los conceptos básicos acerca de los compresores y así facilitar la comprensión de la segunda parte.

En la segunda parte del trabajo, se expone el proceso seguido en el diseño térmico - mecánico de un compresor reciprocante, para lo cual se utilizó la poca información especializada con que se cuenta, por lo que en ocasiones se tuvo que recurrir a datos estadísticos experimentales, a expresiones del mismo tipo, e incluso a toda aquella recomendación

práctica que se creyó útil.

En ocasiones, las fórmulas utilizadas se manejan en sistemas de unidades diferentes al internacional, debido a que así fueron desarrolladas; sin embargo los resultados se transforman a dicho sistema de unidades, el cual se utiliza en todo el trabajo.

Al conocer el objetivo a cumplir, el siguiente paso fue el planteamiento de hipótesis, es decir, se analizaron las diferentes alternativas para la solución del problema. De éstas, sólo una se consideró como la mejor y sirve de base para el desarrollo subsecuente, el cual incluye el diseño térmico-mecánico. En el primero, se establecen varias características del compresor, que se complementan con el análisis mecánico, en donde se dimensionan las partes de la unidad y seleccionan los materiales de construcción.

Finalmente, se hace notar que debido a la relevancia de la información utilizada, se optó por hacerla destacar con numeración independiente de la bibliografía consultada e inmediatamente al pie de cada página; de esta manera se facilita su consulta por quienes estén interesados.

CAPITULO I

DATOS HISTORICOS SOBRE EL AIRE COMPRIMIDO Y COMPRESORES

I.1 BREVE RESEÑA HISTORICA

El uso del aire data de miles de años atrás, pues el hombre primitivo lo utilizó en algunas de sus actividades, como por ejemplo, para abatir a su pieza de caza mediante una flecha expulsada violentamente del interior de una cerbatana, debido al impulso del aire comprimido en sus pulmones, los que pueden ser considerados como un compresor natural capaz de comprimir hasta 100 litros de aire por minuto, con presiones entre 0.02 a 0.08 bar.

Al paso del tiempo, se encontraron y desarrollaron nuevas actividades que requerían de una mayor cantidad de aire, es así como surgen los sopladores; rústicos objetos que se empleaban para avivar el fuego y que fueron hechos con plumas de aves o bien con ramas de árboles. Posteriormente aparece el fuelle, que en su forma más simple fue construido con ramas de árboles acomodadas de tal manera que se podía impulsar al aire hacia algún objetivo.

Una nueva actividad que requirió de mayores cantidades de aire fue la fundición de los metales. Es aproximadamente 3000 años antes de cristo, cuando en las primeras metalurgias se comienzan a fundir algunos metales como el plomo, oro, estaño

y cobre, y cuyas temperaturas de fusión están alrededor de los 1000 °C. Por lo tanto, para alcanzar dichas temperaturas, se necesitaba un compresor más potente que los pulmones humanos o un dispositivo más eficaz que el primitivo fuelle.

Al principio, la misma naturaleza proporcionaba el aire necesario en el viento que se estrellaba contra una colina y ascendía por sus laderas, lográndose tener un efecto de compresión, el cual era aprovechado en los primeros hornos de fundición.

Sin embargo, se buscaba una mejor forma de aprovechar la capacidad de trabajo del aire. Son los orfebres Egipcios y Sumerios, quienes llegaron a conducirlo por medio de un tubo soplete, muy semejante al que utilizan los artesanos de hoy en día, el cual es bastante útil en la actividad artesanal pero insuficiente e inadecuado cuando se requiere fundir una gran cantidad de metal.

Con los conocimientos acerca del manejo del aire que se van adquiriendo y aplicando a través de los siglos, se busca mejorar los procedimientos para disponer de éste a una cierta presión, es así, como aproximadamente en la mitad del tercer milenio se inventa el fuelle manual, que es considerado como un primitivo compresor mecánico. Un adelanto más se dio cuando en el año 1500 antes de cristo se inventa el fuelle de pie el cual fue construido con estomagos de animales y empleado en la ventilación de minas así como para suministrar aire a los hornos de fundición. Lo anterior se pudo advertir en el mural de una tumba egipcia del año 1500 antes de cristo, que ilustra el uso de fuelles de pie en la fundición del oro.

En el año 260 antes de cristo, se dieron otros intentos por utilizar la capacidad de trabajo del aire. Según lo rela-

ta Philon, existieron dos griegos, Ktesibios y Heron. Ktesibios utilizó el aire a presión en una catapulta, que según Philon, describe como una máquina neumática de construcción tosca, constituida de cilindros y pistones. Por su parte Heron construyó una bomba de aire.

Así mismo, se tienen noticias de que en el siglo I se escribió uno de los primeros libros en donde se describe el empleo de mecanismos accionados por medio de aire caliente.

Por otra parte, uno de los pueblos más antiguos e importantes del continente asiático como el pueblo Chino, también lo utilizó en una de sus actividades más conocidas como es la pirotecnia. Los chinos al descubrir la pólvora, la empleaban solamente para producir fuegos rápidos acelerando la combustión, pero observaron que en los procesos de la combustión se producían calor y gases los cuales se dispersaban a la misma velocidad de la reacción química; fue entonces posible hacer los primeros cuetes o fuegos artificiales.

Como se puede notar, los adelantos para la mejor utilización del aire comprimido y en general del aire, se dieron en forma aislada y en muchas ocasiones no se encontró una explicación lógica a los sucesos ocurridos, dado que las leyes físicas de los gases eran aún desconocidas. Fue a partir de los siglos XVII y XVIII que empiezan a surgir las primeras máquinas soplantes, sustituyendo a los fuelles y sentando los antecedentes de los actuales compresores.

Durante la segunda mitad del siglo XVII algunos físicos y matemáticos de la época, entre los que se encontraban Torricelli, Pascal, Jean Hautefeville, Otto Von Guericke, Robert Boyle, Edme Mariotte, Gay - Lussac, Papin y Huygens, realizaron estudios acerca del comportamiento de los gases y en par-

ticular del aire, estableciendo una serie de leyes que definen su comportamiento.

Uno de los investigadores que más se destacó por sus proyectos fue Papin, quien trabajó dirigido por Huygens y Robert Boyle durante el período de 1675 a 1688. En Inglaterra diseña y construye la primera máquina soplante de doble efecto y pone en práctica un proyecto para la construcción de un submarino, aplicando los conceptos de la sobre-presión atmosférica. Con base en esta misma teoría el inglés John Smeaton construyó el puente de Haxham, en Northumberland, utilizando cajones neumáticos en los trabajos de piloteo del puente, el mismo Smeaton en 1762 inventó una máquina accionada por medio de una rueda de molino a la que llamo cilindro soplante. Una de estas máquinas fue instalada en una industria de Wilby (Shropshire) en 1776, la que a pesar de su construcción tosca, tenía la capacidad de proporcionar una corriente de aire con presión hasta de un bar aproximadamente, y en donde la temperatura se elevaba hasta aquella que eran capaz de soportar las articulaciones de cuero de las válvulas, primeramente construidas de madera y después de metal.

Una vez que se encontró la forma de obtener aire comprimido, se buscaron nuevas aplicaciones, es así como a principios del siglo XIX, fue utilizado como medio de transmisión de energía en la construcción de un túnel en el Monte Cenis (Alpes Suizos). El proyecto fue elaborado por el ingeniero Belga Manss en 1849, y consistía en perforar el macizo montañoso en una longitud de aproximadamente 13.6 Km. Los trabajos comenzaron en 1857 con perforación manual, teniéndose un avance por día de 60 a 80 cm. Años después el profesor Colladon propuso el empleo de equipos de compresión y en consecuencia,

se comenzó a utilizar perforadoras de percusión y compresores capaces de proporcionar una corriente de aire con presión de trabajo de seis bares, lo que también resolvió el problema de la ventilación del tunel. Cabe mencionar que la perforadora de percusión fue inventada por Bartlett y de cuyo uso se logró un avance en la perforación de 2 a 3 metros por día.

Con el éxito obtenido en la construcción del tunel, se demostró la gran capacidad de trabajo del aire comprimido. Fue entonces que se pensó en utilizarlo como fuerza motriz para proporcionar una fuente de energía a las industrias de la época. Para tal efecto, se construyeron algunas plantas productoras de aire a presión. Una de las más importantes fue construida en 1881 en la ciudad de París, bajo el cargo del ingeniero austriaco Victor Popp, quien posteriormente realizaría algunas ampliaciones hasta alcanzar en 1888 una capacidad instalada de aproximadamente 24 000 C.V. La distribución del aire se realizaba en toda la ciudad por medio de una red de tuberías para ser empleado en varias actividades, como por ejemplo; para mover relojes neumáticos, en instalaciones de correo, en establecimientos de bebidas, en motores neumáticos, y como fuerza motriz para propulsar tranvías y accionar generadores de corriente directa, etc.

A partir de entonces su aprovechamiento tuvo un desarrollo más o menos constante, apareciendo las primeras empresas dedicadas a la fabricación de compresores, herramientas y dispositivos neumáticos.

Fue a finales del siglo XIX cuando se construyen los primeros compresores reciprocantes de gran capacidad, variadas presiones de descarga y para manejar aire o cualquier tipo de gas.

En la actualidad, la investigación acerca del aire comprimido, de sus usos y aplicaciones tiene un gran desarrollo, por lo que se ha convertido en un complemento muy importante de la energía eléctrica, empleado en casi cualquier planta industrial ya sea para dirigir, controlar o regular algún proceso, maquinaria o dispositivo. Es también usado para el accionamiento de herramientas neumáticas y en general es una fuente de energía muy versátil que tiene numerosos campos de aplicación.

CAPITULO II

GENERALIDADES DE LOS COMPRESORES

II.1 CLASIFICACION

Los compresores se pueden clasificar de muy diversas maneras, a continuación se presenta una clasificación, así como una breve descripción de cada uno de éstos.

Definición: Se llama compresor a la máquina de fluido utilizada para elevar la presión de un gas a partir de una presión inicial (normalmente la atmosférica) a una presión final de descarga.

Una forma de clasificarlos es de acuerdo al tipo de gas que comprimen. Así se tiene:

Compresores para	}	aire
		gas
		vapor

Lo anterior obedece a que cada uno de los gases tienen ca-

racterísticas propias, que los hacen diferentes entre sí. En el caso del aire, sus cualidades le han permitido que sea utilizado ampliamente en la industria, debido principalmente a su forma de trabajo (compresión y expansión) y a la gran variedad de aplicaciones que ofrece en las instalaciones, además, su manejo no implica peligro alguno.

Aunque el aire es el más empleado, esto no significa que los compresores que lo manejan sean los más importantes, ya que existen otros diseños especiales que se han construido para manejar otros gases o vapores, cuyas características (explosivos, corrosivos, etc.) así lo requieren.

Los compresores se pueden clasificar de acuerdo a la manera en que efectúan la compresión en:

1.- Compresores dinámicos. Son máquinas rotatorias, en las cuales el gas se comprime al acelerarse mediante un impulsor, esto es, se transforma la energía cinética en presión. Para ayudar a tal efecto en algunas ocasiones se cuenta con difusores que realizan una función similar.

Este tipo de compresores entregan en la descarga un flujo continuo de gas, con moderadas presiones y grandes gastos. Por la trayectoria que sigue el gas en su interior se clasifican de la siguiente manera:

1.1 Compresores de flujo radial o centrífugo.

1.2 Compresores de flujo axial.

1.3 Compresores de flujo mixto (axial - centrífugo).

2.- Compresores de desplazamiento positivo. Es una máquina generatriz que trabaja en dos tiempos; siendo empleado el primero de éstos para la admisión del gas dentro de la cámara de compresión, mediante la formación de un vacío relativo en su interior por el accionar del pistón o rotor, y el segundo, es caracterizado por la compresión y descarga del gas de manera intermitente a una presión final predeterminada. La compresión se efectúa, ya sea por la reducción del volumen de la cámara de compresión durante el accionamiento del pistón o rotor, o simplemente por contrapresión del gas antes descargado, manteniendo la misma cámara de compresión en toda la operación.

De lo anterior se observa una diferencia en el tipo de movimiento del elemento o dispositivo que realiza la compresión llámese pistón o rotor, dando oportunidad de clasificar a los compresores de desplazamiento positivo en:

2.1. Compresor recíprocante. En su forma más sencilla está compuesto de un conjunto cilindro - émbolo, en donde la compresión se realiza debido al movimiento alternativo o recíprocante del émbolo dentro del cilindro, desplazando al gas y reduciendo el volumen de almacenamiento, para después desalojarlo a una presión mayor.

Los compresores recíprocantes se pueden clasificar de muy diversas maneras. A continuación se presentan algunas formas de clasificarlos de acuerdo a sus características principales de construcción y funcionamiento.

2.1.1 De acuerdo al número de etapas.

- De una etapa.
- De múltiples etapas.

2.1.2 De acuerdo al número de efectos.

- De simple efecto. Unidades que solo utilizan una cara

del pistón para comprimir el gas.

- De doble efecto. En donde la compresión se realiza utilizando las dos caras del pistón.

2.1.3 De acuerdo a la posición de los cilindros.

Los diseños más comunes en compresores de una etapa son:

- Verticales y horizontales.

En compresores de dos etapas:

- Vertical en línea.
- Horizontal en línea.
- En V o Y . En donde los cilindros se encuentran situados a 90° el uno del otro y a 45° de la vertical, acoplados al mismo cigüeñal.
- En L o en ángulo de 90° . Los cilindros están montados sobre el mismo cigüeñal, uno verticalmente y el otro en el plano horizontal.
- Opuestos y horizontales. Los cilindros están montados a 180° uno del otro, sobre el mismo cigüeñal.

En compresores de tres etapas:

- En W . En este tipo de arreglo se tiene un cilindro vertical y dos más a 60° , a ambos lados del primero.
- En ángulo. Dos cilindros se encuentran colocados verticalmente en V y el tercero en el plano horizontal.

En compresores de cuatro etapas.

- Radial. Los cilindros se encuentran montados alrededor del mismo cigüeñal.
- Semiradial. Dos cilindros se encuentran colocados horizontalmente y opuestos, los otros dos se hallan a 60° con respecto a la vertical.
- Conjunto vertical en paralelo o H. Cuatro cilindros independientes colocados en forma vertical, opuestos y en

paralelo, se encuentran montados sobre un cigüeñal común. En compresores de más de cuatro etapas.

- Para compresores de más de cuatro etapas, se utilizan arreglos en donde los cilindros se montan sobre el mismo cigüeñal, en forma horizontal y opuestos.

2.1.4 De acuerdo al sistema de lubricación.

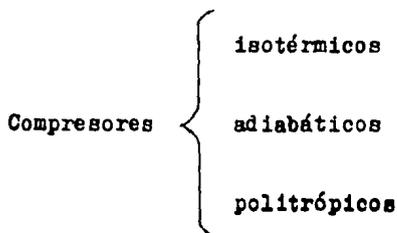
- Lubricados. Máquinas que cuentan con la lubricación suficiente, tanto en la superficie interior de los cilindros, como en las demás partes móviles. Los aceites lubricantes son usados para tales fines.
- No lubricados. Compresores en donde no se tiene lubricación a los cilindros, esto con objeto de obtener en la descarga gas libre de aceite lubricante.

2.1.5 De acuerdo al tipo de enfriamiento.

- Enfriados por aire. Durante la compresión de un gas, se genera una cierta cantidad de calor que es recomendable retirar, para esto; se utilizan aletas que adheridas a la superficie exterior del cilindro, aumentan el área de disipación de calor, sobre todo al estar expuestas al medio ambiente (aire).
- Enfriados por agua. Un medio más eficiente de retirar el calor generado durante la compresión, es aquel por medio de agua circulante en camisas o chaquetas, que rodean al cilindro y a la cabeza de éste, en donde se enfría principalmente la válvula de descarga. El agua circulante puede ser recirculada al enfriarse o bien desecharse al drenaje. En el primer caso se deberá contar con los dispositivos adecuados para el enfriamiento y bombeo.

Los compresores reciprocantes de pistón, se clasifican también de acuerdo al proceso de compresión, es decir, conforme a las características del proceso termodinámico (ver procesos

de compresión), de la siguiente manera:



2.2 Compresor rotatorio. Sus componentes principales lo constituyen una carcaza y un elemento llamado rotor, que al girar efectúa la compresión. El gas se conduce en las cámaras formadas por el rotor y la carcaza y se eleva su presión, ya sea al reducir su volumen o bien por contrapresión en la descarga.

Una particularidad de estos compresores, es la variedad geométrica de rotores, por lo tanto, tomando en cuenta su forma, los compresores rotatorios se clasifican como:

2.2.1 Compresor de paletas deslizantes.

Esta formado por una serie de paletas colocadas radialmente sobre un rotor excentrico, dentro de una carcaza cilíndrica. Al girar el rotor, las paletas forman con la carcaza varias cámaras, en donde se admite y después se comprime al gas, al reducir su volumen inicial. Las paletas tienen la facilidad de deslizarse radialmente, y de esta manera reducir el volumen del gas, además de aumentar su presión.

2.2.2 Compresor de tornillo (s).

En este tipo de compresor el gas es confinado entre las hélices del rotor y la carcaza, para después desplazarlo axialmente hacia la descarga y de esta manera, elevar su presión por el efecto de contrapresión.

2.2.3 Compresor de lóbulos.

Esta formado por una carcaza y dos o más impulsores de forma lobular, que al girar atrapan al gas en la admisión y lo conducen a la descarga, en donde la compresión se realiza sin reducir su volumen, o sea por contrapresión del gas descargado.

2.2.4 Compresor de pistón líquido.

Es un tipo especial de compresor, en donde un líquido actúa como pistón, de tal manera, que desplaza y comprime al gas. Se utiliza en casos muy especiales, principalmente cuando se tienen gases corrosivos o exotérmicos, además, como una desventaja se tiene su baja eficiencia mecánica, del orden de 40 a 50 por ciento.

La clasificación anterior es una forma general de catalogar a los compresores rotatorios, ya que existen muchas variantes de éstos, así como diseños especiales.

II.2 RANGOS DE OPERACION

Los equipos de compresión, de acuerdo a sus características de construcción y a la forma de elevar la presión de un gas, son aplicables en diferentes áreas de trabajo; es importante entonces conocer los rangos de operación de cada uno de éstos y así evaluar las ventajas y desventajas de un tipo de compresor con respecto a otro.

Los parámetros decisivos en la selección de un equipo de compresión son; la capacidad del compresor (m^3/min), la temperatura y presión de entrada del gas, las condiciones ambientales, la naturaleza del fluido a comprimir y la potencia de accionamiento; tales características proporcionan la información suficiente tanto al comprador como al fabricante, para definir el tipo de máquina más adecuado a cierta actividad. Pero no solo es importante conocer los rangos de capacidad, sino también los rangos de presión de descarga y la velocidad de giro (RPM), datos que servirán para realizar una buena elección, por ejemplo: los compresores reciprocantes proporcionan volúmenes de gas relativamente bajos a altas presiones, mientras que los compresores dinámicos de flujo axial manejan cantidades mucho más grandes pero a presiones de descarga más bajas; conociendo lo anterior, es posible designar cada tipo de máquina a una actividad específica.

En la tabla II.1 se muestran los rangos de presión a la descarga, así como la relación de compresión por etapa de cuatro tipos de compresores, como son los reciprocantes, centrífugos, rotatorios y los de flujo axial, en donde la relación de compresión se define como:

$$r_c = \frac{P_2}{P_1}$$

P_1 y P_2 . presión de succión y descarga respectivamente.

COMPRESOR	PRESION MAXIMA DE DESCARGA APROXIMADA (BAR)	RELACION DE COMPRESION APROXIMADA POR ETAPA (%)
RECIPROCANTE	2450 - 3450	10
CENTRIFUGO	210 - 350	3,4,5
ROTATORIO	7 - 9	4
FLUJO AXIAL	6-9	1.2-1.5

Tabla II.1 Presión de descarga y relación de compresión de los compresores.

Los rangos de velocidad de operación (RPM), de los diferentes equipos de compresión, se muestran en la tabla II.2, en la cual se trata de dar una idea de dichos parámetros, ya que estos valores serán diferentes de acuerdo a la cantidad de gas manejado y al rango de presión a la descarga.

COMPRESOR	VELOCIDAD (RPM)
RECIPROCANTE	100 - 1100
CENTRIFUGO	1000 - 35 000
ROTATORIOS DE PALETAS DESLIZANTES	800 - 4000
ROTATORIOS DE LOBULOS O TORNILLO	1000 - 9000
FLUJO AXIAL	400 - 20 000

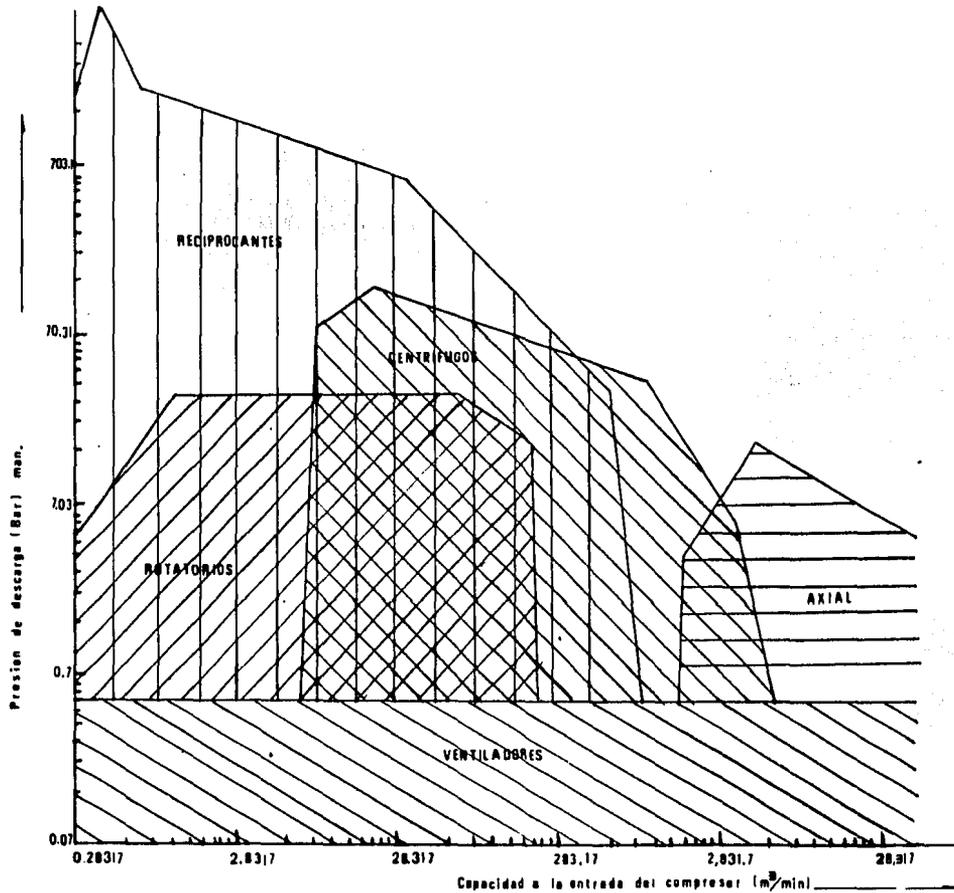
Tabla II.2 Velocidad de giro (RPM) de los compresores.

Hablando específicamente de los compresores reciprocantes, se pueden mencionar otras de sus características principales, por ejemplo; los equipos reciprocantes se construyen de muy diversos tamaños, desde los más pequeños con una potencia de 0.1865 KW (1/4 de caballo de fuerza) y una etapa, hasta varios cientos de caballos de fuerza, de varias etapas y pasos.

Además, cuando se requiere de una presión de descarga elevada se utilizan compresores de varias etapas; en la primera etapa se obtienen presiones entre 0.078 a 10 bares aproximadamente, en el caso de dos etapas, el rango de valores va de 10 a 34 bares y así sucesivamente para los equipos de mayor número de etapas.

En la gráfica siguiente se muestra el rango de capacidad a la entrada del compresor en función de la presión de descarga para los diferentes tipos de compresores; así como el rango de capacidad y de presión a la descarga para los ventiladores.

La información anterior sólo trata de dar una idea de las características más importantes de los compresores, sin entrar en detalles, ya que existen una gran variedad de diseños, de tal manera, que sería demasiado extenso hablar de cada uno de éstos.



II.3 AREAS GENERALES DE APLICACION

Hablar de los diversos usos de los compresores seria demasiado extenso, porque su empleo abarca los tres sectores de la economía, o sea: el sector primario (industrias extractivas, agropecuarias), el secundario (industrias de transformación) y en el sector terciario o de servicios. Asi que sólo se mencionarán algunas actividades en donde se utilizan, aclarando que la mayoría comprimen aire y los menos otros gases.

Asi se tienen:

- Agricultura
- Industrias químicas y petroquímicas.
- Plantas productoras de cemento, vidrio o acero.
- En operaciones de armado y desarmado.
- En la aviación.
- En hospitales.
- Plantas de refrigeración y productoras de hielo.
- Industria de la construcción.
- Etcétera.

CAPITULO III

TEORIA BASICA DE LA COMPRESION

III.1 TEORIA DE LOS GASES IDEALES

Fue a partir del siglo XVII, cuando se comenzaron una serie de estudios para tratar de entender el comportamiento de los gases. Es entonces que se definieron ciertas leyes cuya ventaja, es la facilidad en sus ecuaciones; modelos matemáticos que definen las propiedades de la sustancia de trabajo, en cada punto de un proceso dado, con bastante acierto.

Dichas leyes son válidas en ciertos rangos, después de los cuales el comportamiento del gas se aleja de la condición ideal, lo que ha sido posible comprobar gracias al avance en las técnicas de experimentación. Sin embargo, para los problemas de ingeniería, estas ecuaciones cumplen con su función de análisis y es por esto que son utilizadas para el estudio de los gases de una manera ideal, aunque hay siempre que considerar su desviación de esta condición.

Entre las más importantes leyes que se dedujeron están las siguientes:

1.- Ley de Boyle - Mariotte. Establece que en un proceso de compresión o expansión de un gas a temperatura constante la presión varía en proporción inversa al cambio en su volumen. Matemáticamente se puede expresar como:

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

o también:

$$PV = \text{Constante.}$$

2.- Ley de Charles - Gay-Lussac. En un proceso a presión constante, el cambio de volumen de un gas es directamente proporcional al cambio de temperatura, así la relación entre el volumen y la temperatura será:

$$\frac{V_1}{T_1} = \frac{V_2}{T_2}$$

Generalizando:

$$\frac{V}{T} = \text{Constante.}$$

3.- Ley de Charles. Establece que en un proceso a volumen constante, las presiones ejercidas por un gas aumentan o disminuyen en proporción directa al cambio de temperatura. Matemáticamente se expresa como:

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2}$$

Por lo tanto:

$$\frac{P}{T} = \text{Constante.}$$

4.- Ley de Joule. Establece que la energía interna de un gas es únicamente función de la temperatura absoluta.

5.- Ley de Avogadro. Establece que a igual presión, volumen y temperatura, gases diferentes tienen el mismo número de moléculas.

6.- Ecuación característica de un gas ideal. Establece que los productos de las presiones de una misma masa gaseosa por su correspondiente volumen, varían en proporción directa a su temperatura.

Matemáticamente:

$$\frac{P_1 V_1}{T_1} = \frac{P_2 V_2}{T_2}$$

La cual se puede escribir como:

$$\frac{PV}{T} = \text{Constante.}$$

También:

$$P_1 V_1 = T_1 \cdot (\text{constante})$$

En donde la constante se evalúa experimentalmente para cada gas, llamada constante particular de un gas (R). Así la ecuación característica de un gas ideal será:

$$Pv = RT$$

ó

$$PV = mRT$$

Donde:

$$P = \text{presión} \left[\frac{N}{m^2} \right]$$

$$T = \text{temperatura absoluta} \left[K \right]$$

$$V = \text{volumen del gas} \left[m^3 \right]$$

$$m = \text{masa del gas} \left[Kg \right]$$

$$v = \text{volumen específico} \left[\frac{m^3}{Kg} \right]$$

7.- Ecuación general de los gases.

Esta ecuación define el comportamiento de un gas ideal y se expresa como:

$$PV = n\bar{R}T$$

En donde $\bar{R} = NR$, llamada constante universal de los gases cuyo valor está determinado por el producto del peso molecular del gas por la constante particular del mismo. El valor de \bar{R} en el sistema internacional es de:

$$\bar{R} = 8314 \left[\text{J} / \text{kg}_{\text{mol}} \cdot \text{K} \right]$$

III.2 LOS GASES REALES

Cuando se trabaja con cualquier tipo de gas se puede comprobar que su comportamiento adolece de ser ideal, esto es debido a que las leyes establecidas sólo son válidas durante ciertos intervalos, después de los cuales el comportamiento del gas está alejado de la condición ideal, por ejemplo: ciertos gases son completamente inofensivos, pero llegando a una cierta presión o temperatura pueden resultar explosivos o simplemente comportarse de manera diferente a la que teóricamente se definió.

Por esta razón, en cualquier tipo de cálculo se debe tomar en cuenta todas las desviaciones del gas, con objeto de evitar resultados erróneos, mismos que ocasionarán diseños fuera de los requerimientos o mala elección del equipo.

III.3 COMPRESIBILIDAD Y FACTOR DE COMPRESIBILIDAD

Algunos de los gases conocidos se comportan más o menos como ideales, pero bajo ciertos rangos de presión y temperatura se desvían de esta condición, es decir, cuando la presión o la temperatura, o ambas propiedades están arriba de 7 a 35 bares (abs.) y 30 °C (100 °F). En dichas condiciones el gas ya no puede ser tratado como ideal, además, si se llega a valores muy elevados, como podría ser los 100 bares y 1000 K, las discrepancias son bastante marcadas.

La compresibilidad de un gas tiene una importante relación con la capacidad del compresor. El volumen del fluido en la primera etapa y en cada una de las sucesivas etapas, deberá ser corregido en las condiciones de entrada y salida, por un factor de corrección empírico llamado factor de compresibilidad (Z). Así pues, se pensaría en la compresibilidad como un factor por el cual deba afectarse el volumen del gas ideal para obtener el volumen real.

En la mayoría de las ocasiones, este factor se encuentra graficado para cada tipo de gas, especialmente de los más utilizados como el aire, amoníaco, etc., o bien en la llamada carta generalizada de compresibilidad, en la cual lo relacionan con la temperatura y presión reducida, definidas como:

$$T_r = \frac{T}{T_c} \qquad P_r = \frac{P}{P_c}$$

En donde T y P son la temperatura y presión del gas en

cuestión (absolutas) y \bar{T}_c , \bar{P}_c son la temperatura y presión críticas del gas o vapor considerado.

Cuando se tienen mezclas de gases, se grafica la presión y la temperatura pseudo - crítica, que se calculan como la suma de los porcentajes en moles de los valores reducidos de la presión y temperatura de cada gas.

Por lo tanto, la ecuación característica de un gas ideal, deberá afectarse por el factor de compresibilidad, a fin de aplicarse a los gases reales, o sea:

$$PV = ZmRT$$

despejando Z

$$Z = \frac{PV}{mRT} \approx 1$$

Cuando se omite corregir por medio del valor de la compresibilidad, las desviaciones que presenta un gas respecto del caso ideal, trae como consecuencia graves errores, por ejemplo, en un compresor recíprocante, el dimensionamiento de los cilindros es de gran importancia y si no se toma en cuenta las variaciones de algunos parámetros como la eficiencia volumétrica, la capacidad, la potencia de accionamiento, etc., los cuales varían por los efectos de la compresibilidad, entonces se llega a resultados erróneos.

El rango de valores del factor de compresibilidad, se encuentra entre cantidades menores y mayores que 1, dependiendo del tipo de gas que se trate, siendo 1 para un gas ideal.

Para cuando no se conocen gráficas que definan el valor de la compresibilidad, existe la posibilidad del cálculo por medio de modelos matemáticos complejos, conociendo que el valor de Z depende de la presión, temperatura y del volumen específico.

III.4 PROCESOS DE COMPRESION

Los procesos teóricos aplicables en el estudio de la compresión de un gas en las máquinas reciprocantes son dos; y aunque ninguno de éstos se puede llevar a cabo en la realidad son utilizados como base de análisis, cálculo y comparación.

Para explicar lo anterior, considerese los diagramas de indicador para dos compresores ideales, mostrados superpuestos en la figura III.1, en donde un compresor opera adiabáticamente y el otro isotérmicamente.

El proceso isotérmico, mostrado por la curva 1 - 4, ocurre cuando la temperatura se mantiene constante, por lo tanto, la relación entre propiedades será:

$$P_1 V_1 = P_2 V_2$$

Para llevar a cabo la compresión de un gas a temperatura constante, se requiere remover en forma continua el calor generado durante el proceso. Así pues para la operación isotérmica se podría pensar en (1) mantener frías las paredes del cilindro por medio de enfriamiento (agua o aire) y entonces (2) operar el compresor a muy baja velocidad. Esto sería posible pero nunca práctico, ya que la capacidad de la unidad sería reducida y para tener una cantidad útil de gas, el compresor tendría que ser demasiado grande.

El proceso adiabático, se tiene cuando no hay transferencia de calor, $Q = 0$, es decir, no se adiciona ni se retira energía en forma de calor durante la compresión. Este es un proceso ideal considerado reversible, que cumple con la siguiente relación:

$$P_1 V_1^k = P_2 V_2^k$$

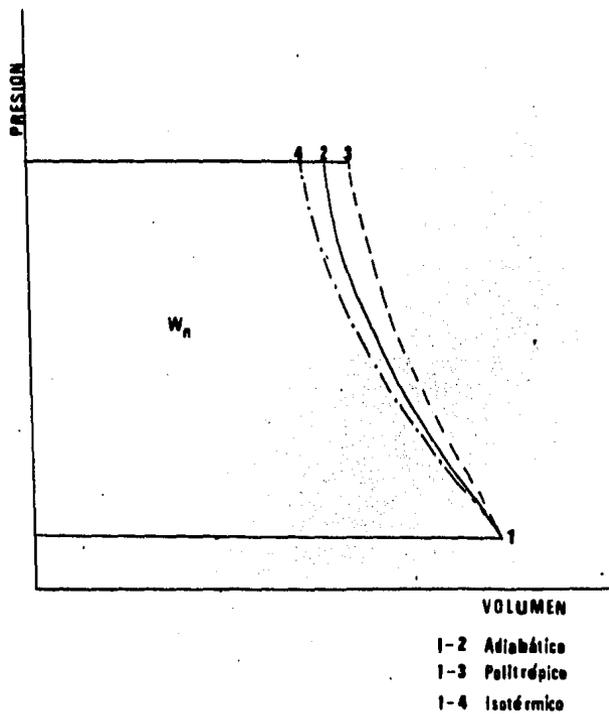


FIG. III,1 PROCESO DE COMPRESION

Donde k es el índice adiabático, obtenido por la relación de calores específicos, encontrado experimentalmente para cada gas o mezcla de gases.

En la realidad el proceso de compresión es politrópico, el cual no tiene una característica en particular, es decir, las propiedades termodinámicas nunca permanecen constantes, y solo se cumple la siguiente relación entre propiedades:

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n$$

Proceso que se muestra en la figura III.1 mediante la curva 1-3. El exponente n es llamado índice politrópico, cuyo valor depende del proceso y que casi siempre es menor que k .

En los diagramas mostrados en la mencionada figura, se suponen los espacios muertos nulos simplemente por sencillez y puesto que se muestran iguales volúmenes de gas entrando a cada compresor, entonces el área encerrada por los procesos del ciclo, representa el trabajo suministrado al sistema. Evidentemente siempre se requiere más trabajo si el compresor opera adiabáticamente que si opera isotérmicamente. Con lo anterior se podría pensar en este proceso como el más económico pero no es posible llegar a remover el calor con la misma rapidez con la que se genera, por lo tanto, este proceso es bastante difícil de lograr.

La mejor forma de aproximar el funcionamiento de un compresor a la isotérmica, consiste en comprimir el gas, no en un sólo cilindro, sino en dos o más cilindros y enfriarlo teóricamente a su temperatura inicial antes de entrar al siguiente cilindro; esto por medio de un dispositivo llamado interenfriador.

III.5 CICLO TEORICO DE COMPRESION

A continuación se hará el análisis del ciclo teórico de compresión, el cual facilita el estudio de los eventos reales que ocurren en la compresión de un gas; además, se deduce la expresión para el cálculo de la potencia necesaria para obtener un cierto volumen de gas, a una presión predeterminada.

El ciclo teórico presupone ciertas condiciones ideales, entre las cuales se pueden mencionar las siguientes:

- 1.- El gas es ideal o perfecto.
- 2.- Los procesos termodinámicos que ocurren en el ciclo son reversibles.
- 3.- Los espacios muertos son nulos.
- 4.- No existen pérdidas por rozamiento (fricción).
- 5.- La aspiración y descarga se lleva a cabo a presión constante.

Para explicar los sucesos que ocurren en la compresión de un gas, se utilizará por sencillez, el diagrama de un compresor recíprocante como el mostrado en la figura III. 2 .

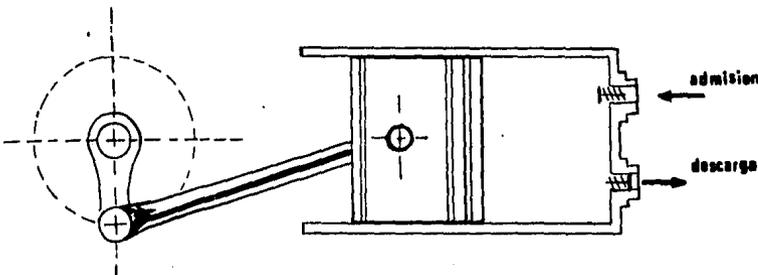


FIG.III.2 COMPRESOR RECIPROCANTE

Descripción de procesos.

Dentro de la compresión de un gas se dan varios procesos, mismos que se muestran gráficamente en la figura III.3 y se describen a continuación:

a) Proceso de 1-2 . Compresión adiabática reversible. El gas es comprimido por la acción del pistón que se desplaza dentro del cilindro del punto 1 al 2 ; aumentando la presión al reducirse el volumen inicial del gas. Las válvulas de admisión y descarga permanecen cerradas durante el proceso.

b) Proceso de 2-3 . Descarga a presión constante. Cuando el pistón llega al punto 2, la presión en el interior del cilindro es la suficiente para abrir la válvula de descarga y así permitir que el gas salga del cilindro, al mismo tiempo que el pistón se desplaza del punto 2 al 3.

c) Proceso de 3-4 . En los compresores reales se tiene un proceso de expansión del gas contenido en el volumen del espacio muerto; sin embargo, en el caso ideal, se desaloja todo el gas del interior del cilindro, bajando la presión dentro de éste hasta permitir de nuevo la aspiración.

d) Proceso de 4-1 . Admisión a presión constante. Al bajar la presión en el cilindro hasta el punto 4, la válvula de admisión abre dando paso al gas. El pistón entonces se desplaza de 4 a 1 , quedando completamente lleno el cilindro y listo para iniciarse la compresión; al mismo tiempo que la válvula de admisión cierra.

Trabajo Neto de Compresión.

El trabajo en forma general está definido como el producto

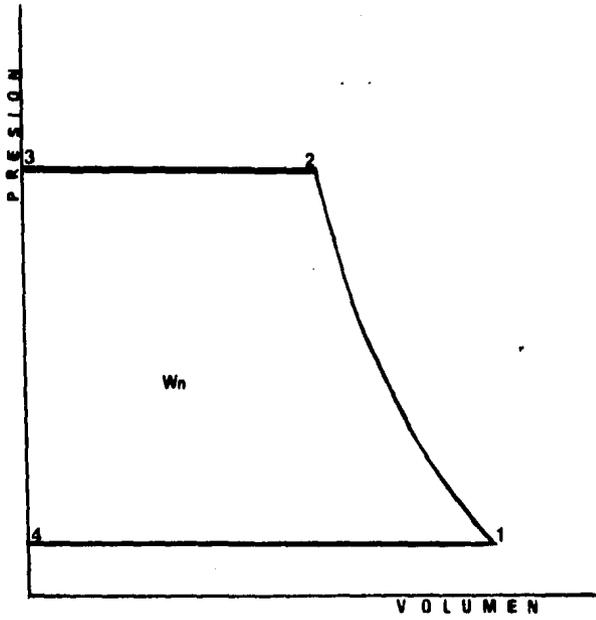


FIG.11.3 CICLO TEORICO DE COMPRESION

de la fuerza por una distancia; en un compresor recíprocante se realiza al desplazarse el pistón dentro del cilindro y se puede expresar como:

$$dW = PA \, dL \quad \dots\dots\dots(a)$$

Donde P es la presión ejercida por la cabeza del pistón de área A y L es la carrera del mismo.

El volumen desplazado por el pistón queda determinado por el producto A x L. Entonces la ecuación (a) queda como:

$$dW = V \, dP$$

Integrando la ecuación anterior:

$$W_n = \int_{P_1}^{P_2} V \, dP$$

El trabajo neto que se suministra al sistema, está representado por el área encerrada entre los puntos 1234, mostrados en la figura III.3., de tal forma que el trabajo total será igual a la suma del trabajo en cada proceso, o sea:

$$W_n = 1W_2 + 2W_3 + 3W_4 + 4W_1$$

Al encontrar la expresión del trabajo para cada uno de los procesos del ciclo y realizar las simplificaciones pertinentes, se llega a la ecuación siguiente:

$$W_n = \frac{k}{k-1} P_1 V_1 \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{k-1/k} - 1 \right] \quad [J]$$

La expresión anterior define el trabajo para comprimir un volumen V_1 de gas en una sola revolución del cigüeñal. Para conocer la potencia es necesario saber el volumen de gas a comprimir por unidad de tiempo.

De las expresiones anteriores la condición -1- es la entrada del gas y -2- la salida; en donde k es el índice adiabático que define el tipo de proceso considerado.

III.6 CICLO TEORICO DE COMPRESION CON ESPACIO MUERTO

En los compresores recíprocos es necesario contar con un espacio muerto o perjudicial; las razones principales son: el tener un espacio para el alojamiento de las válvulas y para evitar el choque de la cabeza del pistón contra la tapa del cilindro.

El volumen del espacio muerto está definido por el porcentaje de claro o de espacio muerto, de la siguiente manera:

$$C = \frac{V_c}{V_D}$$

Donde: C = porcentaje de claro.
 V_c = volumen del espacio muerto.
 V_D = Volumen desplazado por el pistón o también llamado desplazamiento, mismo que está definido por el producto del área del cilindro A y la carrera del pistón L , o sea: $V_D = A \times L$

El valor del porcentaje de claro está dentro de un rango de 4 al 12 % por etapa; valores recomendados por los fabricantes.¹⁾

Descripción de procesos

Los procesos que ocurren al comprimirse un gas cuando se tiene un espacio muerto, difieren de los descritos anteriormente solo en una cosa, esto es, que el pistón al desplazarse dentro del cilindro no desaloja todo el gas, sino que un cier

1) Kent's. Mechanical Engineers' Handbook. Power Volume.

to volumen permanece en el interior, de tal manera, que se reduce la capacidad del compresor, debido a la expansión del gas.

En la figura III.4 se muestra un cilindro completamente lleno de gas, así como en el diagrama presión - volumen se marca el inicio del proceso de compresión, en donde las válvulas de admisión y descarga permanecen cerradas.

El proceso de compresión se ilustra en la figura III.5 en donde el pistón se desplaza dentro del cilindro, para reducir el volumen del gas hasta el punto 2, al mismo tiempo que la presión se eleva de P_1 a P_2 .

Cuando el pistón completa su recorrido, la válvula de descarga abre automáticamente, debido a una diferencia de presiones más allá del punto 2, en este momento, el gas es desalojado hacia el depósito receptor por la acción del pistón que se desplaza del punto 2 al 3; lo que se ilustra en la figura III.6.

Al llegar el pistón al punto 3, la válvula de descarga cierra dejando el volumen del espacio muerto lleno de gas, el cual se expande, siguiendo un proceso que teóricamente es igual al de compresión, del tipo adiabático isoentrópico. Durante este proceso, las válvulas permanecen cerradas, hasta que la caída de presión en el cilindro permita la abertura de la válvula de admisión, cosa que sucede cuando la presión interior es un poco menor que la de admisión. En la figura III.7 se muestra lo descrito anteriormente.

Al abrir la válvula de admisión, el gas entra al cilindro, a la vez que el pistón se desplaza hasta el punto 1, en donde cierra la válvula, para dar comienzo a la compresión.

Los procesos descritos ocurren en cada revolución del

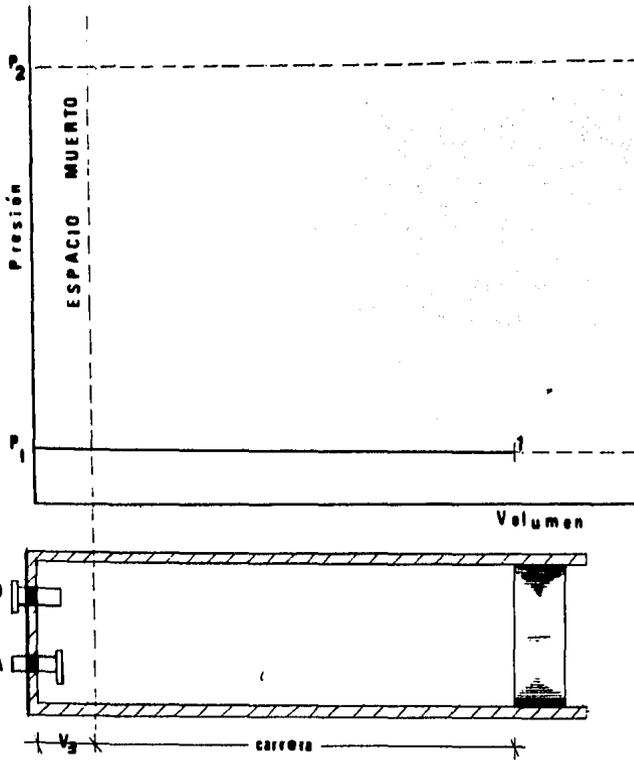


FIG.III.4 CILINDRO COMPLETAMENTE LLENO DE GAS.

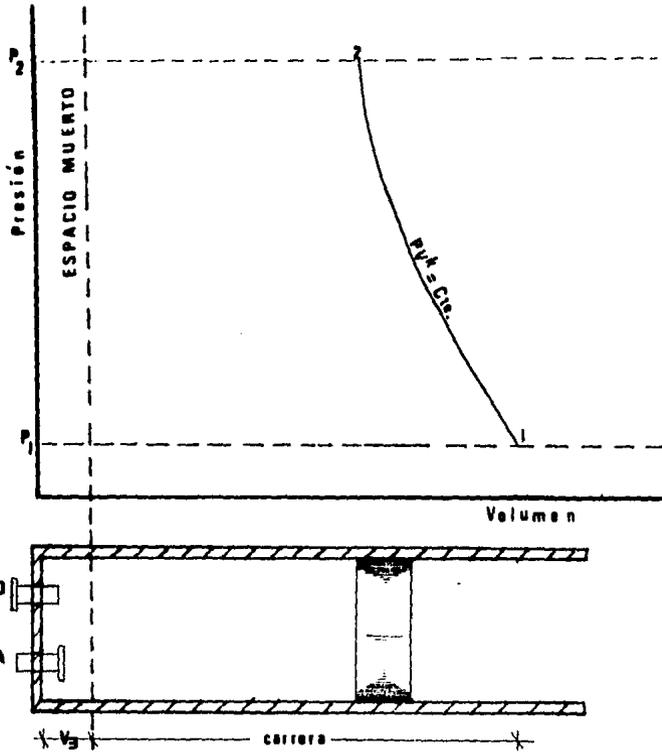


FIG.III.5 COMPRESION

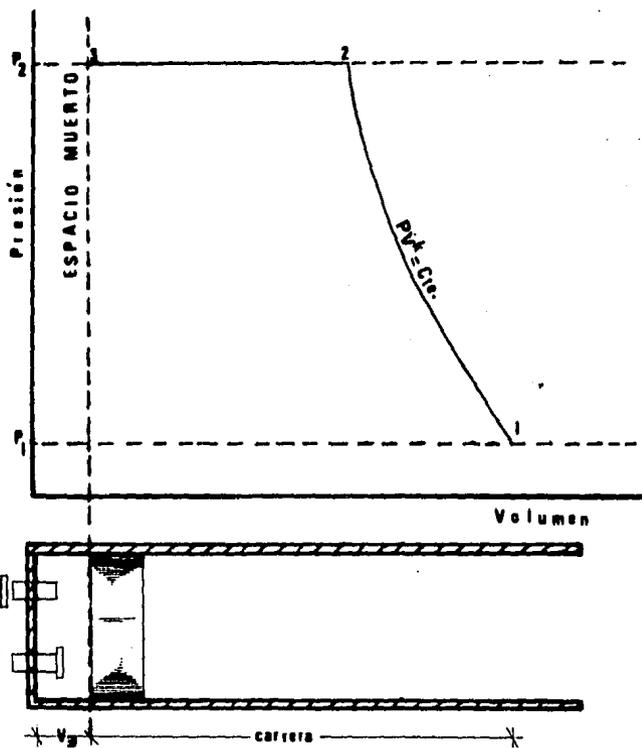


FIG.III.6 DESCARGA

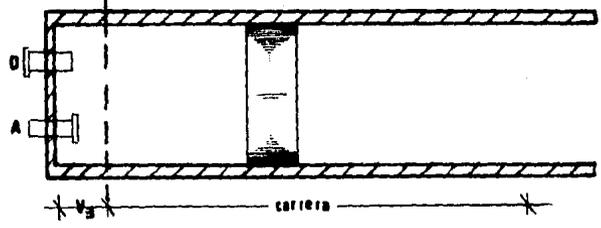
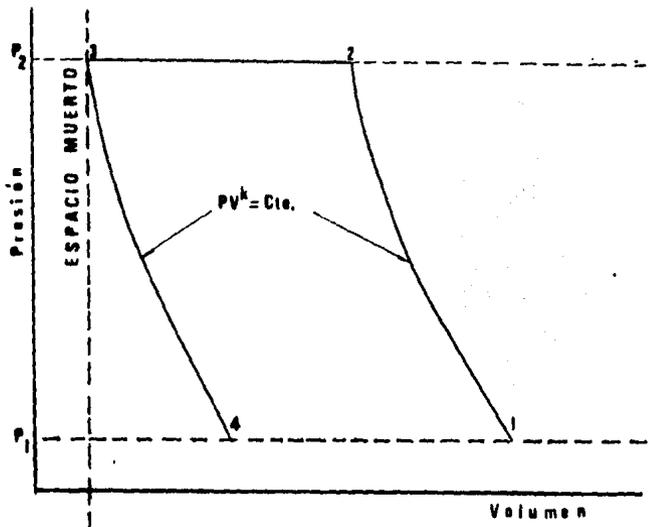


FIG. III, 7 EXPANSION

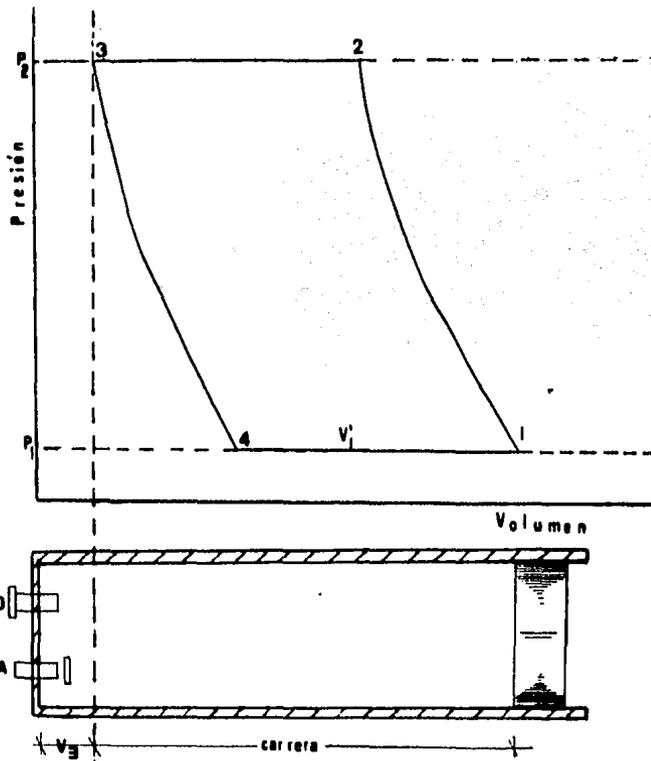


FIG. III. B ADMISION

accionamiento, mismos que se muestran en la figura III.8 .

Trabajo neto de compresión.

El trabajo necesario para comprimir un gas en un compresor real, es decir, con espacio muerto; es igual al área encerrada por los procesos antes descritos y cuya expresión es la siguiente:

$$W_n = \frac{k}{k-1} P_1 V_1' \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad [J]$$

Si se conoce que $P_1 V_1' = mRT_1$

entonces:

$$W_n = \frac{k}{k-1} mRT_1 \left[r_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad [J]$$

El volumen V_1' es el volumen realmente admitido por el compresor y de acuerdo a la figura III.8 queda definido por $V_1' = V_1 - V_4$.

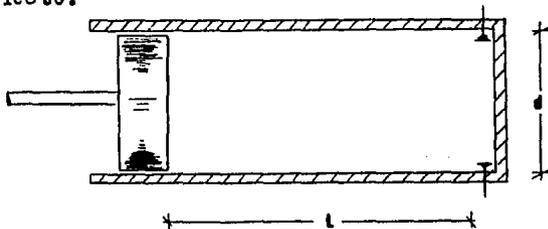
III.7 DESPLAZAMIENTO Y CAPACIDAD DE UN COMPRESOR

El desplazamiento de un compresor recíprocante, es el volumen real desplazado por el pistón, al recorrer la longitud de la carrera.

En compresores de dos o más etapas, el desplazamiento está determinado por el cálculo de la primera etapa (baja presión) ya que éste representa el de toda la unidad. En el caso de cilindros de doble efecto, el desplazamiento debe incluir el volumen desplazado por el extremo del pistón unido al vástago. Por supuesto que este volumen será menor debido al espacio ocupado por dicho elemento.

El desplazamiento del pistón para un compresor de simple efecto y para uno de doble efecto, está definido por las siguientes expresiones:

Simple efecto.



$$V_D = A \times L \times N \quad [m^3/min]$$

Donde:

V_D = desplazamiento.

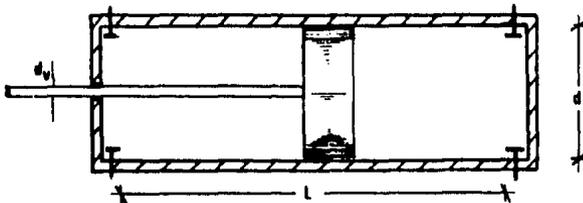
L = carrera [m]

N = revoluciones por minuto [RPM]

A = área transversal del cilindro [m²]

d = diámetro del cilindro [m]

Doble efecto.



$$V_D = (A \times L) + (A - A_v) L \cdot N$$

$$V_D = (2A - A_v) \times L \times N \quad [m^3/min]$$

Donde:

A_v = área de la sección transversal del vástago. $[m^2]$

d_v = diámetro del vástago $[m]$

La capacidad de un compresor es la cantidad real de gas que la unidad admite, comprime y entrega a la tubería de descarga por unidad de tiempo. Se expresa normalmente en m^3/min , medidos a las condiciones de presión y temperatura en la admisión de la primera etapa. En la figura III.8 se observa gráficamente que la capacidad está definida por V_1' , la cual es diferente al desplazamiento.

El valor de la capacidad deberá ser corregido por el factor de compresibilidad del gas, para evitar posibles errores, aunque para bajas presiones no es un factor importante.

III.8 EFICIENCIA VOLUMETRICA

La relación entre la capacidad y el desplazamiento está determinado por la eficiencia volumetrica, de la siguiente manera:

$$E_v = \frac{\text{capacidad}}{\text{desplazamiento}}$$

La expresión anterior se considera como una eficiencia real, por la razón de que la capacidad de la unidad se mide físicamente, mientras que el desplazamiento no cambia o puede variar pero siempre se conoce este cambio, como cuando se utilizan bolsas que permiten aumentar o disminuir el espacio muerto.

Por otra parte, es posible obtener una expresión para calcular la eficiencia volumetrica, que surge del análisis del ciclo teórico con espacio muerto y cuya ecuación es:

$$E_v = 1 + C (1 - r_c^{1/k})$$

La eficiencia volumetrica teórica definida anteriormente es siempre mayor a la eficiencia real, debido a varias razones entre las cuales se encuentran las siguientes:

1.- Pérdidas de presión en la admisión del gas al pasar éste al través de las válvulas, ocasionadas por el rozamiento del flujo con las paredes de la válvula y a una cierta perturbación originada por la diferencia de presiones entre el interior y exterior del cilindro.

2.- Aumento del volumen del gas durante la admisión, al elevarse su temperatura cuando se pone en contacto con el cilindro, el que se encuentra a una temperatura mayor que la ambiente.

3.- Fugas que ocurren por los anillos del pistón, en vál-

vulas y empaques, que aunado al comportamiento real del gas, es decir, a los efectos de la compresibilidad, influyen de manera importante en la disminución de la eficiencia volumétrica.

Como es difícil evaluar las variaciones de esta eficiencia, entonces se recurre a recomendaciones empíricas, como ejemplo, en la práctica se engloban las variaciones del gas de la condición ideal y las pérdidas antes mencionadas, en un porcentaje que disminuye el valor de la eficiencia volumétrica.

La expresión es la siguiente: (1)

$$\%E_v = 100 - r_c - C (r_c^{1/k} - 1)$$

En otras ocasiones, se recomienda (2) utilizar un factor empírico que engloba las fugas, especialmente las que se tienen en las válvulas. Entonces:

$$E_v(\text{real}) = E_v(\text{teórica}) - 0.01 \left[\frac{P_2}{P_1} \right]$$

- (1). Ludwig, Ernest E. Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants.
- (2). Rase. Ingeniería de Proyectos para Plantas de Proceso.

III.9 INFLUENCIA DE LA COMPRESIBILIDAD SOBRE LA EFICIENCIA VOLUMETRICA

Para comprender mejor los efectos de la compresibilidad de un gas cuando este se comprime, se hace referencia al diagrama presión - volumen, mostrado en la figura III. 9 .

En esta se muestra el ciclo teórico de compresión, que esta determinado por los puntos abcd y cuyo volumen al final de la compresión es V_b .

Se ha encontrado, cuando el factor de compresibilidad en la descarga Z_2 es menor que la unidad; que el volumen del gas real al final de la compresión es V_h , por otra parte, cuando Z_2 es mayor que la unidad, el volumen real ahora es V_j . Los resultados anteriores como los que a continuación se exponen, están basados en la experimentación, única forma de conocer el comportamiento real del gas.

Hablando del proceso de expansión, cuando se trata de un gas ideal, el volumen que ha quedado en el espacio muerto, se expande siguiendo el proceso marcado por la curva cd. Sin embargo, en la realidad no ocurre esto, ya que la expansión depende del valor de la compresibilidad en la succión Z_1 y en la descarga Z_2 . Por ejemplo, se ha encontrado que la expansión de un determinado gas, sigue el proceso cg, cuando el factor en la descarga es menor que uno y el de la succión igual a la unidad; gráficamente se observa en la figura III.9 que el volumen del gas que ocupa el espacio muerto tuvo una expansión mayor que la correspondiente al proceso ideal, y esto hace que se reduzca la capacidad del compresor y por lo tanto, se vea afectada la eficiencia volumetrica del mismo.

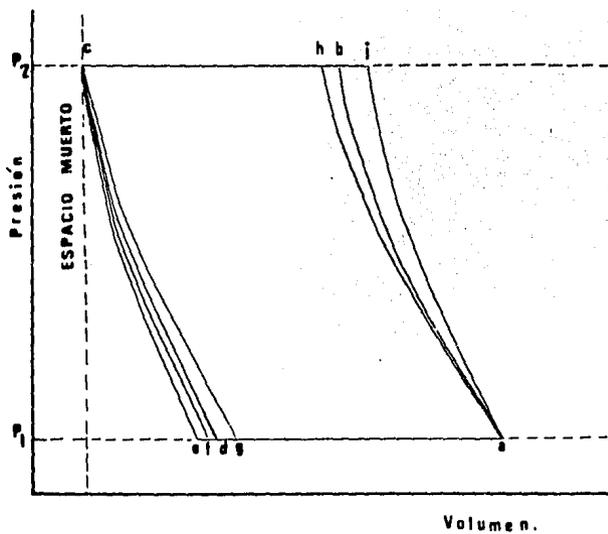


FIG.III.9 EFECTOS DE LA COMPRESIBILIDAD EN LA COMPRESION
Y EN LA EXPANSION DEL GAS.

Las posiciones V_f y V_e son dos desviaciones más de la condición ideal; para determinar su valor, bastará con hacer la corrección del volumen ideal V_d al afectarlo por la relación de factores de compresibilidad de la entrada y salida, o sea:

$$V_f = V_d \frac{Z_1}{Z_2} \quad \text{y} \quad V_e = V_d \frac{Z'_1}{Z'_2}$$

III.10 TEMPERATURA DE DESCARGA (T_2)

En la compresión de un gas es muy importante conocer la temperatura al final de la misma, porque de su valor depende, la elección del lubricante y el tipo de enfriamiento del cilindro y de las válvulas; además, es una propiedad importante para determinar si la compresión se realiza en un sólo cilindro o en varios.

Una temperatura elevada en la descarga puede ocasionar problemas como: la autoignición del gas o del lubricante, fallas en la operación de las válvulas, calentamiento excesivo de las partes esenciales del compresor (posibles fallas del material), así como un aumento de la temperatura del gas admitido y con ello una reducción en la capacidad de la unidad.

Las principales razones de una elevada temperatura en la descarga pueden ser:

- a) Lubricación inadecuada (aceite demasiado viscoso).
- b) Operación continua (trabajando a plena carga).
- c) Posibles fallas en las válvulas (Las fallas más comunes son: válvulas atascadas, sucias o cubiertas de hollín, válvula de descarga rota, etc.)

d) Gruesa capa de pintura o acumulación de polvo sobre el cilindro o la culata (tapa).

Así, por los múltiples problemas que ocasiona tener una temperatura elevada, su valor máximo por etapa, está normalizado en varias normas internacionales como en API - 618 y API - 619. En estas se establece por ejemplo, para el aire o hidrógeno una temperatura máxima entre 422 a 450 °K (300 - 350 °F) y de 450 °K (350 °F) para cualquier gas inerte, tal como el nitrógeno o el dióxido de carbono.

La temperatura al final de la compresión, considerando un proceso adiabático, se calcula mediante la expresión siguiente:

$$T_2 = T_1 \left[\frac{P_2}{P_1} \right]^{\frac{k-1}{k}}$$

La ecuación anterior calcula la temperatura teórica al final de la compresión; para encontrar la real se tendrá que medir físicamente.

III.11 CICLO REAL DE COMPRESION

El ciclo real de compresión para una etapa, se muestra en la figura III.10 Este empieza en el punto A con el cilindro completamente lleno de gas a la presión P_1 . En ese momento, la válvula de admisión cierra y el pistón comprime el gas, proceso que es representado por la curva ABC. La presión en el interior del cilindro debe ser mayor a la presión marcada como P_2 , con objeto de vencer la inercia de la válvula de descarga, además de la fuerza de los resortes de la misma. El exceso de presión de B a C, trae como consecuencia alteracio-

nes (vibración, fatiga, etc.) en dicha válvula, así que es recomendable que esta zona del diagrama sea lo menos aguda y pronunciada posible.

En cuanto se abre la válvula de descarga el gas comienza a salir del cilindro; lo que se muestra como una serie de curvas cuya amplitud disminuye hasta llegar al punto D; el pistón entonces ha llegado al final de la carrera para inmediatamente después invertir su movimiento y en ese mismo instante la válvula de descarga cierra. El gas que no salió del cilindro o sea aquel ocupado por el espacio muerto, se expande, siguiendo el proceso representado mediante la curva DEF. Según el diagrama la presión en E disminuye hasta F; esta diferencial de presiones es la mínima para abrir la válvula de admisión y así permitir de nuevo la entrada de gas al cilindro para iniciar un ciclo más.

Como se puede ver en el diagrama, el área bajo la curva es mayor que la considerada cuando se analiza un ciclo teórico, lo que implica tener un mayor trabajo para comprimir un gas.

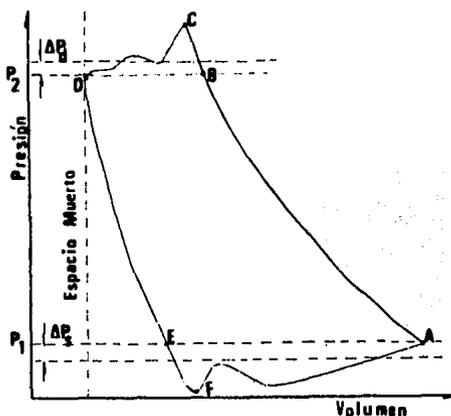


FIG.III.10 CICLO REAL DE COMPRESION (una etapa)

III.12 COMPRESION EN MULTIPLES ETAPAS

En la compresión de un gas se tienen algunas limitantes como son:

- 1.- La temperatura de descarga.
- 2.- La presión máxima de descarga.
- 3.- Los efectos del espacio muerto.

Es por esto que la compresión en multiples etapas es una alternativa para alcanzar altas presiones de descarga, disminuir los efectos del espacio muerto y para mantener una temperatura en la unidad más o menos baja.

Un compresor de multiples etapas, está formado por varios pistones que son accionados mediante un cigüeñal común. En donde el gas es comprimido sucesivamente en cada cilindro y enfriado entre etapas hasta su temperatura inicial, con el objeto de reducir su temperatura y por consiguiente su volumen de entrada.

Una de las ventajas más importantes en la compresión en multiples etapas, es el ahorro de trabajo entregado al gas, además, que teóricamente es la forma más efectiva para aproximar el funcionamiento del compresor a la operación isotérmica.

En la figura III.11 se muestra el diagrama de flujo para un compresor de dos cilindros(dos etapas), en donde el gas que va a ser comprimido es aspirado en el cilindro de baja presión (la primera etapa), a la presión de admisión P_1 , después es comprimido hasta la presión P_2 , pasando a través del interenfriador.

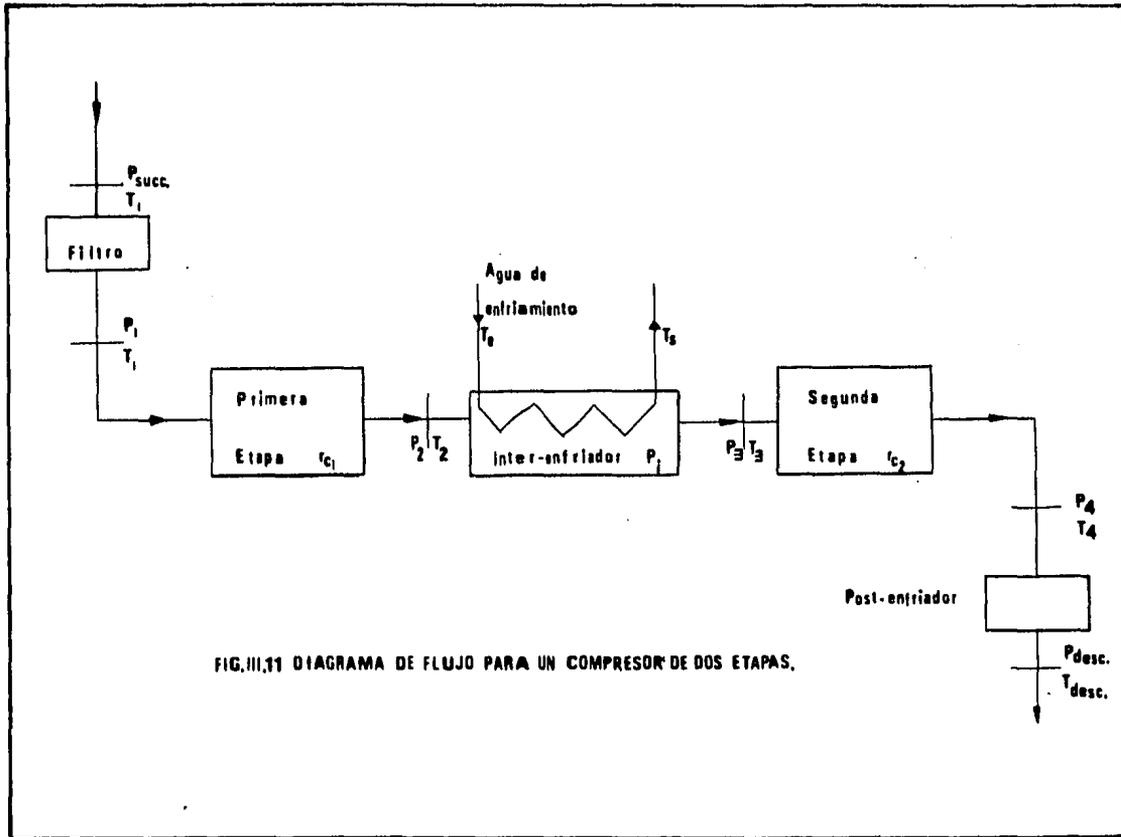


FIG.III.11 DIAGRAMA DE FLUJO PARA UN COMPRESOR DE DOS ETAPAS.

En el enfriador intermedio, el gas es enfriado aproximadamente a presión constante(aunque en la práctica se acostumbra considerar pérdidas por un 2%), dejando que se transmita calor al agua de enfriamiento o a la atmósfera. Es entonces admitido en el cilindro de alta presión(segunda etapa), para ser comprimido y descargado a la presión final de descarga P_4 .

Esta es de forma aproximada la descripción del funcionamiento de un compresor de dos etapas del tipo recíprocante y de pistón. La compresión cuando se tienen más de dos etapas, es similar a la expuesta anteriormente, esto es, intercalando entre cada etapa un enfriador y colocando un post - enfriador en la descarga del compresor, con objeto de bajar la temperatura del gas y eliminar el condensado.

CAPITULO IV

COMPONENTES PRINCIPALES DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES

Los compresores reciprocantes y en general los compresores, están constituidos de una serie de elementos, que junto con todos los sistemas, accesorios, equipo auxiliar e instalaciones, hacen que se pueda comprimir un gas y utilizarlo funcionalmente en alguna actividad. En seguida se presenta en forma breve sus características principales, pensando en facilitar con esto, el entendimiento acerca del funcionamiento de los compresores y de las instalaciones de gas a presión.

IV.1 COMPONENTES MECANICAS

Cuando se habla de los componentes mecánicas de una máquina, se refiere a todas las partes constitutivas, mismas que a continuación se describen:

1.- Bastidor. El bastidor o carcaza, en cualquier máquina, es aquella que soporta y aloja a las partes principales de la misma; en el caso de los compresores, es la que aloja y soporta a las partes móviles, llámese rotor o el mecanismo cigüeñal - biela - pistón. Además de incluir, cuando así se requiera, un depósito de aceite ("cárter") y de todos los dispositivos necesarios para la operación funcional.

El bastidor o también llamado armazón, es diseñado tomando en cuenta todas las características requeridas, como son: el enfriamiento (camisas de agua o aletas de enfriamiento), la lubricación, etc. Mecanicamente se debe considerar dos factores muy importantes: la potencia máxima transmitida a través de la flecha hacia los pistones; y la fuerza máxima a la cual estarán sometidas las partes del armazón, debido a la diferencia de presiones entre los dos extremos del pistón. Esto es lo que frecuentemente se llama carga de perno, o sea la fuerza total ejercida directamente sobre la cruceta y el muñon del cigueñal, y que en parte determina el tamaño y tipo de los cojinetes, la conexión del vástago y las características del armazón. Los materiales más empleados en su construcción son el hierro fundido, aceros, etc.

2.- Cilindros. Se puede decir que los cilindros en un compresor reciprocante, son recipientes dentro de los cuales se desplaza el pistón para efectuar la compresión.

Un buen diseño de los cilindros, trae como consecuencia una mayor eficiencia al comprimir un gas, lo que también dependerá del buen funcionamiento de las válvulas.

Es necesario conocer cierta información para determinar las características principales de construcción del compresor, como por ejemplo:

a) Rango de presiones. Los cilindros deben ser diseñados para soportar la presión máxima a la que serán sometidos, pues de esto dependerá la selección del material de construcción, que además de soportar los máximos esfuerzos mecánicos, debe ser resistente al desgaste, a choques térmicos y a la corrosión.

b) Características del gas.

- Temperatura y presión de succión.
- Peso molecular de cada componente del gas.
- Calores específicos a presión y volumen constante.
- Compresibilidad.
- Gases corrosivos, exotérmicos, explosivos, etc.

c) Tipo de servicio al cual se destinará el gas comprimido.

Conocer el tipo de servicio que se requiere, es de gran importancia para determinar si el cilindro debe ser o no lubricado, ya que en caso de no ser conveniente la lubricación, se tendrá que hacer un diseño especial, del cual se hablará más adelante.

Todo lo anterior influye en el diseño de los cilindros, los que normalmente son hechos de; hierro fundido, hierro nodular, aceros, etc.

Algunas veces el diseño incluye la posibilidad de tener cambios en la capacidad del compresor o el de hacerlo más versátil, utilizando camisas reemplazables en los cilindros. El material de éstas debe de cumplir con las especificaciones mencionadas en el inciso (a), además de tener una superficie compatible con el material de los anillos del pistón. Los materiales más empleados en su fabricación son; grafito, aluminio, hierro fundido, acero, carburo de tungsteno, etc.

La ventaja principal de estas camisas, es la de facilitar las reparaciones en caso de algún daño, ya que resulta más fácil y económico reemplazar solo la camisa que cambiar todo el cilindro o rectificarlo a un tamaño mayor, lo que implicaría posiblemente el cambio del medio de accionamiento o aun de sus controles.

En el caso de compresores no lubricados, la presencia de

camisas reemplazables, es de gran utilidad, ya que la superficie interior del cilindro debe ser en ocasiones de un material especial, de tal modo, que sería demasiado caro vaciarlo completamente de dicho material.

3.- Pistón. Es un elemento que unido al cigüeñal por medio de una biela, se desplaza con movimiento alternante dentro del cilindro. Los materiales más utilizados en su construcción, son; el aluminio, hierro fundido, acero metalizado, acero inoxidable, acero forjado, etc., ya que tienen la característica de ser resistentes al desgaste y a la corrosión.

Por lo tanto, al elegir el material para la construcción de este elemento, deberán tomarse en cuenta tales propiedades, así como, la densidad y la resistencia del metal a temperaturas elevadas, además de tener un coeficiente de dilatación térmica lo más bajo posible.

El pistón se fabrica ya sea por procesos de fundición o por estampado; algunas veces se construye de dos materiales diferentes, por ejemplo, de hierro fundido y aluminio, esto con objeto de aumentar su resistencia tanto mecánica como térmica.

4.- Anillos del pistón. Los anillos son aros metálicos delgados y partidos, que van montados en una ranura cortada alrededor del pistón, y que actúan contra las paredes del cilindro. Esto permite que se cleve la presión hasta la determinada como máxima, al final de la compresión. Entre los materiales más utilizados en su construcción se encuentran, por ejemplo: el hierro fundido, hierro dúctil de alta resistencia, bronce, aluminio, carbón, grafito, etc.

El número de anillos por pistón depende de la presión de descarga, siendo al menos dos para cilindros de baja presión; seis o más para alta presión.

En los compresores no lubricados, los anillos son diseñados con materiales de bajo coeficiente de rozamiento y de muy alta resistencia al desgaste, ya que al trabajar en seco están sometidos a un desgaste bastante severo. Los materiales más empleados están hechos a base de carbón o teflón.

En el caso de compresores lubricados, el desgaste de los anillos es menor, debido a la película de aceite lubricante, que soporta al pistón y que le permite desplazarse con mayor facilidad.

5.- Vástago del pistón. En unidades grandes el pistón es accionado por medio de un vástago, al cual está unido y que le transmite el movimiento alternante.

Este elemento debe ser resistente a la corrosión y tener una superficie compatible con los anillos de su empaque, además de ser resistente al desgaste.

Cuando el vástago está expuesto a la atmósfera su desgaste es mayor al ser atacado por la corrosión. Para prevenir tal deterioro, se aplica un cromado denso y duro en toda su superficie, logrando tener un menor desgaste en los anillos de su empaque.

El acero forjado y endurecido o los aceros aleados, son los materiales usualmente utilizados en la fabricación de dicho vástago.

6.- Cabeza de cilindros. La tapa del cilindro o también llamada cabeza, es en las unidades pequeñas y algunas gran-

des, el lugar de alojamiento de las válvulas de admisión y descarga, además de las camisas de enfriamiento para agua circulante o bien de aletas que van adheridas a la misma.

En otras ocasiones, las tapas de los cilindros están acondicionadas de tal forma que se puede variar el espacio muerto, con objeto de controlar la capacidad del compresor.

Los materiales más utilizados en su construcción son los hierros fundidos (aleados) y los aceros.

7.- Sellos y empaques. Para efectuar la compresión, es necesario tener un recipiente totalmente sellado, para que quede aislado ya sea del depósito de aceite o bien de la atmósfera; lo cual se logra mediante una serie de empaques.

El empaque del vástago es utilizado para sellar la parte del cilindro del medio ambiente y para prevenir posibles arrastres de aceite. Además es lubricado o construido de un material especial, con objeto de facilitar el movimiento del vástago y de esta manera evitar el desgaste.

Los empaques de este tipo más utilizados son: el empaque fibroso o blando, el preformado permanentemente semiautomático y el mecánico flotante y autoajutable.

Un empaque estándar debe tener de tres a cuatro anillos en una armazón simple, y se aumentan o disminuyen de acuerdo a los requerimientos de presión y servicio.

En los compresores no lubricados, la elección del material de los anillos del empaque, debe ser cuidadoso, toda vez que su desgaste tiene que ser mínimo para un menor mantenimiento.

Los materiales más aceptados en su construcción son aquellos hechos a base de carbón, ya que otros materiales como el teflón, son malos conductores del calor y desarrollan altas temperaturas debido a la fricción entre las superficies en

contacto, y esto hace que el material se deteriore fácilmente.

Otro tipo de empaque es el utilizado para sellar la unión entre el cilindro y su tapa, evitando así, posibles fugas y pérdidas de presión. Los materiales más utilizados en su construcción son: el teflón, cartón, etc.

8.- Válvulas de admisión y descarga. La entrada y salida del gas en los compresores está regulada por medio de válvulas de admisión y descarga, que se colocan en cada cámara de compresión y su número depende de las dimensiones de la unidad.

Una buena válvula debe cerrar uniforme y firmemente sobre el asiento de la misma, además de abrir o cerrar sin ningún esfuerzo. El funcionamiento de éstas, puede ser debido a una diferencia de presiones que las obliga a operar o bien accionadas mecánicamente por medio de levas y varillas. Diseños más avanzados, presentan la ventaja de poder accionar la válvula, principalmente la de succión, por medio de descargadores controlados por un diafragma que actúa directamente sobre la misma y permite controlar la capacidad del equipo desde 0 hasta 50 y 100 por ciento de carga.

En el diseño de las válvulas de un compresor, se debe cumplir con las características siguientes:

- a).- No deben de oponerse a la salida(válvula de descarga) o entrada del flujo de gas (válvula de admisión), es decir, debe tener un buen flujo aerodinámico.
- b).- El espacio que ocupen dentro del cilindro debe ser mínimo.
- c).- Funcionamiento silencioso.

- d).- Cuando así lo requieran deben de contar con enfriamiento.
- e).- Facilidad en su mantenimiento(repuestos o partes intercambiables).
- f). Material de construcción adecuado.

Los materiales con los cuales se construyen las válvulas, deben ser resistentes a la corrosión, al alto impacto, al desgaste y la fatiga; por ejemplo: se emplea el acero al carbón o el acero aleado cuando se requiere de una buena resistencia a la fatiga y el acero al cromo o inoxidable cuando se tienen gases corrosivos o a altas temperaturas.

Los tipos de válvulas más comunes son:

- | | |
|-------------|------------------|
| Válvulas de | - trinquete. |
| | - canal. |
| | - hoja. |
| | - anillo anular. |

Los diseños pueden ser muy variados, pues depende del constructor, de la capacidad y velocidad de cada equipo.

El proceso de elaboración es bastante complicado, pues además de un análisis teórico, requiere de pruebas de laboratorio, para determinar sus dimensiones, así como los materiales y las características principales de sus partes.

9.- Mecanismo biela - cigüeñal - pistón. La potencia necesaria para mover el pistón, se transmite a través del mecanismo biela - cigüeñal, como el mostrado esquemáticamente en la figura IV.1.



FIG.IV.1 MECANISMO BIELA-MANIVELA-PISTON

El cigüeñal está conectado en uno de sus extremos al medio de accionamiento que lo hace girar; unido a éste se encuentra la biela, que transforma el movimiento giratorio a un movimiento rectilíneo y con esto, el pistón se desplaza en forma lineal y alternante dentro del cilindro. En unidades grandes se utiliza un vástago como una continuación de la biela, a la que está unido por medio de una cruceta y un perno, que se construyen de materiales tales como el hierro fundido maleable o los aceros; además de contar con zapatas construidas de algún material blando como el bronce o babbitt.

En el caso del cigüeñal, los materiales usados en su fabricación son: el hierro nodular, algunos materiales aleados (aceros), etc. El proceso de fabricación incluye además del balanceo de las fuerzas de inercia por medio de contrapesos, maquinados y rectificadas precisos; y en algunas ocasiones se lubrica en forma especial, lo mismo que para los cojinetes sobre los cuales está soportado. Tales cojinetes pueden ser baleros cónicos, en ocasiones dobles y en cada extremo de éste, o bien cojinetes de bolas autoalineables, usados para garan -

tizar la rigidez del cigüeñal, sobre todo en unidades accionadas por medio de bandas.

En cuanto a la biela, se construye mediante procesos de forja o de fundición, para después someterla al maquinado y a tratamientos del tipo mecánico - térmico, como por ejemplo; al temple, revenido, chorro de perdigones, etc.

La biela esta formada por tres partes principales, que son: el cuerpo, el ojo superior(pie) y el inferior(cabeza). La sección transversal del cuerpo puede ser de tres formas, esto es: circular, elíptica y doble "T" ; en tanto que la configuración del pie y la cabeza, depende de los esfuerzos a que están sometidos, así como de evitar la concentración de éstos en los cambios de sección.

En la unión del pie con el perno del pistón y de la cabeza con el muñon del cigüeñal, se colocan elementos que faciliten el movimiento; en el pie se utilizan casi siempre bujes y en la cabeza chumaceras del tipo auto - ajustable.

Los materiales utilizados en la construcción de la biela son los aceros y algunas fundiciones; en tanto que para la chumacera y el buje, se utilizan materiales de alta resistencia al desgaste como son el babbitt y el bronce.

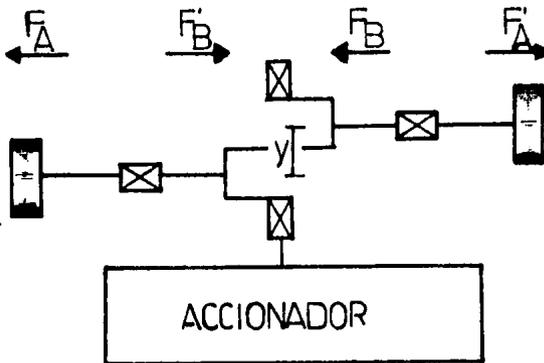
IV.2 BALANCEO MECANICO EN MAQUINAS DE CILINDROS

Al ponerse en movimiento cualquier mecanismo biela - manivela - corredera, se provocan, debido a las fuerzas de inercia, vibraciones u oscilaciones que son minimizadas por medio del balanceo de dichas fuerzas. Por lo general las masas reciprocantes unidas al cigüeñal, son balanceadas para evitar transferir al cuerpo de la máquina(monoblok), fuerzas de sacudimiento.

El efecto de las masas reciprocantes, da como resultado la

transmisión de fuerzas al monoblok, principalmente en la parte del cilindro y en los cojinetes, estas ocasionan una fuerza de sacudimiento (vibración) cuya magnitud es igual a las de inercia; además se produce un par que trata de hacer girar al cilindro y que está definido por el producto de la componente de la fuerza de sacudimiento, por una distancia determinada, lo que se puede observar en la figura IV.2, en la que se muestra la forma de balancear un mecanismo por medio de contrapesos. De esta forma se contrarrestan los efectos de la fuerza y el par; mismos que cambian en magnitud y sentido durante el ciclo de trabajo.

FIG.IV.2 BALANCO DE FUERZAS.



$$+F_A - F_A = 0$$

$$+F_B - F_B = 0$$

MOMENTO F_y

IV.3 LUBRICACION

La lubricación en los compresores y en general en las máquinas, es un problema realmente complicado, ya que requiere de la selección del lubricante adecuado, de la limpieza en su almacenamiento y de su distribución y aplicación en cantidades adecuadas. Los lubricantes más empleados son los aceites y las grasas, aunque también se utilizan algunos sólidos tales como grafito, saponita u otros no abrasivos de tipo gra-siento.

Las ventajas principales de la lubricación son:

- a) Operación más segura.
- b) Menor consumo de potencia.
- c) Bajo costo de mantenimiento.
- d) Funcionamiento silencioso.
- e) Menor desgaste de las superficies en contacto.

De acuerdo al empleo o a la ausencia del lubricante en los compresores, se clasifican en; lubricados, no lubricados y semilubricados. En seguida se describen en forma breve sus características.

Compresores lubricados. Los sistemas de lubricación más utilizados son de tres tipos, esto es:

1. Sistema de distribución por gravedad o inducción. El lubricante casi siempre aceite, es llevado por el cigüeñal de la máquina, desde el fondo del depósito hasta la parte más alta, desde donde fluye por gravedad, hacia todos los lugares que requieren lubricación.

2. Sistema de distribución por chapoteo. El lubricante es llevado a los puntos por lubricar, mediante contrapesos o salpicadores, que se encuentran montados sobre el cigüeñal y que al girar se sumergen en el aceite y lo salpican hacia el interior del bastidor.

3. Sistema de lubricación forzada. En donde se utilizan una o varias bombas rotatorias, casi siempre de engranes, para conducir el lubricante, mismas que pueden ser accionadas por el mismo compresor o con un motor eléctrico por medio de bandas o un acoplamiento mecánico.

En la distribución, el aceite es usado una y otra vez, y en su recorrido puede o no ser enfriado y filtrado. Cuando se cuenta con enfriamiento, éste se realiza mediante agua circulante, logrando mantener sus cualidades lubricantes.

Estos son los tres tipos principales de lubricación en los compresores, que varían de acuerdo al tipo de máquina y a su aplicación, por lo cual se podría escribir ampliamente al respecto, sin embargo, en este trabajo solo se trata de destacar sus características más importantes.

Un lugar muy importante en la lubricación es el cilindro, los puntos de éste que lo requiere son: (a) entre el pistón, anillos y el cilindro, (b) entre el empaque y el vástago del pistón; y (c) en las partes móviles de las válvulas. Aunque éstas requieren de poca lubricación, porque usualmente la obtienen del lubricante arrastrado por el gas. En unidades grandes y particularmente cuando el gas contiene condensado, se diseña una alimentación independiente.

Para la lubricación en compresores se recomienda por ejemplo; el aceite de motor S.A.E. No. 10 de buena calidad para condiciones normales y para temperaturas bajo cero, a la interperie y en invierno. El aceite S.A.E. No 20 se recomienda para temperaturas de más de 310 °K (100 °F).

Compresores no lubricados. A diferencia de los compresores lubricados o semilubricados, que emplean un lubricante líquido para proporcionar una película que soporte al pistón y evite el desgaste entre las partes en contacto, en los no lubricados sus partes deben trabajar completamente en seco, libres de lubricante que pudiera contaminar al gas. Para evitar su posible contaminación, por algún escurrimiento del aceite, se tienen una serie de dispositivos, como por ejemplo: empaques, anillos limpiadores de la caja del cigüeñal, piezas metálicas para alargar la longitud del vástago, todos estos y más se utilizan para evitar que el lubricante se mezcle con el gas.

Otro dispositivo empleado, consiste de una manguera o anillo botador, que está rígidamente sujeto al vástago, colocado entre el empaque de éste y los anillos limpiadores. Básicamente su función es rechazar cualquier escurrimiento a lo largo del vástago, que pudiera entrar al interior del cilindro.

En el conjunto de pistón y anillos no lubricados no hay película alguna que soporte al pistón, por lo tanto, éste se debe mantener alejado de las paredes del cilindro, ya que si llegaran a ponerse en contacto, se tendrían serios daños. Para evitar esto, se cuenta con un anillo guía o de desgaste, que es fabricado de materiales de bajo coeficiente de rozamiento, como el grafito o teflón, cuya función es la de reducir al desgaste de la pared interior del cilindro y facilitar el movimiento del pistón. La selección del anillo de desgaste, solo está determinado por el peso del pistón, siendo independiente del valor de la presión.

Es evidente que en el diseño de un cilindro no lubricado, se tomarán en cuenta varios factores que hacen este diseño especial, por ejemplo: la resistencia al desgaste del mate-

rial, camisas y partes reemplazables, la resistencia a la corrosión, la cantidad máxima de material disponible para el desgaste, el material de los anillos. etc.

IV.4 ENFRIAMIENTO

Los sistemas de enfriamiento basicamente son dos, esto es; por medio de camisas de agua circulante o mediante aletas. En ambos casos, su diseño depende del estudio de la transferencia de calor del gas hacia el medio ambiente, es decir, del análisis de la convección de calor hacia las paredes del cilindro, después, de la conducción a través de éstas y por último de la convección de la superficie exterior del cilindro hacia el medio ambiente.

En el caso del enfriamiento a base de agua, es importante determinar el gasto del líquido, que es una función de la cantidad de calor que se requiera retirar. De esta manera es posible dimensionar las camisas, así como definir los dispositivos necesarios para bombear, conducir y enfriar al agua circulante.

El enfriamiento por medio de aletas se utiliza casi siempre en unidades pequeñas. En donde una vez calculado el calor que se transmite a través de la pared del cilindro, se procede al cálculo del área y número de aletas. Es importante considerar que su tamaño y número pueden en lugar de ayudar, ser un obstáculo para un buen enfriamiento, de ahí, que se tenga que optimizar su diseño. En algunas ocasiones este sistema cuenta con algún tipo de ventilación, generalmente utilizando un ventilador o bien el mismo volante, cuando la transmisión de potencia es por medio de bandas.

IV.5 MEDIOS DE ACCIONAMIENTO

Los medio de accionamiento de los compresores son:

- a) Motor eléctrico; de velocidad constante o variable, acoplado directamente o por medio de poleas, engranes, acoplamiento mecánico, etc.
- b) Turbinas de gas o máquinas diesel.
- c) Turbinas de vapor; unida al compresor por medio de engranes. (aunque no es muy común este arreglo).

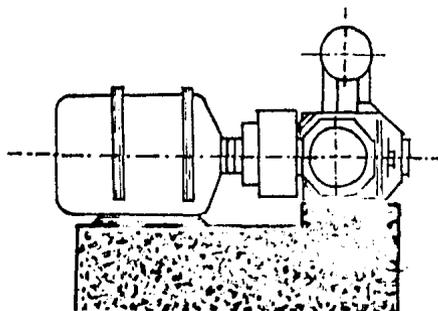
Los tipos de transmisión más comunes se ilustran gráficamente en la figura IV.3.

IV.6 ACCESORIOS Y EQUIPO AUXILIAR

Todo sistema de compresión debe contar con una serie de equipos y dispositivos que lo hagan más versátil y funcional, a continuación se describen los más importantes:

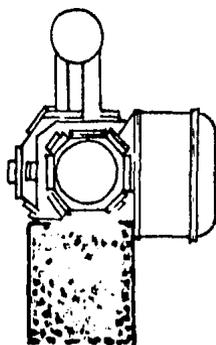
1.- Interenfriadores. Son dispositivos que se utilizan a la salida de los cilindros en los compresores de múltiples etapas, con objeto de enfriar al gas antes de entrar al siguiente cilindro. Teóricamente el enfriamiento lleva al gas a su temperatura inicial de entrada en la primera etapa, de lo cual se tienen algunas ventajas como son; el ahorro de trabajo para efectuar la compresión, reducción de las dimensiones de las etapas siguientes, debido a que el volumen del gas disminuye al aumentar la presión y bajar la temperatura. En la realidad la temperatura no llega a ser la misma que la inicial, ya que el enfriamiento no es cien por ciento eficiente.

El fluido refrigerante es agua circulante y dependiendo de el gasto y temperatura de entrada, será la calidad del enfriamiento.

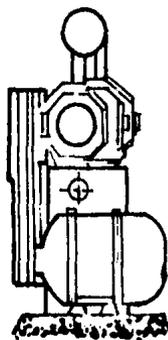


ACOPLAMIENTO DIRECTO AL MOTOR.

FIG. IV.3 TIPOS DE TRANSMISION



MOTOR ACOPLADO DIRECTAMENTE
AL CIGUENAL.



ACCIONAMIENTO POR BANDAS "V".

2.- Post- enfriador. Es un dispositivo que se coloca entre el compresor y el recipiente con objeto de enfriar al gas en la salida. Además cuando el gas contiene una cierta cantidad de humedad y la temperatura disminuye, entonces esta humedad se condensa y se acumula para después ser removida por lo general, por medio de una cámara ciclónica, lo que permite purgar periódicamente, evitando graves problemas, como la corrosión, desgaste, bloqueo, etc.

El medio de enfriamiento en este dispositivo puede ser por aire, para las unidades pequeñas o por medio de agua circulante en unidades de mayor tamaño. Otra importante función de este dispositivo, es la de actuar como trampa de fuego, el que se produce por la acumulación de carbón en las tuberías de descarga.

Aunque se fabrican en una gran variedad de formas y tamaños, los más utilizados son los de coraza y tubos, así como los de tipo tanque de forma de caja y con serpentín.

3.- Amortiguador de pulsaciones. Son simples depósitos que se colocan inmediatamente después de la descarga del compresor, con el objeto de evitar vibraciones, las que pueden ocasionar oscilaciones en la tubería de descarga y daños a las válvulas de admisión y descarga, además de producir desperfectos en toda la instalación.

La construcción de estos dispositivos, está normalizado en ASME (sección VII), para recipientes a presión no sujetos a fuego directo.

4.- Recipiente. El tanque receptor es una parte esencial de la mayoría de las instalaciones de compresión. Sus funciones principales son las siguientes; amortigua las pulsaciones: procedentes de la tubería de descarga, dando lugar a una presión relativamente uniforme hacia la tubería de servicio; sirve además para almacenar al gas y atender las demandas súbitas o fuertes. Otra función importante es la de actuar como separador de humedad y aceite, este último proveniente del compresor o bien de posibles arrastres desde el postenfriador.

Para eliminar el condensado y aceite del interior del tanque, se cuenta con purgas del tipo manual o automático, pues de no ser así, la capacidad del recipiente se reduce, ocasionando el arranque y paro continuo del compresor.

Los recipientes de gas comprimido, vienen provistos desde su fabricación con los elementos y dispositivos necesarios para un buen funcionamiento, como son; manómetros, termómetros, válvulas de seguridad y alivio, tuberías de purga, conexiones de entrada y salida del gas, etc. Los hay de tipo horizontal y vertical, y aunque el equipo es el mismo, la ventaja de los recipientes verticales es la de contar con una base, a diferencia del horizontal, que se coloca sobre una cimentación construida especialmente.

Los recipientes de este tipo y su construcción, están normalizados en las normas ASME (Boiler and Pressure Code), en su sección VII.

En las figuras IV. 4 y IV. 5 se muestran los dos tipos de recipientes.

5.- Filtro. Es un dispositivo utilizado para evitar el paso de partículas sólidas hacia el compresor, además, de reducir el nivel de ruido entre 15 y 20 decibeles.

FIG.4 RECIPIENTE HORIZONTAL

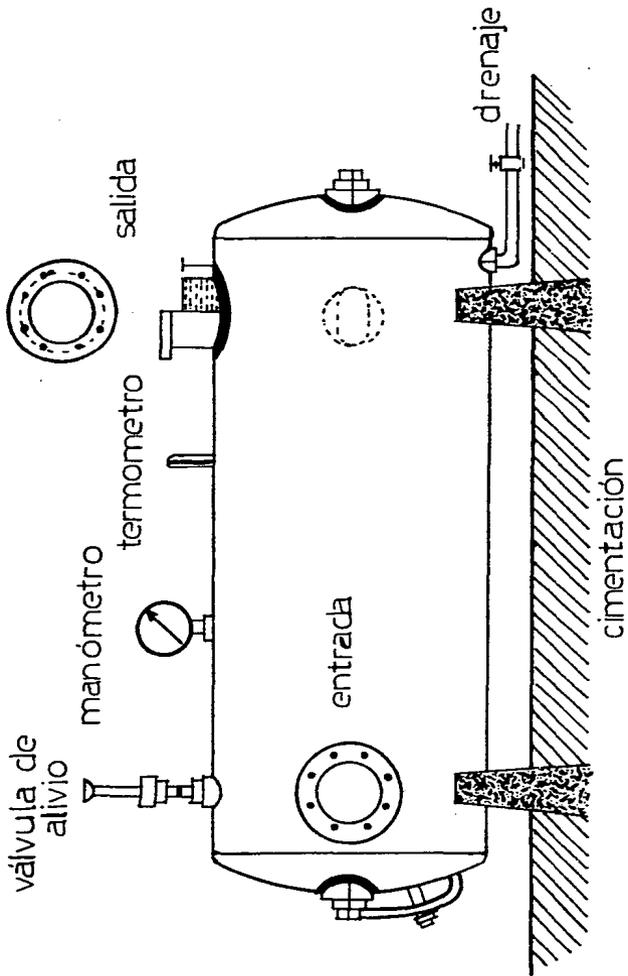
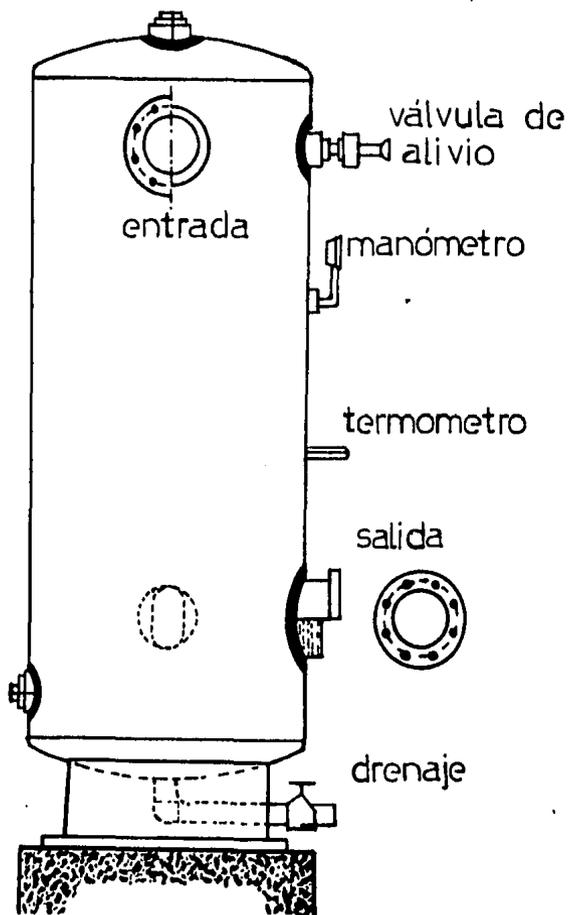


FIG.V. 5 RECIPIENTE VERTICAL



Los filtros pueden ser del tipo seco o con baño de aceite y su inconveniente principal es la caída de presión que producen, entre 0.00049 a 0.00245 bares. (5 a 25 mm columna de agua).

6.- Válvulas reguladoras de agua. Son dispositivos que se utilizan para ahorrar agua de enfriamiento en los períodos de consumo bajo o nulo de gas. Las que pueden ser de diafragma o de solenoide y accionadas eléctrica o neumáticamente.

La válvula puede instalarse y funcionar de acuerdo al paro - arranque del compresor, o bien pueden ajustarse para limitar el flujo de agua cuando la carga es baja, dejando pasar solo la necesaria para disipar el calor generado.

Otro tipo semejante a éstas, son las llamadas válvulas estranguladoras, que funcionan por el cambio de temperatura de la tubería de descarga. Un elemento sensible se instala sobre ésta y al subir o bajar la temperatura del agua en la descarga, la válvula abre o cierra su abertura para aumentar o disminuir el gasto.

7.- Válvulas de seguridad y alivio. Son dispositivos de protección contra sobre-presiones, que se instalan en el tanque colector y en el interenfriador.

Estas válvulas se ajustan para abrir, cuando la presión sobrepasa un valor predeterminado, dejando escapar un cierto volumen de gas, eliminando la posibilidad de accidentes o desperfectos en las instalaciones.

8.- Equipo auxiliar de protección y control. El siguiente equipo puede ser utilizado opcionalmente en las instalaciones de compresión:

a) Interruptores de:

- disparo por sobre- velocidad.

- seguridad para el paro por baja presión de aceite.
- seguridad para el paro por baja presión del agua de enfriamiento.
- disparo por la alta temperatura del gas.
- disparo por la alta temperatura del agua de enfriamiento.

- b) Equipo de protección de motores eléctricos contra la sobrecarga. (fusibles en unidades pequeñas y relevadores de tipo térmico, en las más grandes).
- c) Alarmas visuales y audibles.
- d) Termómetros y manómetros.
- e) Paneles de control.
- f) Controles de capacidad.
- g) Guarda poleas (accionamiento por bandas).

CAPITULO V

METODOS DE CONTROL DE LOS COMPRESORES

V.1 SISTEMA DE REGULACION EN LOS COMPRESORES

En las instalaciones que requieren de gas comprimido y que emplean compresores reciprocantes, por lo general manejan cantidades variables a una presión relativamente constante. Es por esto, que se han desarrollado sistemas de control para ajustar las cantidades de gas producido a las necesidades inmediatas.

El sistema de regulación contempla tres aspectos importantes, como son: los métodos de descarga, así como los tipos y los pasos de control. Estos pueden tener diversas variantes, pues dependen del accionamiento, de las características constructivas de la máquina, del uso y demanda del gas comprimido, etc.

La regulación en la mayoría de procesos se basa en mantener constante ya sea la presión de descarga o la de admisión, o ambas, pero todo depende del proceso o uso para el cual se haya elegido el compresor. Con frecuencia en algunas plantas de proceso se debe mantener la presión de descarga constante, además de utilizarse como un indicador; en otras ocasiones la presión de admisión debe permanecer constante, especialmente cuando su valor está por arriba de la presión atmosférica.

V.2 METODOS DE DESCARGA

Los métodos de descarga son:

1). Control de la válvula de admisión. (Control de arrastre). Es la forma más común de regular la descarga de un compresor, que consiste en mantener abierta la válvula de admisión por medio de algún dispositivo (descargador), de tal manera, que el gas admitido es desalojado a través de la misma válvula en la descarga. En toda esta operación se requiere de una cierta potencia adicional para forzar al gas a salir por las restricciones de dicha válvula.

Este tipo de control presenta algunos problemas, por ejemplo, el compresor cambia de operación a plena carga a operación en vacío en aproximadamente una revolución, de tal forma que se ocasionan anomalías en el sistema de accionamiento.

Por otra parte, cuando el filtro en la admisión es del tipo " baño de aceite ", el gas que se admite y descarga puede de alguna forma arrastrar al lubricante; para evitar esto se emplean filtros con válvula de alivio.

2). Control de cierre total. Consiste en cerrar completamente la válvula de admisión del compresor. En el caso del aire, cuando éste se encuentra dentro del cilindro y sale hacia la tubería de descarga con una presión igual a la de trabajo, entonces se cierra la válvula de admisión. Al llegar el aire al interenfriador, su presión disminuye, ya sea que se aproxime a la atmosférica o bien a un valor predeterminado, es entonces que acciona un dispositivo que deja escapar al aire, con lo cual se crea un vacío y con esto se elimina el consumo de energía en su manejo.

Este tipo de regulación se emplea en unidades de varias

etapas, siendo la transición de las condiciones de carga a descarga y viceversa muy suaves, es decir, de forma gradual y uniforme, lo que implica tener poca variación en las condiciones del sistema de accionamiento.

3). Control de desvío. Cuando en las instalaciones no se requiere de todo el gas comprimido, entonces, este se recircula desde la tubería de descarga hacia la de admisión, logrando así, controlar la cantidad de gas.

Este es un tipo de control que no ocasiona variaciones drásticas en la operación del compresor, ya que no se controla directamente su operación, sino que más bien se deja trabajar a plena carga y por lo tanto, la demanda de energía es grande. Por otra parte, es necesario enfriar el gas recirculado para impedir que la elevación de la temperatura sea continua y cause daños.

4). Control por bolsas de claro. En este tipo de control, se conectan al cilindro bolsas o cámaras auxiliares que representan volumen del espacio muerto adicional, con objeto de controlar la capacidad del compresor. Tales bolsas pueden manejarse manual o automáticamente, lo que permite variar la capacidad de plena carga, $3/4$, $1/2$, $1/4$ de carga y vacío. Casi siempre se utilizan en compresores recíprocos de doble efecto, en donde al colocarlas en los extremos del cilindro se varía la capacidad de toda la unidad.

Las condiciones de trabajo para el compresor al utilizar este tipo de control, son bastante buenas, su único inconveniente es el consumo de potencia relativamente elevado durante la descarga del gas.

5). Control por medio de la apertura parcial de la admisión. En este tipo de control se utiliza una válvula de apertura variable en la admisión, misma que reduce la presión de succión y la cantidad de gas admitido, por lo tanto, la eficiencia volumetrica baja al aumentar la relación de compresión. Con el uso de este tipo de válvula se puede variar la capacidad del compresor, al tener varias posiciones intermedias entre plena carga y vacío.

V.3 METODOS BASICOS DE CONTROL

Los métodos básicos de control son:

- 1.- Control de velocidad constante.
- 2.- Control de arranque - paro automático.
- 3.- Control dual.
- 4.- Control de velocidad variable.

Descripción.

Control de velocidad constante. Este tipo de control se emplea en cualquier compresor, siempre y cuando el medio de accionamiento gire a su velocidad normal de trabajo en forma constante.

La regulación de la cantidad de gas comprimido se logra al utilizar alguno de los métodos de descarga antes descritos.

En su forma más sencilla, por ejemplo, para el caso del aire, se compone de un dispositivo completamente neumático,

en donde a medida que aumenta la presión en el recipiente de almacenamiento y llega aun valor predeterminado, se suministra entonces aire a presión al sistema de descarga, para accionar neumáticamente el descargador. Al bajar la presión, el mismo dispositivo alivia la presión en el sistema de descarga, para dejar al compresor que opere normalmente.

El control más usual de este tipo utiliza un sistema electroneumático, que manda una señal de presión a un interruptor, el cual, a su vez, controla una válvula solenoide de tres vías, con la cual se controlan las válvulas de admisión.

Control de arranque - paro. Este tipo de control utiliza el principio electroneumático para regular la carga y descarga del compresor. En donde un interruptor de presión que actúa en función con la presión en el recipiente de almacenamiento, controla el arranque-paro del motor, además de accionar una válvula de solenoide con la cual se regula el funcionamiento de los descargadores. Si el valor de la presión baja de un cierto límite, la operación a plena carga volverá automáticamente; en caso contrario el compresor permanecerá parado.

El control de arranque - paro se usa generalmente en equipos pequeños y en los de tipo portátil, aunque también se usa en máquinas grandes, cuando la demanda de gas es menor del 50 por ciento de la capacidad. El uso de este tipo de control implica el tener que emplear recipientes más grandes, con objeto de evitar el arranque demasiado frecuente.

Control dual. El control dual es una combinación de los dos controles anteriores (velocidad constante y arranque - paro), que sirve para seleccionar la forma de operación ya sea, a velocidad constante o de arranque - paro, lo que ocurre automáticamente, todo depende de la demanda de gas. Este control incluye un dispositivo que detecta la rapidez de la caída de presión en el sistema, en comparación con el tiempo en que ocurre la misma; cuando ésta es muy rápida, el compresor continua trabajando bajo el control de velocidad constante, lo que indica que se requiere de una cantidad más o menos constante de gas; en cambio cuando la caída de presión es menos rápida trabaja bajo el control de arranque - paro.

Este tipo de control se utiliza cuando la variación en la demanda de gas es bastante grande.

Control de velocidad variable. Este tipo de control se emplea cuando se dispone de un medio de accionamiento que proporcione la potencia directamente a la demanda de gas, es decir, que se pueda variar su velocidad de acuerdo a los requerimientos en el proceso o instalaciones. Se emplea principalmente en compresores centrífugos o rotatorios y cuyo medio motor sean máquinas de vapor o de gas, ya que éstas se adaptan de buena forma al control de su velocidad.

V.4 PASOS DE CONTROL

En los compresores grandes, la demanda de gas generalmente es menor a su capacidad a plena carga, por lo cual se utiliza el control en varios pasos que permite que se trabaje a plena carga, a la mitad, o a una fracción específica de su capacidad.

El tener varios pasos de control favorece una mayor uniformidad entre la demanda de gas y el consumo de energía, generalmente eléctrica. Para determinar el número de pasos en cualquier instalación, se deben calcular las necesidades de energía para los distintos niveles de carga, así como para las condiciones de operación en vacío; de esta manera, se comparan las cifras calculadas contra las demandas estimadas y se analizan los diversos tipos de control, para después seleccionar el más conveniente y económico.

El análisis anterior deberá ser bastante cuidadoso y considerar todas las ventajas y desventajas, por ejemplo, la menor eficiencia de los motores al operar a la mitad o a tres cuartas partes de su capacidad, pues ocasiona un aumento en la potencia requerida para comprimir una cierta cantidad de gas; esta condición se verifica al comparar una máquina al trabajar a plena carga y después en vacío.

El control de dos pasos es el más utilizado en los compresores, o sea de arranque - paro, trabajando ya a plena carga ya en vacío. Una variación del control anterior hace posible tener controles de tres pasos o sea: plena carga, a media carga y en vacío, en el caso de cinco pasos se tiene: plena carga, tres cuartos, un medio y un cuarto de carga, además de vacío.

Como un ejemplo de los sistemas de regulación, se muestra en las figuras V.1 y V.2, los diagramas de instalación para dos y tres pasos de control en compresores recíprocos de pistón, accionados a velocidad constante.

El funcionamiento de estos dos sistemas se describe a continuación:

A). Control de capacidad de dos pasos (0 - 100 % de carga).

Cuando la presión en el tanque de almacenamiento alcanza su valor máximo, el interruptor recibe una señal de presión, con lo cual corta automáticamente la corriente eléctrica y con esto se desenergiza la válvula solenoide, dando paso al gas comprimido que se conducirá hasta los descargadores de las válvulas de admisión, con objeto de mantenerlas abiertas y que se trabaje en vacío.

A medida que la presión en el tanque baja hasta un cierto valor precalibrado, el interruptor cierra el circuito eléctrico y de esta manera, energiza a la válvula solenoide, la cual libera a los descargadores y estos a las válvulas de admisión, de tal manera que la unidad vuelve a trabajar al 100% de su capacidad. En este tipo de control se suele contar con relevadores retardadores de tiempo, que se utilizan para mantener el compresor sin carga durante el arranque del motor, hasta que alcance su velocidad normal de trabajo, además, para impedir el paro del compresor cuando la presión del aceite es baja en el arranque.

B). Control de capacidad de tres pasos (0-50 y 100% de carga)

Este tipo de control es muy similar al anterior; la única diferencia consiste en tener un interruptor y una válvula solenoide adicional, lo que permite variar la capacidad del compresor de 0 - 50 o 100 % de carga.

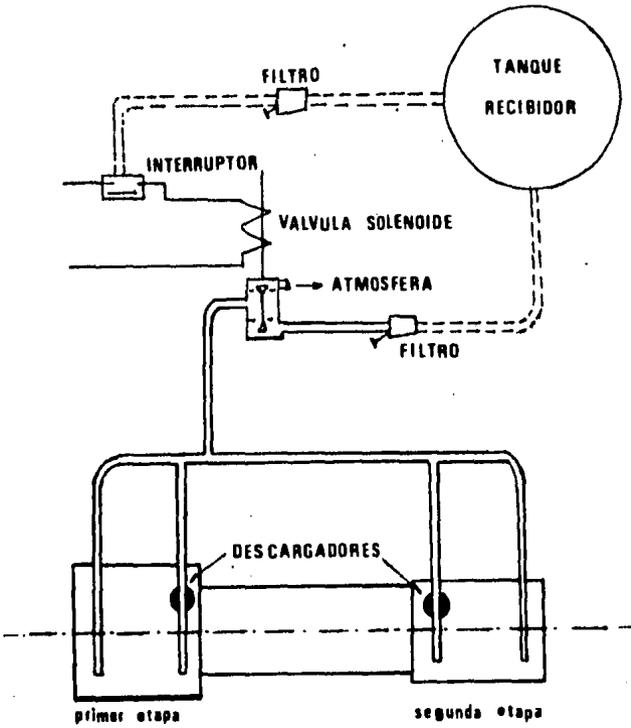


FIG. V.1 CONTROL DE CAPACIDAD (DOS PASOS Y VELOCIDAD CONSTANTE)

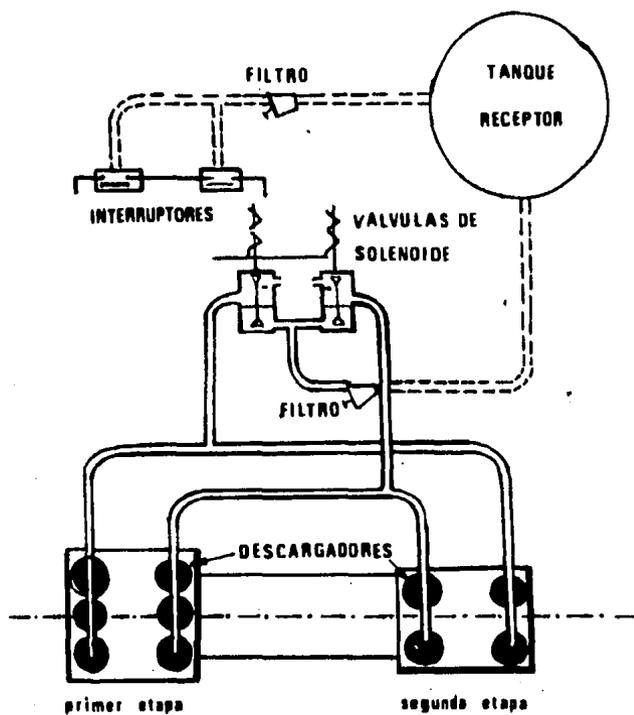


FIG.V.2 CONTROL DE CAPACIDAD (TRES PASOS Y VELOCIDAD CONSTANTE)

SEGUNDA PARTE

CAPITULO VI

ESTUDIO PRELIMINAR PARA EL DISEÑO DE UN COMPRESOR RECIPROCANTE

INTRODUCCION*

El diseño de cualquier equipo o dispositivo involucra una serie de pasos, que hacen posible la ejecución de algún proyecto o idea por más absurda que ésta parezca.

Es por esto, que es interesante conocer el proceso del diseño, que en este caso se aplicará al análisis de un compresor recíprocante.

Así es como se involucran varias disciplinas que intervienen en el diseño, sea la termodinámica, la transferencia de calor, el análisis de esfuerzos, etc.

Para iniciar el presente estudio es necesario establecer las características generales que debe cumplir el compresor, las que a continuación se enuncian:

- Compresor de aire tipo recíprocante.
- Capacidad $0.052 \text{ m}^3/\text{min}$.
- Presión de descarga 5.065 bares (absoluta).

PREMISAS IMPORTANTES

- a).- La capacidad y la presión de descarga son valores arbitrarios.
- b).- La carencia de experimentación se reemplazará con todas

*Nomenclatura al final del capítulo

aquellas consideraciones prácticas recomendadas.

c).- El diseño se hará considerando que el compresor aspira aire a nivel del mar, o sea a 1.013 bar, $T = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$, $h_p = 36\%$ y $\rho = 1.2\text{ Kg/m}^3$ (condiciones de aire libre); posteriormente será importante analizar su funcionamiento en la ciudad de Mé_uxico.

d).- El compresor proyectado será de una etapa y considerando sus características se puede inferir que para su accionamiento se requerirá de un motor de no más de 1 HP de potencia; además, la transmisión de ésta es posible realizarla con un juego de poleas y una banda trapezoidal.

En el diseño es de gran importancia el planteamiento de hipótesis, ya que existen muchas formas de resolver un cierto problema. En seguida se analiza una de éstas y se harán consideraciones de diseño que son válidas mientras la experimentación no demuestre lo contrario.

Desarrollo. Un parámetro importante en los compresores recíprocos es la eficiencia volumétrica, pues mientras más grande sea, mayor es la posibilidad de que su capacidad sea igual al desplazamiento.

En la primera parte se dijo que:

$$E_{V_{\text{real}}} < E_{V_{\text{teórica}}}$$

$$\text{o sea: } \frac{\text{Capacidad}}{\text{Desplazamiento}} < 1 + C(1 - r_c^{1/k})$$

Considerando:

$$E_{V_{\text{real}}} = E_{V_{\text{teórica}}}$$

Donde la eficiencia volumétrica teórica, se calcula como:

$$E_v = 1 + C (1 - r_c^{1/k}) \dots\dots\dots 6.1$$

Si se considera que la expansión del gas en el espacio muerto sigue un proceso isentrópico, entonces $-k-$ es igual a 1.4 (constante adiabática del aire). Por otra parte, el valor de la relación de compresión $-r_c-$ es igual a 5 y el porcentaje de espacio muerto $-C-$ se varia entre 4 a 8 % ; de tal manera que al sustituir, $-E_v-$ toma valores desde 91.37 al 83%.

Al conocer la capacidad y la eficiencia volumetrica, es posible encontrar el desplazamiento, que está definido como:

$$V_D = \frac{V_1'}{E_{v\text{teórica}}} = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \times L \times N_c \quad [m^3/\text{min}] \dots\dots\dots 6.2$$

- Donde: $V_1' = 0.052 \text{ m}^3/\text{min}$ (capacidad).
 d = diámetro del cilindro.
 L = carrera del pistón.
 N_c = revoluciones por minuto a las cuales opera el compresor.
 E_v = eficiencia volumetrica.

De la expresión anterior, se desconocen los valores de la carrera, del diámetro del cilindro y de la velocidad de giro; lo anterior da oportunidad de proponer el valor de dos de éstos y conocer el tercero. ¿ Pero que valores se propondran ?

Es claro que el rango es muy amplio, pero esto facilita la elección, aunque más adelante se establecen varios criterios para eliminar la posibilidad de tener demasiados valores y así poder elegir los mejores.

Para conocer el valor de la carrera se toman los siguientes diámetros estándar en cilindros, esto es:

$$d = 0.04445 \text{ m} \qquad d = 0.060325 \text{ m}$$

En cuanto al valor de $-N_c$ se determina a partir de las consideraciones siguientes:

- Accionamiento: motor eléctrico C.A.
- Velocidad nominal en motores eléctricos de hasta 1 H.P.
1625, 1725, 1800, 3250, 3600 RPM.
- Diámetros en poleas comerciales.

Para el motor: D_{pm} (1.5", 2", 2.5", 3.5", 4").

Para el compresor: D_{pc} (5", 5.5", 6", 6.5", 7", 8").

Combinando los datos anteriores y aplicando la relación:

$$\frac{D_{pm}}{D_{pc}} = \frac{N_{motor}}{N_{compresor}} \dots\dots\dots .5.3$$

Despejando $N_{compresor}$:

$$N_c = \frac{D_{pm}}{D_{pc}} \cdot N_{motor}$$

Con lo cual se logra obtener una gran cantidad de valores de N_c .

Con todo lo descrito hasta ahora y al utilizar una computadora, se obtienen una gran cantidad de combinaciones, es decir, se definen los valores de L , D_{pm} , D_{pc} , N_{motor} , N_c y del diámetro del cilindro. Dichos valores, cumplen con los requisitos para ser la base del dimensionamiento del cilindro en cuanto a L y d se refiere; además, se encuentran las revoluciones por minuto a las cuales funcionará la unidad.

Como es fácil de comprender, los cálculos son hechos para cada valor de E_v y por lo tanto de C .

Para elegir los valores que más interesan, se plantea que:

$$\text{Si } C = \frac{L_c}{L} \text{ ----- 6.4}$$

o bien $L_c = CL$. Donde L_c (longitud del espacio muerto).

Y sí:

$$0.0015 \leq L_c \leq 0.0035 \text{ m}$$

entonces el conjunto de valores es aceptado.

El valor de L_c , es tan solo el necesario para evitar el golpeteo de la cabeza del pistón con la tapa del cilindro y el mínimo para alojar al empaque.

El programa de computadora y sus resultados se muestran en páginas siguientes.

Las consideraciones para la elección son las siguientes:

- 1.- Eficiencia volumetrica alta (80 - 95%) .
- 2.- Porciento de espacio muerto bajo (4 - 8 %).
- 3.- Carrera corta (0.0381 - 0.0508 m).
- 4.- Longitud del espacio muerto (0.0015 - 0.0035 m).
- 5.- Velocidad de giro del compresor (400 - 800 RPM).

El conjunto de valores elegidos es el siguiente:

$$E_v = 91.37 \%$$

$$C = 4.0 \%$$

$$L = 0.04613 \text{ m}$$

$$L_c = 0.00184 \text{ m}$$

$$d = 0.060325 \text{ m}$$

$$N_{\text{motor}} = 1725 \text{ RPM.}$$

$$N_c = 431.25 \text{ RPM.}$$

DIMENSION A(SD), P(SC), C(CS), D(SC), R(SO) START OF SEGMENT 002
WFA(D(S,7)VP,P2,F1,P1,P2,DP,NRPPM,DP,DPC) C 002:0000:0
C 002:000C:0

002:001R:1 IS THE LOCATION FOR EXCEPTIONAL ACTION ON THE I/O STATEMENT AT C 002:0000:0
WRITE(6,7C2) FIB IS 0006 LONG
C 002:001R:2

102 FORMAT(1HC,2X,"VI",4X,"PZ",4X,"T1",4X,"P1",4X,"P2",4X,"PN") C 002:001F:2
 * 4I,"RP",3X,"RPPM",3X,"DP",3I,"DPPM",3X,"DP" C 002:001F:2
 S 16 C 002:001F:2

103 WRITE(4,103)VP,CZ,T1,P1,P2,S1,RP,NRPPM,DP,DPPM,DPC C 002:001F:2
 FORMAT(7(F12-C,2X),4(14,2X)) C 002:0020:0
 DO 10 L=1,NRPPM C 002:0035:2
 READ(S,7)E(L) C 002:0036:0

10 002:0040:1 IS THE LOCATION FOR EXCEPTIONAL ACTION ON THE I/O STATEMENT AT C 002:003A:2
 PRINT /, A(L) C 002:0040:0
 DO 20 I=1,DP C 002:0040:4

20 READ(S,7)E(I) C 002:0040:4
 002:005P:1 IS THE LOCATION FOR EXCEPTIONAL ACTION ON THE I/O STATEMENT AT C 002:0040:0
 PRINT /, B(I) C 002:005P:2
 DO 30 J=1,DPM C 002:0065:0
 READ(S,7)E(J) C 002:0065:4

30 002:0070:1 IS THE LOCATION FOR EXCEPTIONAL ACTION ON THE I/O STATEMENT AT C 002:0065:2
 PRINT /, C(J) C 002:0070:0
 DO 40 K=1,DPC C 002:0070:0
 READ(S,7)D(K) C 002:0070:4

40 002:008R:1 IS THE LOCATION FOR EXCEPTIONAL ACTION ON THE I/O STATEMENT AT C 002:0070:4
 PRINT /, D(K) C 002:008R:2
 CZ=0-03 C 002:0095:0
 PN=1 C 002:0097:3
 DO 50 I=1,R C 002:0097:3
 Y(I)=CZ+0-01 C 002:0097:1
 C 002:0097:1

WARNING: STATEMENT FUNCTION DEFINITION OCCURS AFTER THE FIRST EXECUTABLE STATEMENT IN THE C 002:0097:1
SURPROGRAM (195)

CZ=Y(I) C 002:0090:2
EV=1+CZ*(1-PP*(1/PN)) C 002:0090:0
WRITE(6,12)CZ,EV C 002:0090:0
12 FORMAT(30X,"CZ ES :",F9.0,10X," LA EFICIENCIA ES: ",F8.4) C 002:00A2:4
 NMA(L) C 002:00A2:2
 DO 50 L=1,NRPPM C 002:00A2:2
 DO 50 I=1,DP C 002:00A2:0
 DPI=P(I) C 002:00A2:3
 DO 50 J=1,DPM C 002:00A2:3
 DPPM=C(J) C 002:00A2:1
 DO 50 K=1,DPC C 002:00A2:1
 DPPC=C(K),DPC C 002:00A2:1
 XNC=NMA(DPPM/DPPC) C 002:00A2:5
 VDE=VP/EV C 002:00B4:4
 VD=VDF*AN/KNC C 002:00B4:0
 YL=VD*4/(3.1416*DPI**2) C 002:00B4:5
 YL=C+YL C 002:00B4:5
 YLT=YLC+YL C 002:00B4:5

OZ=CZ C 002:00B4:5
IF(YLC-LY-0.0015-OR-YLC-GT-0.0035)GO TO 5C C 002:00C0:4
50 PRINT /, YL,YLC,XNC,NP,DPI,DPPM,DPCO,CZ,YLT,PN C 002:00C0:5
 CONTINUE C 002:00C0:5
 END C 002:00C0:5

SEGMENT 002 IS 0112 LONG

VP P7 11 P1 P2 PN RP RPPF DP DPM NPC
 0.000866 0.000000 293.000000 ***** 0.000000 5.000000 6 2 4
 <EXP>=3600.0,
 <EXP>=3250.0,
 <EXP>=3450.0,
 <EXP>=1725.0,
 <EXP>=1625.0,
 <EXP>=1800.0,
 <EXP>=0.04445,
 <EXP>=0.060325,
 <EXP>=1.5,
 <EXP>=2.0,
 <EXP>=2.0,
 <EXP>=3.0,
 <EXP>=3.0,
 <EXP>=3.0,
 <EXP>=4.0,
 <EXP>=4.0,
 <EXP>=5.0,
 <EXP>=5.0,
 <EXP>=6.0,



CZ ES : 0.040000 LA EFICIENCIA ES: 0.9137
 YL=0.0407171762399, YLC=0.0016246870498, XNC=900.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.04, YLT=0.0423458632895, PN=1.4,
 YL=0.0375850857602, YLC=0.001503040343041, XNC=975.0, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.04, YLT=0.03900888891906,
 YL=0.0413435943362, YLC=0.00165374377345, XNC=886.36363636, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.04, YLT=0.0429973381097,
 PN=1.4
 YL=0.0451021029121, YLC=0.001804088411648, XNC=817.5, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.04, YLT=0.0469061870285,
 PN=1.4
 YL=0.0389448642295, YLC=0.00155787456919, XNC=940.90909091, NM=3450, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.04, YLT=0.0405047387987,
 YL=0.0424874882508, YLC=0.00169949953003, XNC=862.5, NM=3450, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.04, YLT=0.0441869877809,
 PN=1.4
 YL=0.0495687362523, YLC=0.00198274945168, XNC=739.28571428, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.04, YLT=0.0515514857439,
 PN=1.4
 YL=0.056649984334, YLC=0.00226599931338, XNC=646.875, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.04, YLT=0.059915983708,
 PN=1.4
 YL=0.063731232376, YLC=0.00254924929504, XNC=575.0, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.04, YLT=0.066280481671, PN=1.4,
 YL=0.070812480417, YLC=0.00293249921668, XNC=517.5, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=3.0, CZ=0.04, YLT=0.073644979634, PN=1.4,
 YL=0.07789372458, YLC=0.00311574913835, XNC=470.45454545, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.04, YLT=0.081069477596,
 PN=1.4
 YL=0.0849749745, YLC=0.00339899906004, XNC=431.25, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.04, YLT=0.08837397556, PN=1.4,
 YL=0.0424874882508, YLC=0.00169949953003, XNC=862.5, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.04, YLT=0.0441869877809,
 PN=1.4
 YL=0.0477984747814, YLC=0.00191193697125, XNC=766.66666667, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.04, YLT=0.0497103612527,
 PN=1.4
 YL=0.0631063603133, YLC=0.002124374411257, XNC=690.0, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.04, YLT=0.055235234725, PN=1.4,
 YL=0.058470296344, YLC=0.00233681185378, XNC=627.27272727, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.04, YLT=0.060757108198,
 PN=1.4
 YL=0.063731232376, YLC=0.00254924929504, XNC=575.0, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.04, YLT=0.066280481671, PN=1.4,
 YL=0.0582387394257, YLC=0.00293249921668, XNC=517.5, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=4.5, CZ=0.04, YLT=0.0397682890027,
 PN=1.4
 YL=0.0424874882508, YLC=0.00169949953003, XNC=862.5, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.0, CZ=0.04, YLT=0.0441869877809,
 PN=1.4
 YL=0.0467362370757, YLC=0.00169949953003, XNC=784.09090909, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.5, CZ=0.04, YLT=0.0486051885589,
 PN=1.4
 YL=0.0509249859006, YLC=0.00203939943603, XNC=718.75, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=4.0, CZ=0.04, YLT=0.0530243855361,
 PN=1.4
 YL=0.0639448642297, YLC=0.00155787456919, XNC=940.9090909, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.5, CZ=0.04, YLT=0.0405047387987,
 PN=1.4
 YL=0.0424874882508, YLC=0.00169949953003, XNC=862.5, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.04, YLT=0.0441869877809,
 PN=1.4
 YL=0.0584466652681, YLC=0.00153786661072, XNC=517.5, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.04, YLT=0.0399445318789,

YL=C.0122913317948, YLC=C.00169165327179, XMC=47C.454545456, NM=1725, DPI=C.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.04,
YL=C.0439129881776, PA=1.4
YL=C.0461359983719, YLC=C.00184543993288, XMC=431.25, NM=1725, DPI=C.060325, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.04, YLT=C.0479814362547,
PN=1.4
YL=C.0526191200643, YLC=C.CC21C4744C257, XMC=69C.42857142, NM=1625, DPI=C.04445, DPMO=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.04, YLT=C.0547231848809,
PN=1.4
YL=C.060136137216, YLC=C.CC24544548R65, XMC=609.375, NM=1625, DPI=C.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.04, YLT=C.062541582704,
PN=1.4
YL=C.067653154368, YLC=C.CC27C612617473, XMC=541.66666664, NM=1625, DPI=C.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.04, YLT=C.070349280543,
PN=1.4
YL=C.09517C17152, YLC=C.CC30C40686001, XMC=487.5, NM=1625, DPI=C.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.04, YLT=C.09712797858, PA=1.4
YL=C.0A2687188672, YLC=C.CC310748754C86, XMC=443.18181813, NM=1625, DPI=C.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.04, YLT=C.0A65994675218,
PN=1.4
YL=C.0A9444340048, YLC=C.CC1578573FC192, XMC=928.57142857, NM=1625, DPI=C.04445, DPMO=2.0, DPCO=3.5, CZ=0.04, YLT=C.0A10429136498,
PN=1.4
YL=C.0451021029121, YLC=C.CC18C040P411648, XMC=812.5, NM=1625, DPI=C.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.04, YLT=C.0469C61870285,
PN=1.4
YL=C.050719865776, YLC=C.CC22959463104, XMC=727.22222222, NM=1625, DPI=C.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.04, YLT=C.C527A9460407,
PN=1.4
YL=C.0617762844, YLC=C.CC255105415559, XMC=C50.0, NM=1625, DPI=C.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.04, YLT=C.0617762844, PA=1.4
YL=C.062015591504, YLC=C.CC24C6C1566018, XMC=590.9090909C, NM=1625, DPI=C.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.04, YLT=C.064496007164,
PN=1.4
YL=C.067653154368, YLC=C.CC27C612617473, XMC=541.66666664, NM=1625, DPI=C.04445, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.04, YLT=C.070359280543,
PN=1.4
YL=C.0A0591892621, YLC=C.CC1E2367570484, XMC=902.77777777, NM=1625, DPI=C.04445, DPMO=2.5, DPCO=4.5, CZ=0.04, YLT=C.0A22255683259,
PN=1.4
YL=C.0A51021029121, YLC=C.CC18C040P411648, XMC=812.5, NM=1625, DPI=C.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.0, CZ=0.04, YLT=C.0469061870285,
PN=1.4
YL=C.049C123132C29, YLC=C.CC199449252812, XMC=738.63636364, NM=1625, DPI=C.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.5, CZ=0.04, YLT=C.0515968057312,
PN=1.4
YL=C.0641225234945, YLC=C.CC216490C93979, XMC=C77.CB333333, NM=1625, DPI=C.04445, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.04, YLT=C.056287424434,
PN=1.4
YL=C.0575P50857602, YLC=C.00150340343041, XMC=975.0, NM=1625, DPI=C.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.0, CZ=0.04, YLT=C.C39C884891906,
PN=1.4
YL=C.0413435943362, YLC=C.CC165374377345, XMC=886.36363636, NM=1625, DPI=C.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.0, CZ=0.04, YLT=C.0429973381097,
PN=1.4
YL=C.0A51021029121, YLC=C.00180408411648, XMC=812.5, NM=1625, DPI=C.04445, DPMO=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.04, YLT=C.0469061870285,
PN=1.4
YL=C.049C126139C02, YLC=C.CC16325C4556C1, XMC=487.5, NM=1625, DPI=C.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.04, YLT=C.0424451184563,
PN=1.4
YL=C.04480387525, YLC=C.CC17957550116, XMC=443.18181818, NM=1625, DPI=C.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.04, YLT=C.0466896303017,
PN=1.4
YL=C.0489251366802, YLC=C.CC19590C54672, XMC=406.25, NM=1625, DPI=C.060325, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.04, YLT=C.05C9341421473,
PN=1.4
YL=C.0475033722805, YLC=C.CC19C013489122, XMC=771.42857142, NM=1800, DPI=C.04445, DPMO=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.04, YLT=C.0494035C071717,
PN=1.4
YL=C.0542895832, YLC=C.CC21715P273279, XMC=675.0, NM=1800, DPI=C.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.04, YLT=C.056461151C57, PA=1.4
YL=C.06107576443, YLC=C.CC2443C3057443, XMC=C00.C, NM=1800, DPI=C.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.04, YLT=C.06107576443, PA=1.4
YL=C.0678A19604, YLC=C.CC2714479741C1, XMC=540.0, NM=1800, DPI=C.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.04, YLT=C.070576438816, PA=1.4
YL=C.07464P15644, YLC=C.CC29P597675759, XMC=490.90909091, NM=1800, DPI=C.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.04, YLT=C.077634082697,
PN=1.4
YL=C.0814343524P, YLC=C.00375717409921, XMC=C50.0, NM=1800, DPI=C.04445, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.04, YLT=C.08469172658, PA=1.4
YL=C.0A07171762399, YLC=C.CC162P6870498, XMC=900.C, NM=1800, DPI=C.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.04, YLT=C.0A2345832895, PA=1.4
YL=C.04580F8232704, YLC=C.CC18322793081, XMC=PCC.0, NM=1800, DPI=C.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.04, YLT=C.047639692012,
PN=1.4
YL=C.05989647030C1, YLC=C.CC2C3585812C1, XMC=720.0, NM=1800, DPI=C.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.04, YLT=C.0529323291121,
PN=1.4
YL=C.08598611733, YLC=C.CC22294446932, XMC=654.54545454, NM=1800, DPI=C.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.04, YLT=C.085922562023,
PN=1.4
YL=C.06107576443, YLC=C.CC2443C3057443, XMC=C00.C, NM=1800, DPI=C.04445, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.04, YLT=C.06107576443, PA=1.4
YL=C.0A07171762399, YLC=C.00162P6870498, XMC=900.0, NM=1800, DPI=C.04445, DPMO=2.5, DPCO=3.0, CZ=0.04, YLT=C.0A3645832895, PA=1.4
YL=C.0447889936423, YLC=C.00179153575457, XMC=818.18181817, NM=1800, DPI=C.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.5, CZ=0.04, YLT=C.0465804496189,
PN=1.4
YL=C.04886C6114884, YLC=C.CC195442445954, XMC=75C.0, NM=1800, DPI=C.04445, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.04, YLT=C.C5CP15C359481,
PN=1.4
YL=C.0A07171762399, YLC=C.00162P6870498, XMC=900.0, NM=1800, DPI=C.04445, DPMO=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.04, YLT=C.0A2345832895, PA=1.4
YL=C.0495291929701, YLC=C.CC1C211677184, XMC=490.0C909091, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.04, YLT=C.0495291929701,
PN=1.4

YL=0.004213665058P, YLC=0.CC176P54660235, XNC=450.0, NM=1800, DPI=0.06C325, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=C-04, YLT=0.0459822116611,
PN=1.4

LA EFICIENCIA ES 0.8922
YL=0.03192761846C37, YLC=0.CC1563P923018, XNC=120C.0, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=1.5, DPCO=6.5, CZ=0.05, YLT=0.03283C41188507, PN=1.4
YL=0.0547513162264, YLC=0.CC1737565P1132, XNC=10P0.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.05, YLT=C.0364P805577, PN=1.4
YL=0.0582264478492, YLC=0.00191132239246, XNC=981.81P1R182, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.05, YLT=0.040177702487, PN=1.4
YL=0.0517015794721, YLC=C.CC2C85C7F97361, XNC=90C.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.05, YLT=C.045378266824437, PN=1.4
YL=0.0512761846C37, YLC=0.CC156380P23018, XNC=1200.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.05, YLT=0.0328399938339, PN=1.4
YL=0.0507950125332, YLC=C.CC1539750626666, XNC=121R.75, NM=3750, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.05, YLT=0.03233476316, PN=1.4
YL=0.0546443890996, YLC=C.CC173221945498, XNC=10R3.33333334, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.05, YLT=C.0404184539495, PN=1.4
YL=0.05363760P5345, YLC=0.CC192468R2R331, XNC=975.0, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.05, YLT=C.044184539495, PN=1.4
YL=0.05273431422332, YLC=0.CC211715711166, XNC=2P6.36363636, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.05, YLT=C.0444602993448, PN=1.4
YL=0.0561925187997, YLC=C.CC2030962593997, XNC=817.5, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.05, YLT=0.0485021447396, PN=1.4
YL=0.0517573566747, YLC=C.CC1587867R3373, XNC=11P1.8181R182, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.05, YLT=C.033452245184, PN=1.4
YL=0.05346443890996, YLC=C.CC173221945498, XNC=C.CC192468R2R331, XNC=975.0, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.05, YLT=C.033452245184, PN=1.4
YL=0.05363760P5345, YLC=0.CC163180093585, XNC=110C.0, NM=3450, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.05, YLT=0.034267819653, PN=1.4
YL=0.0562622430191, YLC=0.CC1P1311215096, XNC=1035.0, NM=3450, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.05, YLT=0.03P3C753551701, PN=1.4
YL=0.05988R4673209, YLC=0.00199442336606, XNC=940.90909091, NM=3450, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.05, YLT=C.041882890687, PN=1.4
YL=0.05435146916232, YLC=0.CC21757345R116, XNC=8E2.5, NM=3450, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.05, YLT=0.0456904262044, PN=1.4
YL=0.05263601R7171, YLC=0.CC163180C93585, XNC=1150.0, NM=3450, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.05, YLT=0.034267819653, PN=1.4
YL=0.050767140227, YLC=0.002438357C1134, XNC=739.2857142R, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.05, YLT=0.0533054972384, PN=1.4
YL=0.05801958R83, YLC=C.CC290C97944151, XNC=646.875, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.05, YLT=0.061920582272, PN=1.4
YL=0.065772737431, YLC=C.CC326360187171, XNC=575.0, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.05, YLT=C.068535639305, PN=1.4
YL=0.0580735551699, YLC=0.00190376775849, XNC=9P5.71428572, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=3.5, CZ=0.05, YLT=0.03969791229283, PN=1.4
YL=0.0535146916232, YLC=0.CC21757345R116, XNC=8E2.5, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.05, YLT=0.0456904262044, PN=1.4
YL=0.0592540280753, YLC=0.00244770140375, XNC=766.66666667, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.05, YLT=0.051401729474, PN=1.4
YL=0.054393366528R, YLC=C.CC2719A6R222443, XNC=69C.0, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.05, YLT=C.CS7113C32753, PN=1.4
YL=0.05983770C9P1, YLC=C.CC259163504906, XNC=627.27272727, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.05, YLT=0.C62P24536C3, PN=1.4
YL=0.065772037431, YLC=C.CC326360187171, XNC=575.0, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.05, YLT=0.065535639305, FN=1.4
YL=0.050460281335, YLC=0.CC152301420679, XNC=1222.14285714, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=3.5, CZ=0.05, YLT=0.051983298328, PN=1.4
YL=0.051983298328, YLC=C.CC17405R766491, XNC=107R.125, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=4.0, CZ=0.05, YLT=0.03C5573409E32, PN=1.4
YL=0.059167222461, YLC=0.00195816112304, XNC=95P.33333332, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=4.5, CZ=0.05, YLT=C.041121835859, PN=1.4
YL=0.0535146916232, YLC=0.CC21757345R116, XNC=8P2.5, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.0, CZ=0.05, YLT=0.0456904262044, PN=1.4
YL=0.0578641677810, YLC=C.CC27930R03925, XNC=7P4.09090909, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.5, CZ=0.05, YLT=0.050254468R42, PN=1.4
YL=0.052217629947R, YLC=C.CC26108R149739, XNC=718.75, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=C.05, YLT=C.054FP25114453, PN=1.4
YL=0.05263601R7171, YLC=C.CC1631800935P5, XNC=1150.0, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=4.5, CZ=C.05, YLT=C.034267819653, PN=1.4
YL=0.0567627430191, YLC=0.00181511215096, XNC=1035.0, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.0, CZ=0.05, YLT=C.050753551701, PN=1.4
YL=0.05263601R7171, YLC=0.CC190412234604, XNC=940.90909091, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.5, CZ=C.05, YLT=C.050753551701, PN=1.4

PN=1-0
YL=0.035144916232, YLC=0.00217573458116, XNC=862.5, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.05, YLT=0.0451704227044,
PN=1-0
YL=0.0315009401961, YLC=0.0014750470009, XNC=646.275, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.05, YLT=0.033078047464,
PN=1-0
YL=0.0354385577205, YLC=0.0017719278802, XNC=575.0, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.05, YLT=0.0572104856085,
PN=1-0
YL=0.039376175245, YLC=0.00156880018226, XNC=517.5, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.05, YLT=0.0413449840073,
PN=1-0
YL=0.0333137927696, YLC=0.00215568963246, XNC=478.454545456, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.05,
YL=0.02451704227044, PN=1-4
YL=0.0472514102542, YLC=0.00236257051472, XNC=431.25, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.05, YLT=0.04951360005,
PN=1-0
YL=0.024853445773, YLC=0.00162426722866, XNC=627.2772727, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.05,
YL=0.03210096118021, PN=1-4
YL=0.0354385577205, YLC=0.0017719278802, XNC=575.0, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.05, YLT=0.0572104856085,
PN=1-0
YL=0.058912719335, YLC=0.00264962359646, XNC=696.42857147, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.05, YLT=0.05458583353,
YL=0.061590025066, YLC=0.0030795012533, XNC=609.775, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.05, YLT=0.06665526319, PN=1.4
YL=0.0097287782, YLC=0.00348443890999, XNC=541.66666664, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.05, YLT=0.072753217109,
PN=1-0
YL=0.0401845339498, YLC=0.0020209226974P, XNC=92P.57147P57, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=3.5, CZ=0.05, YLT=0.0424393766473,
PN=1-0
YL=0.0461925187597, YLC=0.00230962593997, XNC=R12.5, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.05, YLT=0.0485021447396,
PN=1-0
YL=0.0519665836496, YLC=0.00259832918249, XNC=722.2222222, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.05, YLT=0.0545649128321,
PN=1-0
YL=0.067746646459, YLC=0.0028703242498, XNC=650.0, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.05, YLT=0.060627680924, PN=1.4
YL=0.06351471335, YLC=0.003175356473, XNC=590.9090909, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.05, YLT=0.066690449017,
PN=1-0
YL=0.0692887782, YLC=0.00346443890999, XNC=541.66666664, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.05, YLT=0.072753217109,
PN=1-0
YL=0.0323347631597, YLC=0.00161673815798, XNC=1160.71428572, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=3.5, CZ=0.05,
YL=0.033951503117, PN=1-4
YL=0.0369540150398, YLC=0.00184770075199, XNC=1015.625, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=4.0, CZ=0.05, YLT=0.0388017157918,
PN=1-0
YL=0.0415732669198, YLC=0.0020209226974P, XNC=902.7777777, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=4.5, CZ=0.05, YLT=0.0436519302659,
PN=1-0
YL=0.0461925187597, YLC=0.00230962593997, XNC=R12.5, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.0, CZ=0.05, YLT=0.0485021447396,
PN=1-0
YL=0.0508117206793, YLC=0.00259832918249, XNC=732.6363636, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.5, CZ=0.05, YLT=0.0533253592130,
PN=1-0
YL=0.055431022559, YLC=0.0027715511279P, XNC=677.0P33333, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.05, YLT=0.058202573687,
PN=1-0
YL=0.0507950125332, YLC=0.00153975062666, XNC=1218.75, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=4.0, CZ=0.05, YLT=0.03733476316,
PN=1-0
YL=0.0466443890996, YLC=0.00173221945498, XNC=10P.33333334, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=4.5, CZ=0.05,
YL=0.0376609556, PN=1-4
YL=0.0384937656663, YLC=0.0019246826331, XNC=975.0, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.0, CZ=0.05, YLT=0.0404184539495,
PN=1-0
YL=0.0423431422732, YLC=0.00211715711166, XNC=886.36363636, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.5, CZ=0.05, YLT=0.0444602993448,
PN=1-0
YL=0.0461925187597, YLC=0.00230962593997, XNC=R12.5, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.05, YLT=0.0485021447396,
PN=1-0
YL=0.0334384595927, YLC=0.0016719279764, XNC=09.375, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.05, YLT=0.0351114325724,
PN=1-0
YL=0.037618020422, YLC=0.001896960211, XNC=541.66666664, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.05,
YL=0.039008161243, PN=1-4
YL=0.04172993244912, YLC=0.0020956622456, XNC=487.5, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.05, YLT=0.0438929907157,
PN=1-0
YL=0.04597925694, YLC=0.00225967284699, XNC=443.181818183, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.05, YLT=0.0482782197869,
PN=1-0
YL=0.041591893892, YLC=0.00250795546945, XNC=406.25, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.05, YLT=0.0526671488587,
PN=1-0
YL=0.031349493382, YLC=0.00156747466841, XNC=650.0, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.05, YLT=0.0329169680367,
PN=1-0
YL=0.046464627752, YLC=0.0017222213524, XNC=500.0000000, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.05, YLT=0.0476888888888

PN=1.4
YL=0.0876103920422, YLC=0.00180906940211, XNC=541.666666644, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.05,
YL=0.030955136431, YLC=0.001547756167, XNC=677.0833333, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.05,
YL=0.0316022893151, YLC=0.001547756167, XNC=677.0833333, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.05,
YL=0.0486518427176, YLC=0.0024325921355P, XNC=771.42857142, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.05, YLT=0.0510444348582
PN=1.4
YL=0.05602105563, YLC=0.00278010522814, XNC=675.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.05, YLT=0.05818221128, PN=1.4
YL=0.02252492028, YLC=0.0011274184242, XNC=675.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.05, YLT=0.05675582607, PN=1.4
YL=0.060502212253, YLC=0.00147513162226, XNC=540.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.05, YLT=0.07297778018, PN=1.4
YL=0.036488882077, YLC=0.00182444410189, XNC=1028.57142857, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.05,
YL=0.0383131261396, YLC=0.00208507897361, XNC=900.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.05, YLT=0.0437866584457,
YL=0.0417015794721, YLC=0.00208507897361, XNC=900.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.05, YLT=0.0437866584457,
PN=1.4
YL=0.0669142765061, YLC=0.002345718453, XNC=900.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.05, YLT=0.0492599907514, PN=1.4
YL=0.0521290723389, YLC=0.0028284871809, XNC=720.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.05, YLT=0.05675582607, PN=1.4
YL=0.0573359671773, YLC=0.00286893588669, XNC=54.54545454, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.05, YLT=0.06206655362,
PN=1.4
YL=0.0675523692077, YLC=0.00312761846041, XNC=600.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.05, YLT=0.05479287668, PN=1.4
YL=0.0333612635775, YLC=0.00166806317888, XNC=1125.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=4.0, CZ=0.05, YLT=0.0350293267563,
PN=1.4
YL=0.037514215246, YLC=0.00187657107623, XNC=1000.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=4.5, CZ=0.05, YLT=0.0394079926009,
PN=1.4
YL=0.0417015794721, YLC=0.00208507897361, XNC=900.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.0, CZ=0.05, YLT=0.0437866584457,
PN=1.4
YL=0.0458717374195, YLC=0.00229358687096, XNC=818.18181817, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.5, CZ=0.05, YLT=0.0481653242905,
PN=1.4
YL=0.0500418953463, YLC=0.00250209476832, XNC=750.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.05, YLT=0.0525439901346,
PN=1.4
YL=0.0312761846337, YLC=0.00156380923018, XNC=1200.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=4.5, CZ=0.05, YLT=0.032859938339,
PN=1.4
YL=0.0347513167266, YLC=0.00173756581132, XNC=1080.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.0, CZ=0.05, YLT=0.034888820377,
PN=1.4
YL=0.0392264478492, YLC=0.00191132239246, XNC=981.81818182, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.5, CZ=0.05, YLT=0.0403377202417,
PN=1.4
YL=0.0417015794721, YLC=0.00208507897361, XNC=900.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.05, YLT=0.0437866584457,
PN=1.4
YL=0.0301884010214, YLC=0.00150942005107, XNC=675.0, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.05, YLT=0.0316978210726,
PN=1.4
YL=0.033941951149, YLC=0.00169809755745, XNC=600.0, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.05, YLT=0.0356600487064,
PN=1.4
YL=0.0377355012768, YLC=0.00188775063384, XNC=540.0, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.05, YLT=0.036222763407,
PN=1.4
YL=0.015060514641, YLC=0.00207545257021, XNC=490.90909091, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.05,
YL=0.0453826015521, YLC=0.00226613007661, XNC=450.0, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.05, YLT=0.0475467316087,
PN=1.4
YL=0.0311317885532, YLC=0.00155658942766, XNC=654.54545454, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.05, YLT=0.03268811111,
PN=1.4
YL=0.03961951149, YLC=0.00169809755745, XNC=600.0, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.05, YLT=0.0356600487064,
PN=1.4
CZ ES : 0.060000 LA EFICIENCIA ES : 0.8706
YL=0.0284898407081, YLC=0.001170939044248, XNC=1350.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.06, YLT=0.0301952311506,
PN=1.4
YL=0.0320510707966, YLC=0.00192306474779, XNC=1200.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.06, YLT=0.0339741350444,
PN=1.4
YL=0.0356173008853, YLC=0.00213673805311, XNC=1080.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.06, YLT=0.0377490389385,
PN=1.4
YL=0.0391735309736, YLC=0.0023504118584, XNC=981.81818182, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.06, YLT=0.0415239428321,
PN=1.4
YL=0.0427367610623, YLC=0.00256408566375, XNC=1440.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.06, YLT=0.0452988462762,
PN=1.4
YL=0.0267092566638, YLC=0.00162055353983, XNC=1440.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.06, YLT=0.0281117762037,
PN=1.4
YL=0.0298014628203, YLC=0.00176780889382, XNC=1309.09090909, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.06,
YL=0.0311629571241, YLC=0.001829571241, XNC=1309.09090909, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.06,
YL=0.0320510707966, YLC=0.00192306474779, XNC=1200.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.06, YLT=0.0339741350444,
PN=1.4

YLC=0.0256408566377, YLC=C.C0153845139823, XNC=1500.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.06, YLT=0.0271793080356,
PN=1.4
YLC=0.0276132102247, YLC=C.C0165679381348, XNC=1392.85714286, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.06,
YLC=0.0292720263382, PA=1.4
YLC=0.0313579773999, YLC=C.C0182347864399, XNC=1218.75, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.06, YLT=0.0334584580438,
PN=1.4
YLC=0.0355077245746, YLC=C.C0213016147444, XNC=1083.33333334, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.06,
YLT=0.037432888494, PA=1.4
YLC=0.03944474717498, YLC=C.C0236644830497, XNC=975.0, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.06, YLT=0.0418143200544,
PN=1.4
YLC=0.043392189247, YLC=C.C02603553313547, XNC=886.36363636, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.06, YLT=0.0459957520607,
PN=1.4
YLC=0.0473369660997, YLC=C.C02840217966597, XNC=812.5, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.06, YLT=0.0502824666037,
PN=1.4
YLC=0.0266270434311, YLC=C.C0159762260586, XNC=1444.44444445, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.06, YLT=0.02824666037,
PN=1.4
YLC=0.0295856038122, YLC=C.C017513622873, XNC=1300.0, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.06, YLT=0.031360740041,
PN=1.4
YLC=0.0325441641933, YLC=C.C019526498514, XNC=1181.81818182, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.06, YLT=0.034468140648,
PN=1.4
YLC=0.0355027245746, YLC=C.C0213016347448, XNC=1083.33333334, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.06,
YLT=0.037632888494, PA=1.4
YLC=0.02603553313547, YLC=C.C0165671988128, XNC=1477.27272727, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.5, CZ=0.06, YLT=0.027597451236,
PN=1.4
YLC=0.0284021796599, YLC=C.C0170413077959, XNC=1354.16666666, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.06,
YLT=0.0301061104398, PA=1.4
YLC=0.0257005566635, YLC=C.C0154205739981, XNC=812.5, NM=3250, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.06, YLT=0.0277430140633,
PN=1.4
YLC=0.0260124632555, YLC=C.C0156074779533, XNC=1478.57142857, NM=3450, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.06,
YLT=0.0275732110588, PA=1.4
YLC=0.0292725294346, YLC=C.C0178371176607, XNC=1293.75, NM=3450, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.06, YLT=0.0315122412007,
PN=1.4
YLC=0.0334445956139, YLC=C.C0200667573682, XNC=1150.0, NM=3450, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.06, YLT=0.0354512713507,
PN=1.4
YLC=0.0371606617932, YLC=C.C00222963970759, XNC=1035.0, NM=3450, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.06, YLT=0.0393903015008,
PN=1.4
YLC=0.0408767279728, YLC=C.C0245260367836, XNC=940.90909091, NM=3450, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.06, YLT=0.0435293316512,
PN=1.4
YLC=0.0445927941521, YLC=C.C0267556764913, XNC=862.5, NM=3450, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.06, YLT=0.0472683618013,
PN=1.4
YLC=0.0250834467104, YLC=C.C0150500680262, XNC=1533.33333334, NM=3450, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.06,
YLT=0.027496987382, PA=1.4
YLC=0.027496987382, YLC=C.C0167222678049, XNC=1380.0, NM=3450, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.06, YLT=0.0295472261256,
PN=1.4
YLC=0.0306575459979, YLC=C.C0183945245877, XNC=1254.54545455, NM=3450, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.06,
YLT=0.032496987382, PA=1.4
YLC=0.0334445956139, YLC=C.C0200667573682, XNC=1150.0, NM=3450, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.06, YLT=0.0354512713507,
PN=1.4
YLC=0.0267556764911, YLC=C.C0160534058947, XNC=1437.5, NM=3450, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.06, YLT=0.0283610170807,
PN=1.4
YLC=0.0202749265107, YLC=C.C00312149559065, XNC=739.28571428, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.06, YLT=0.055146422101,
PN=1.4
YLC=0.039018694828, YLC=C.C0234112169295, XNC=985.71428572, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=3.5, CZ=0.06, YLT=0.041598165758,
PN=1.4
YLC=0.045927941521, YLC=C.C0267556764913, XNC=862.5, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.06, YLT=0.0472683618013,
PN=1.4
YLC=0.0501668934205, YLC=C.C02001001360523, XNC=766.66666667, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.06, YLT=0.0531769070258,
PN=1.4
YLC=0.05574096269, YLC=C.C00334445956142, XNC=690.0, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.06, YLT=0.059085452252, PA=1.4,
YLC=0.0312149556063, YLC=C.C0187229735448, XNC=1232.14285714, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=3.5, CZ=0.06,
YLT=0.0330874532607, PA=1.4
YLC=0.0356742335215, YLC=C.C0214045411929, XNC=1078.125, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=4.0, CZ=0.06, YLT=0.0378146894409,
PN=1.4
YLC=0.0401335147369, YLC=C.C0240801088421, XNC=958.33333332, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=4.5, CZ=0.06, YLT=0.0425415256211,
PN=1.4
YLC=0.045927941521, YLC=C.C0267556764913, XNC=862.5, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.0, CZ=0.06, YLT=0.0472683618013,
PN=1.4
YLC=0.0202749265107, YLC=C.C00312149559065, XNC=739.28571428, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.5, CZ=0.06, YLT=0.055146422101

YL=0.055113529825, YLC=0.00321068117896, YNC=718.75, NM=1725, DPI=0.04445, DPPM=2.5, DPC=6.0, CZ=0.06, YLT=0.056722034161,
 PN=1.4
 YL=0.026012463255, YLC=0.0015607477953, XNC=1478.57142857, NM=1725, DPI=0.04445, DPPM=3.0, DPC=3.5, CZ=0.06, YLT=C.04772412009
 PN=1.4
 YL=0.0297285294346, YLC=0.00178371176607, XNC=1293.75, NM=1725, DPI=0.04445, DPPM=3.0, DPC=4.0, CZ=0.06, YLT=0.031512412009
 PN=1.4
 YL=0.0334445956139, YLC=C.00206667573682, XNC=1150.0, NM=1725, DPI=0.04445, DPPM=3.0, DPC=4.5, CZ=0.06, YLT=0.035451271507
 PN=1.4
 YL=0.0371606617932, YLC=0.00222963970759, XNC=1035.0, NM=1725, DPI=0.04445, DPPM=3.0, DPC=5.0, CZ=0.06, YLT=0.039390847604
 PN=1.4
 YL=0.0408767279728, YLC=C.00245260367836, XNC=940.9090909, NM=1725, DPI=0.04445, DPPM=3.0, DPC=5.5, CZ=0.06, YLT=0.0433293316512,
 PN=1.4
 YL=0.0445927941521, YLC=0.00265556764913, XNC=862.5, NM=1725, DPI=0.04445, DPPM=3.0, DPC=6.0, CZ=0.06, YLT=0.0472683161813,
 PN=1.4
 YL=0.048246220488, YLC=0.0016947732292P, XNC=739.2P571428, NM=1725, DPI=0.060325, DPM=1.5, DPC=3.5, CZ=0.06, YLT=0.0289409937172
 PN=1.4
 YL=0.052281394643, YLC=C.01936A836905A, XNC=646.875, NM=1725, DPI=0.060325, DPPM=1.5, DPC=4.0, CZ=0.06, YLT=0.0342182785337,
 PN=1.4
 YL=0.0563165691986, YLC=0.0021789941519, XNC=575.0, NM=1725, DPI=0.060325, DPPM=1.5, DPC=4.5, CZ=0.06, YLT=0.0384955633506,
 PN=1.4
 YL=0.060351743539, YLC=C.002421104661323, XNC=517.5, NM=1725, DPI=0.060325, DPPM=1.5, DPC=5.0, CZ=0.06, YLT=0.042772848167,
 PN=1.4
 YL=0.0643869175002, YLC=C.00266321507453, XNC=470.454545456, NM=1725, DPI=0.060325, DPPM=1.5, DPC=5.5, CZ=0.06,
 PN=1.4
 YL=0.0684220922649, YLC=C.00290532553589, XNC=431.25, NM=1725, DPI=0.060325, DPPM=1.5, DPC=6.0, CZ=0.06, YLT=C.051327417900R,
 PN=1.4
 YL=0.0727747268566, YLC=C.0016324561392, XNC=766.66666667, NM=1725, DPI=0.060325, DPPM=2.0, DPC=4.0, CZ=0.06,
 YLT=0.0288716775127, PN=1.4
 YL=0.0768308076657, YLC=C.01815F2845994, XNC=690.0, NM=1725, DPI=0.060325, DPPM=2.0, DPC=5.0, CZ=0.06, YLT=0.0320796361257,
 PN=1.4
 YL=0.0812901884319, YLC=C.00199741130592, XNC=627.27272727, NM=1725, DPI=0.060325, DPPM=2.0, DPC=5.5, CZ=0.06,
 YLT=0.0352775907778, PN=1.4
 YL=0.0853165691986, YLC=C.0021789941519, XNC=575.0, NM=1725, DPI=0.060325, DPPM=2.0, DPC=6.0, CZ=0.06, YLT=0.0384955633506,
 PN=1.4
 YL=0.0893721507454, YLC=C.001597922904473, XNC=784.09090909, NM=1725, DPI=0.060325, DPPM=2.5, DPC=5.5, CZ=0.06,
 YLT=0.07823087908, PN=1.4
 YL=0.0930532553588, YLC=C.00174319532153, XNC=718.75, NM=1725, DPI=C.060325, DPPM=2.5, DPC=6.0, CZ=0.06, YLT=C.0307964506803,
 PN=1.4
 YL=0.09726466045, YLC=C.0031358762699, XNC=696.42P57142, NM=1625, DPI=0.04445, DPPM=1.5, DPC=3.5, CZ=0.06, YLT=0.058540048676,
 PN=1.4
 YL=0.014198453373, YLC=C.00248519072022, XNC=92P.57142P57, NM=1625, DPI=0.04445, DPPM=2.0, DPC=3.5, CZ=0.06, YLT=0.0439050360576,
 PN=1.4
 YL=0.0473349660997, YLC=0.00284021796597, XNC=812.5, NM=1625, DPI=0.04445, DPPM=2.0, DPC=4.0, CZ=0.06, YLT=0.0501771840657,
 PN=1.4
 YL=0.0517540868619, YLC=0.00319524521171, XNC=722.2222222, NM=1625, DPI=0.04445, DPPM=2.0, DPC=4.5, CZ=0.06, YLT=0.056449332073,
 PN=1.4
 YL=0.033135P762699, YLC=C.00198815257619, XNC=1160.7142P572, NM=1625, DPI=0.04445, DPPM=2.5, DPC=3.5, CZ=0.06, YLT=0.035124028846,
 PN=1.4
 YL=0.057869572879P, YLT=C.00227217437279, XNC=1015.625, NM=1625, DPI=0.04445, DPPM=2.5, DPC=4.0, CZ=0.06, YLT=C.0401417472526,
 PN=1.4
 YL=0.0426032694902, YLC=0.00255619616942, XNC=902.77777777, NM=1625, DPI=0.04445, DPPM=2.5, DPC=4.5, CZ=0.06, YLT=0.0451394656597,
 PN=1.4
 YL=0.0473369660997, YLC=0.00284021796597, XNC=812.5, NM=1625, DPI=0.04445, DPPM=2.5, DPC=5.0, CZ=0.06, YLT=0.0501771840657,
 PN=1.4
 YL=0.052070627096, YLT=C.00312423976257, XNC=739.2P3636364, NM=1625, DPI=0.04445, DPPM=2.5, DPC=5.5, CZ=0.06, YLT=0.055194902472,
 PN=1.4
 YL=0.056804359319, YLC=C.00340826155917, XNC=677.08333333, NM=1625, DPI=0.04445, DPPM=2.5, DPC=6.0, CZ=0.06, YLT=0.060212620878,
 PN=1.4
 YL=0.0747132302247, YLT=C.00165679838138A, XNC=1392.85714286, NM=1625, DPI=0.04445, DPPM=3.0, DPC=3.5, CZ=0.06,
 YLT=C.0292700240382, PN=1.4
 YL=0.0315579773999, YLC=C.00199347864399, XNC=1218.75, NM=1625, DPI=0.04445, DPPM=3.0, DPC=4.0, CZ=0.06, YLT=C.0334514560438,
 PN=1.4
 YL=0.055902745746, YLC=C.00213016347448, XNC=1083.33333334, NM=1625, DPI=0.04445, DPPM=3.0, DPC=4.5, CZ=0.06,
 YLT=0.03767888091, PN=1.4
 YL=0.039447471749P, YLT=C.00236684830497, XNC=975.0, NM=1625, DPI=0.04445, DPPM=3.0, DPC=5.0, CZ=0.06, YLT=0.041814320054P,
 PN=1.4
 YL=0.043022190252, YLC=C.002702833335, XNC=984.343434, NM=1625, DPI=0.04445, DPPM=3.0, DPC=5.5, CZ=0.06, YLT=0.046040134007

10508 - 0508

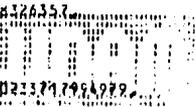
PN=1.4
 YL=0.047336966997, YLC=0.CC2P4021794597, XNC=K12.5, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.06, YLT=F.0507171P40657,
 PN=1.4
 YL=0.02998444944C9, YLC=0.CC1799D6656645, XNC=69C.42P57142, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.06,
 YL=0.0317825162074, YLC=0.CC1542057399P1, XNC=P12.5, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.06, YLT=0.0363240127514,
 YL=0.0342679427183, YLC=0.CC205602651311, XNC=P12.5, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.06, YLT=0.0363240127514,
 PN=1.4
 YL=0.0385514349957, YLC=0.CC0211096C9575, XNC=541.666666664, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.06,
 YL=0.0208245211955, YLC=0.CC02257009566636, XNC=4P7.5, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.06, YLT=0.0454050334301,
 YL=0.0422854277727, YLC=0.CC02711842C5499, YLC=0.CC0227105233, XNC=443.181818183, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.06, YLT=0.049945525783,
 PN=1.4
 YL=0.0514619132273, YLC=0.CC0208411479963, XNC=406.25, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.06, YLT=0.0544860281268,
 PN=1.4
 YL=0.02570C956635, YLC=0.CC1542057399P1, XNC=P12.5, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.06, YLT=0.027243C140633,
 YL=0.0289135762664, YLC=0.CC17368145747P, XNC=722.22222222, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.06,
 YL=0.0304283908772, YLC=0.CC1542057399P1, XNC=P12.5, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.06,
 YL=0.0321261958295, YLC=0.CC152757174577, XNC=650.0, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.06, YLT=0.0340537675793,
 PN=1.4
 YL=0.0353188154126, YLC=0.CC0212C322P92475, XNC=550.9090909, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.06, YLT=0.0374591443374,
 YL=0.0385514349957, YLC=0.CC0211096C9575, XNC=541.666666664, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.06,
 YL=0.02570C956635, YLC=0.CC1542057399P1, XNC=P12.5, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.5, DPCO=5.0, CZ=0.06, YLT=0.027243C140633,
 PN=1.4
 YL=0.022827105233, YLC=0.CC1696263139P, XNC=738.63636364, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.5, DPCO=5.5, CZ=0.06, YLT=0.0299673154698,
 YL=0.0308411479967, YLC=0.CC01850468P7977, XNC=672.08333333, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.06, YLT=C.032691616P76,
 PN=1.4
 YL=0.0257009566635, YLC=0.CC1542057399P1, XNC=P12.5, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.06, YLT=0.027243C140633,
 YL=0.0298572212396, YLC=0.CC02299143327436, XNC=771.42857142, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.06, YLT=0.052848654514,
 PN=1.4
 YL=0.056979681416, YLC=0.CC3418780885, XNC=675.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.06, YLT=0.0703964623C1, PN=1.4
 YL=0.0373925159293, YLC=0.CC225357495574, XNC=1028.57142857, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=3.5, CZ=0.06, YLT=0.05963649C885,
 YL=0.0427347610623, YLC=0.CC0256408566375, XNC=900.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.06, YLT=0.0452988467262,
 PN=1.4
 YL=0.03490760F1949, YLC=0.CC022845943717, XNC=P12.5, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.06, YLT=0.0505612025667, PN=1.4
 YL=0.0532184513281, YLC=0.CC138510707968, XNC=722.22222222, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.06, YLT=0.05662355P408, PN=1.4
 YL=0.02998444944C9, YLC=0.CC1799D6656645, XNC=69C.42P57142, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.06, YLT=0.05662355P408, PN=1.4
 YL=0.0311819192770, YLC=0.CC1285.71428572, XNC=1285.71428572, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=3.5, CZ=0.06,
 YL=0.0341878088498, YLC=0.CC020512685309R, XNC=1125.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=4.0, CZ=0.06, YLT=0.036239C773907,
 PN=1.4
 YL=0.0384612849559, YLC=0.CC0210767709735, XNC=1000.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=4.5, CZ=0.06, YLT=0.0407689620533,
 PN=1.4
 YL=0.0427347610623, YLC=0.CC0256408566375, XNC=900.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.0, CZ=0.06, YLT=C.0452988467262,
 YL=0.0470823716P5, YLC=0.CC0282049423009, XNC=818.18181818, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.5, CZ=0.06, YLT=0.04982873139E5,
 PN=1.4
 YL=0.0512917132751, YLC=0.CC076902799449, XNC=750.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.06, YLT=0.0543586160716,
 PN=1.4
 YL=0.02849984C7081, YLC=0.CC170939C4474R, XNC=1350.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=4.0, CZ=0.06, YLT=0.0301992311506,
 PN=1.4
 YL=0.03205107C79966, YLC=0.CC192306424779, XNC=1200.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=4.5, CZ=0.06, YLT=0.0359741350444,
 PN=1.4
 YL=0.0356123008853, YLC=0.CC0213673P05311, XNC=1000.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.0, CZ=0.06, YLT=0.0377490389385,
 PN=1.4
 YL=0.0391735309736, YLC=0.CC023504118584, XNC=991.81818182, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.5, CZ=0.06, YLT=0.0415239428321,
 YL=0.0427347610623, YLC=0.CC0256408566375, XNC=900.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.06, YLT=0.0452988467262,
 PN=1.4
 YL=0.0520492946742, YLC=0.CC162415762805, XNC=771.42857142, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.06,
 YL=0.02849984C7081, YLC=0.CC170939C4474R, XNC=1350.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=4.0, CZ=0.06, YLT=0.0301992311506,
 YL=0.030936336724P, YLC=0.CC185618C2D349, XNC=675.0, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.06, YLT=0.0527925164283.

~~YL=0.0348033788152, YLC=0.C02C8R20272R91, XNC=FC0.0, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.06, YLT=0.0362915815441, PA=1.4~~
~~YL=0.0386704209C59, YLC=0.C023202525435, XNC=54C.0, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.06, YLT=0.06699046161611, PA=1.4~~
~~YL=0.0425374629965, YLC=0.C025522477979, XNC=490.90909091, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.06, YLT=0.045899711776, PA=1.4~~
~~YL=0.0464845050671, YLC=0.C027R427C0C523, XNC=45C.0, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.06, YLT=0.0491887795924, PA=1.4~~
~~YL=0.0561025341115, YLC=0.C0156615204669, XNC=RP0.0, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.06, YLT=0.027665461582, PA=1.4~~
~~YL=0.029002R156794, YLC=C.CC174C16P94078, XNC=72C.0, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.06, YLT=0.0307429846205, PA=1.4~~
~~YL=0.0319C30927473, YLC=0.C01914185R34P4, XNC=654.54545454, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.06, YLT=0.0338172830823, PA=1.4~~
~~YL=0.0348033788152, YLC=0.002C8R20272R91, XNC=FC0.0, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=C.06, YLT=0.036R915815441, PA=1.4~~
~~YL=0.02655224777979, YLC=0.C015334866787, XNC=81P.18181817, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=2.5, DPCO=5.5, CZ=0.06, YLT=0.0278427050523, PA=1.4~~
~~YL=0.02705348264658, XNC=750.0, NM=1800, DPI=0.060325, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.06, YLT=0.0295132652354, PA=1.4~~
~~YL=0.02556192255, YLC=0.CC172953457E5, XNC=154Z.P57142P5, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.07, YLT=0.02735125712E4, PA=1.4~~
~~YL=0.029213655771, YLC=0.C0204495380396, XNC=1350.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.07, YLT=0.031258579575, PA=1.4~~
~~YL=0.032P653289928, YLC=C.CC23C057302948, XNC=12CC.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.8, CZ=C.07, YLT=0.0351659020223, PA=1.4~~
~~YL=0.0365170322141, YLC=0.CC256119225499, XNC=10P0.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=0.0390732244691, PA=1.4~~
~~YL=0.04016R7534356, YLC=C.C02811814H04E, XNC=981.818182, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=0.04298054669162, PA=1.4~~
~~YL=0.043P7C4386573, YLC=0.CC30E743C7C0C1, XNC=9CC.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=C.046E878693634, PA=1.4~~
~~YL=0.0219C21932R4, YLC=C.CC153371535299, XNC=1R00.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.07, YLT=0.0254439346814, PA=1.4~~
~~YL=0.024649967446, YLC=C.CC172542977212, XNC=16CC.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=C.07, YLT=0.0263744265167, PA=1.4~~
~~YL=0.0273R7741606, YLC=0.C0191741419124, XNC=1440.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=0.029304918352, PA=1.4~~
~~YL=0.0301265515768, YLC=C.C0210P85R61037, XNC=1309.09090909, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=C.07, YLT=0.03222541101872, PA=1.4~~
~~YL=0.032R6532P9978, YLC=C.CC23C057302949, XNC=12CC.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=0.0351659020223, PA=1.4~~
~~YL=0.0219102193284, YLC=0.C0153371535299, XNC=1600.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=0.0254439346814, PA=1.4~~
~~YL=0.02811032412612, YLC=C.CC168708688R7R, XNC=1E3E.3E3E3E3E, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=C.0257P832E149, PA=1.4~~
~~YL=0.0267927631941, YLC=0.C0184C05842359, XNC=15C0.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=0.0281327216178, PA=1.4~~
~~YL=0.0219102193284, YLC=0.C00153371535299, XNC=1P0C.0, NM=3600, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=0.0234439346814, PA=1.4~~
~~YL=0.0219090664147, YLC=0.CC15266344R8C3, XNC=981.818182, NM=3600, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=0.0237917063071, PA=1.4~~
~~YL=0.0237917063071, YLC=C.C0166541944149, XNC=900.0, NM=3600, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=0.0254571257485, PA=1.4~~
~~YL=0.0281147449782, YLC=C.C019R2C3214E4E, XNC=1392.85714286, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.07, YLT=0.0302967771268, PA=1.4~~
~~YL=0.0327597085467, YLC=C.CC226517959825, XNC=121P.75, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.07, YLT=0.0346248E11449, PA=1.4~~
~~YL=0.02544C467721147, YLC=C.C0254E327C4803, XNC=10E3.33333334, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.07, YLT=C.039929991C78, PA=1.4~~
~~YL=0.0404496356R34, YLC=C.CC2P3147449784, XNC=975.0, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=C.07, YLT=C.0432M11101414, PA=1.4~~
~~YL=0.0444945992515, YLC=0.CC311462194759, XNC=8P6.36363E36, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=0.047E092211991, PA=1.4~~
~~YL=0.048539562P19P, YLC=C.CC33977E939737, XNC=R12.5, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=C.0519373327172, PA=1.4~~
~~YL=0.0524679R14C99, YLC=C.C01F98R4649R69, XNC=1625.0, NM=3250, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=C.07, YLT=0.02598P6E610R6, PA=1.4~~



LA EFICIENCIA ES = 0.8490
PA=1.4

YL=C.027707504CP950, YL=C.CC1911245286C1, XNC=1444.44444445, NM=3250, DPI=0.04445, DPMC=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.07,
 PN=1.4
 YL=C.02921674931710, YL=C.CC212571058733P, XNC=1300.C, NM=3250, DPI=0.04445, DPMC=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=C.032246081263357,
 PN=1.4
 YL=C.0333709494387, YL=C.CC07355965460K9, XNC=11E1.81818182, NM=3250, DPI=0.04445, DPMC=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.07,
 YL=C.03557069158995, PA=1.4
 YL=C.0360447211147, YL=C.CC25483270C4P03, XNC=10P2.33333334, NM=3250, DPI=0.04445, DPMC=2.0, DPCO=6.C, CZ=0.07,
 YL=C.0389529961628, PA=1.4
 YL=C.071842803269, YL=C.CC15289622883, XNC=1805.55555555, NM=3250, DPI=0.04445, DPMC=2.5, DPCO=4.5, CZ=0.07, YLT=C.0223717964979,
 PN=1.4
 YL=C.0242697814C099, YL=C.CC1698P846928F9, XNC=1625.0, NM=3250, DPI=C.04445, DPMC=2.5, DPCO=5.0, CZ=C.07, YLT=C.0255486661086,
 PN=1.4
 YL=C.026694759551, YL=C.CC1P8877316E857, XNC=1477.27272727, NM=3250, DPI=0.04445, DPMC=2.5, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=C.0285655327155,
 PN=1.4
 YL=C.0291237376921, YL=C.CC2038E6163844, XNC=1354.16666666, NM=3250, DPI=0.04445, DPMC=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.07,
 YL=C.0311623993305, PA=1.4
 YL=C.02224722996256, YL=C.CC155731097579, XNC=1772.27272773, NM=3250, DPI=0.04445, DPMC=3.0, DPCO=5.5, CZ=0.07,
 YL=C.0248046115994, PA=1.4
 YL=C.0242697814C099, YL=C.CC169F88469869, XNC=1625.0, NM=3250, DPI=0.04445, DPMC=3.0, DPCO=6.0, CZ=C.07, YLT=C.CP596P66E10R6,
 PN=1.4
 YL=C.0219F1575C525, YL=C.CC0153731C25367, XNC=975.0, NM=3250, DPI=0.060325, DPMC=1.5, DPCO=5.0, CZ=C.07, YLT=C.0234988853063,
 PN=1.4
 YL=C.0241577325576, YL=C.CC0169104127903, XNC=8P6.36563636, NM=3250, DPI=0.060325, DPMC=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.07,
 YL=C.0259447738365, PA=1.4
 YL=C.026353P900E29, YL=C.CC1E4477230C44, XNC=812.5, NM=3250, DPI=0.C60325, DPMC=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=C.C2P19886623672,
 PN=1.4
 YL=C.02667331C48E8, YL=C.CC186713173407, XNC=1478.57142857, NM=3450, DPI=0.04445, DPMC=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.07,
 YL=C.0285404472209, PA=1.4
 YL=C.0304P37834135, YL=C.CC02133E44R3R95, XNC=1291.75, NM=3450, DPI=0.C4445, DPMC=1.5, DPCO=4.C, CZ=C.07, YLT=C.C03261764P2524,
 PN=1.4
 YL=C.03429425634, YL=C.CC24C055794379, XNC=1150.0, NM=3450, DPI=0.04445, DPMC=1.5, DPCO=4.5, CZ=C.07, YLT=C.C366948542P37, PN=1.4,
 YL=C.0381C47292669, YL=C.CC2E673310488P, XNC=1725.0, NM=3450, DPI=0.04445, DPMC=2.5, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=C.04077262603157,
 PN=1.4
 YL=C.0419152021934, YL=C.CC0293406415355, XNC=940.90909091, NM=3450, DPI=C.04445, DPMC=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=C.044849266347,
 PN=1.4
 YL=C.0457256751204, YL=C.CC020079725R42, XNC=8E2.5, NM=3450, DPI=0.04445, DPMC=1.5, DPCO=6.0, CZ=C.07, YLT=C.0489264723788,
 PN=1.4
 YL=C.0228628375603, YL=C.CC0160039862922, XNC=1725.0, NM=3450, DPI=0.04445, DPMC=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.07, YLT=C.0244632361896,
 PA=1.4
 YL=C.0552204922549, YL=C.CC18C0448457P4, XNC=1532.33333334, NM=3450, DPI=0.04445, DPMC=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.07,
 YL=C.0719107727, PA=1.4
 YL=C.028575449503, YL=C.CC2C0049828652, XNC=13E0.0, NM=3450, DPI=0.04445, DPMC=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=C.03050790452369,
 PN=1.4
 YL=C.0143640164449, YL=C.CC0220054811513, XNC=1754.54545455, NM=3450, DPI=0.04445, DPMC=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=C.C03363694976,
 PN=1.4
 YL=C.04429425634, YL=C.CC024C05794379, XNC=1150.0, NM=3450, DPI=0.04445, DPMC=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=C.0466948542P37, PN=1.4,
 YL=C.0228628375603, YL=C.CC0160039862922, XNC=1725.0, NM=3450, DPI=0.04445, DPMC=2.5, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=C.0244632361896,
 PN=1.4
 YL=C.025149121316, YL=C.CC17E0C43849212, XNC=156P.818181P19, NM=3450, DPI=0.04445, DPMC=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=C.026690355980E,
 PN=1.4
 YL=C.0274354050721, YL=C.CC0192047835504, XNC=1437.5, NM=3450, DPI=0.04445, DPMC=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=C.CP29355F834271,
 PN=1.4
 YL=C.0228628375603, YL=C.CC0160039862922, XNC=1725.0, NM=3450, DPI=0.04445, DPMC=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=C.0244632361896,
 PN=1.4
 YL=C.027752282934, YL=C.CC15930099C054, XNC=940.90909091, NM=3450, DPI=0.060325, DPMC=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.07,
 YL=C.0243302941939, PA=1.4
 YL=C.02482612R3202, YL=C.CC10173782898741, XNC=8E2.5, NM=3450, DPI=0.060325, DPMC=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=C.02765639573026,
 PN=1.4
 YL=C.0400099657304, YL=C.CC2R0CC49760112, XNC=9R5.7142P572, NM=1725, DPI=0.04445, DPMC=2.0, DPCO=3.5, CZ=0.07, YLT=C.G428106633315,
 PA=1.4
 YL=C.0572567512C4, YL=C.CC320079725842, XNC=8E2.5, NM=1725, DPI=0.04445, DPMC=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.07, YLT=C.0489264723788,
 PN=1.4
 YL=C.0320079725843, YL=C.CC0224055E0R09, XNC=1732.14285714, NM=1725, DPI=0.04445, DPMC=2.5, DPCO=3.5, CZ=0.07, YLT=C.0342483306653,
 PN=1.4
 YL=C.0365P05400961, YL=C.CC02560637P0674, XNC=107P.125, NM=1725, DPI=0.04445, DPMC=2.5, DPCO=4.C, CZ=0.07, YLT=C.C039141177902E,
 PN=1.4
 YL=C.0411531076088, YL=C.CC0288071753261, XNC=95P.33333332, NM=1725, DPI=0.04445, DPMC=2.5, DPCO=4.5, CZ=0.07, YLT=C.C44C338251415,
 PN=1.4
 PA=1.4



YL=C.0157256751204, YLC=C.0C320C79725842, XNC=862.5, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=0.0489264723788,
PN=1.4
YL=C.0266733104868, YLC=C.0C186713173407, XNC=1478.57142857, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=3.5, CZ=0.07,
YL=C.0285404422209, PA=1.4
YL=C.0304P17834135, YLC=C.0C213386483895, XNC=1293.75, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=4.0, CZ=0.07, YLT=C.0326124822441
PN=1.4
YL=C.03429425634, YLC=C.0C24C559794379, XNC=1150.0, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=4.5, CZ=0.07, YLT=C.0366948542837, PN=1.4
YL=C.0381047292669, YLC=C.0C266733104888, XNC=1035.0, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=C.0407720003157,
PN=1.4
YL=C.0419152021934, YLC=C.0C293406415355, XNC=940.9090909, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=C.0444482686874,
PN=1.4
YL=C.0457256751204, YLC=C.0C320C79725842, XNC=862.5, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=C.0489264723788,
PN=1.4
YL=C.049438414736, YLC=C.0C322746714615, XNC=739.28571428, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.07,
YL=C.0509917841918, PA=1.4
YL=C.0531051044267, YLC=C.0C2171C570986, XNC=646.875, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.07, YLT=C.05354186097366,
PN=1.4
YL=C.0572591922805, YLC=C.0C2267947347362, XNC=575.0, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.07, YLT=C.0598459359542, ●
YL=C.0613768805376, YLC=C.0C279638143736, XNC=517.5, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=C.0642732621709, ✓
YL=C.0655145858569, YLC=C.0C186713173407, XNC=470.454545456, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.07, ✓
YL=C.0687005883881, PA=1.4
YL=C.069652256405, YLC=C.0C347545796488, XNC=431.25, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=C.0731279144603, ✓
PN=1.4
YL=C.072294622803, YLC=C.0C1520C0035962, XNC=585.71428572, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=3.5, CZ=0.07,
YL=C.073245615798, PA=1.4
YL=C.07448261283202, YLC=C.0C173782898241, XNC=862.5, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.07, YLT=C.07656359573026,
PN=1.4
YL=C.0779201943590, YLC=C.0C195505760519, XNC=766.6666667, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.07,
YL=C.079445148682, PA=1.4
YL=C.081022664403, YLC=C.0C217278622802, XNC=690.0, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=C.0832049466283,
PN=1.4
YL=C.0841356264403, YLC=C.0C218951485082, XNC=627.27272727, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.07,
YL=C.0852584412941, PA=1.4
YL=C.087235192485, YLC=C.0C260674347419, XNC=575.0, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=C.089459359542,
PN=1.4
YL=C.0923435154885, YLC=C.0C15640408419, XNC=958.3333332, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=2.5, DPCO=4.5, CZ=0.07,
YL=C.0929075615725, PA=1.4
YL=C.0944261293202, YLC=C.0C173782898241, XNC=862.5, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=2.5, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=C.09654359573026,
PN=1.4
YL=C.097308741152, YLC=C.0C191161188064, XNC=744.09090909, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=2.5, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=C.0992205510375,
PN=1.4
YL=C.0997913539841, YLC=C.0C208519477887, XNC=718.75, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=C.0913767477631,
PN=1.4
YL=C.0922757742934, YLC=C.0C159300590954, XNC=540.9090909, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=3.0, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=C.09243502941934,
PN=1.4
YL=C.0944261283202, YLC=C.0C173782898241, XNC=862.5, NM=1725, DPI=0.060325, DPMO=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=C.09654359573026,
PN=1.4
YL=C.097271174672, YLC=C.0C2573048222721, XNC=928.57142857, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=3.5, CZ=0.07, YLT=C.09454451566859,
PN=1.4
YL=C.0985395628198, YLC=C.0C0739776939737, XNC=812.5, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.07, YLT=C.0919173322172,
PN=1.4
YL=C.0939776939737, YLC=C.0C217843E5718, XNC=1100.71428572, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=3.5, CZ=0.07,
YL=C.09363541325521, PA=1.4
YL=C.0988316502558, YLC=C.0C271821551792, XNC=1015.625, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=4.0, CZ=0.07, YLT=C.09415498657737,
PN=1.4
YL=C.0944261283202, YLC=C.0C320C79725842, XNC=862.5, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=4.5, CZ=0.07, YLT=C.09654359573026,
YL=C.0944261283202, YLC=C.0C320C79725842, XNC=862.5, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=C.0919173322172,
PN=1.4
YL=C.0923435154885, YLC=C.0C15640408419, XNC=958.3333332, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=3.5, CZ=0.07,
YL=C.0930206771266, PA=1.4
YL=C.0923597085467, YLC=C.0C226517959825, XNC=1218.75, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=4.0, CZ=0.07, YLT=C.0936624881449,
PN=1.4
YL=C.09344046771147, YLC=C.0C254832704003, XNC=1083.33333334, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=4.5, CZ=0.07,
YL=C.0939579951627, PA=1.4
YL=C.0944261283202, YLC=C.0C320C79725842, XNC=862.5, NM=1725, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=C.09654359573026,
PN=1.4

PN=1.4
YL=0.044945992519, YLC=C.C0311462194765, XNC=PB6.36363636, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=0.0476092211995,
PN=1.4
YL=0.048519562819P, YLC=C.C0319976939737, XNC=P12.5, NM=1625, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=0.0519373443431
PN=1.4
YL=0.0407462050735, YLC=C.C0215221435515, XNC=656.42857142, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.07,
YL=0.042497847277, YLC=C.C0245966640588, XNC=609.375, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.07, YLT=0.0375972146876
PN=1.4
YL=0.0405308309544, YLC=C.C0276719845661, XNC=541.66666664, NM=1625, DPI=C.060325, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.07,
YL=0.042699935511, YLC=C.C027462050736, XNC=447.5, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=0.046977706125,
YL=0.0439231515673, YLC=C.C017828255806, XNC=443.18181818, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.07,
YL=0.0512697547735, YLC=C.C0161417576634, XNC=928.57142857, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=3.5, CZ=0.07,
YL=0.04305965380649, YLC=C.C0161417576634, XNC=928.57142857, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=3.5, CZ=0.07,
YL=0.042447979782, YLC=C.C018447723044, XNC=P12.5, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.07, YLT=C.02P1986623672,
YL=0.0263518900629, YLC=C.C018447723044, XNC=P12.5, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.07, YLT=C.02P1986623672,
PN=1.4
YL=0.0406481263208, YLC=C.C02753684244, XNC=722.22222222, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.07,
YL=0.031233655183, YLC=C.C023056534951, XNC=650.0, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=0.0352483279594,
YL=0.0329423623786, YLC=C.C023056534951, XNC=650.0, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=0.0352483279594,
PN=1.4
YL=0.0362369892669, YLC=C.C0253565191859, XNC=590.9090909, NM=1625, DPI=C.C060325, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=0.037731607555,
PN=1.4
YL=0.0395309350644, YLC=C.C0276715845661, XNC=541.66666664, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.07,
YL=0.0422979955511, YLC=C.C016602950739P, XNC=902.77777777, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.5, DPCO=4.5, CZ=0.07, YLT=C.025378796131,
YL=0.0237185010569, YLC=C.C016602950739P, XNC=902.77777777, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.5, DPCO=4.5, CZ=0.07, YLT=C.025378796131,
PN=1.4
YL=0.0263538900629, YLC=C.C018447723044, XNC=P12.5, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.5, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=0.0281986623672,
YL=0.0289992790693, YLC=C.C0202924953484, XNC=738.63636364, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.5, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=C.0281986623672,
YL=0.0310185272041, YLC=C.C0221372616529, XNC=177.08333333, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=C.0281986623672,
YL=0.0316246680754, YLC=C.C0221372616529, XNC=177.08333333, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=C.0281986623672,
YL=0.0338389394208, YLC=C.C0153731025367, XNC=975.0, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=3.0, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=0.0234988853063,
YL=0.0219615750525, YLC=C.C0153731025367, XNC=975.0, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=3.0, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=0.0234988853063,
PN=1.4
YL=0.0241577325578, YLC=C.C0169104127905, XNC=886.36363636, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=3.0, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=0.025487738367,
YL=0.025487738367, YLC=C.C0169104127905, XNC=886.36363636, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=3.0, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=0.025487738367,
PN=1.4
YL=0.0263538900629, YLC=C.C018447723044, XNC=P12.5, NM=1625, DPI=0.060325, DPMO=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=C.0281986623672,
PN=1.4
YL=0.0283428838247, YLC=C.C0268400186777, XNC=1028.57142857, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=2.0, DPCO=3.5, CZ=0.07,
YL=0.04102268856924, YLC=C.C0268400186777, XNC=1028.57142857, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=2.0, DPCO=3.5, CZ=0.07,
YL=0.0438224386573, YLC=C.C036743070601, XNC=900.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.07, YLT=C.046878693634,
PN=1.4
YL=0.0492979934893, YLC=C.C03645085954424, XNC=R00.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.07, YLT=0.0527488530336,
PN=1.4
YL=0.0306743070598, YLC=C.C014727149418, XNC=1285.71428572, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=3.5, CZ=0.07, YLT=0.032921508554,
PN=1.4
YL=0.0350563509255, YLC=C.C02453944456479, XNC=1125.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=4.0, CZ=0.07, YLT=0.0375102954904,
PN=1.4
YL=0.0394383947917, YLC=C.C027606763537, XNC=1000.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=4.5, CZ=0.07, YLT=0.04219982824266,
PN=1.4
YL=0.0438204386573, YLC=C.C036743070601, XNC=900.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=C.046878693634,
PN=1.4
YL=0.0482024825228, YLC=C.C00337417377659, XNC=818.18181817, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=0.0515766562994,
PN=1.4
YL=0.055619225497, YLC=C.C0178933457848, XNC=1542.85714286, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=3.5, CZ=0.07, YLT=0.0527488530336,
YL=0.027331571286, YLC=C.C04495360396, XNC=1350.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=4.0, CZ=0.07, YLT=0.0375102954904,
YL=0.029213625771, YLC=C.C04495360396, XNC=1350.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=4.0, CZ=0.07, YLT=0.0375102954904,
YL=0.0328653289528, YLC=C.C00230057302946, XNC=1200.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=4.5, CZ=0.07, YLT=0.033165902223,
PN=1.4
YL=0.0365170327141, YLC=C.C0255619225499, XNC=1000.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=0.0390732244691,
PN=1.4
YL=0.0401687354356, YLC=C.C02811814204P, XNC=981.81818182, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=0.0429805469162,
PN=1.4
YL=0.0438204386573, YLC=C.C036743070601, XNC=900.0, NM=1800, DPI=0.04445, DPMO=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=C.046878693634,
PN=1.4



YL=0.0277569906914, YLC=C.CC194298934P4, XNC=771.42857142, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.07, YLT=0.0296999H0U358,
PN=1.4
YL=0.0317222750759, YLC=C.CC222055925531, XNC=675.0, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=C.07, YLT=0.033942834334,
PN=1.4
YL=0.0356875594663, YLC=C.CC2498129162221, XNC=6CC.0, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.07, YLT=0.0381858486284,
PN=1.4
YL=0.0396528438448, YLC=C.CC277569906913, XNC=540.0, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=0.042628842514,
PN=1.4
YL=0.043481282294, YLC=C.CC305326897606, XNC=490.9C909091, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.07,
PN=1.4
YL=0.0464715072855, XNC=45C.0, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=0.0459142514966,
PN=1.4
YL=0.047583412137, YLC=C.CC330838882296, XNC=45C.0, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=1.5, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=0.0459142514966,
PN=1.4
YL=0.0237917063071, YLC=C.CC166541944149, XNC=9CC.0, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=C.07, YLT=0.0254571257485,
PN=1.4
YL=0.0267656695953, YLC=C.CC187359697147, XNC=9CC.0, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=C.07, YLT=C.0286392664611,
PN=1.4
YL=0.0297396328835, YLC=C.CC0208177430184, XNC=770.0, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=0.0318214071954,
PN=1.4
YL=0.0327135961718, YLC=C.CC228995173202, XNC=654.54545454, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.07,
YL=0.03350035479039, XNC=600.0, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.07,
YL=0.0356875594663, XNC=600.0, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.07, YLT=0.0381858486284,
PN=1.4
YL=0.0237917063071, YLC=C.CC166541944149, XNC=9CC.0, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.07, YLT=0.0254571257485,
PN=1.4
YL=0.0261708769376, YLC=C.CC0183196138563, XNC=818.18181817, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=2.5, DPCO=5.5, CZ=0.07,
YL=0.0280028183233, XNC=750.0, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=C.07, YLT=C.0305445589799,
YL=0.0285500475682, XNC=750.0, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=C.07, YLT=C.0305445589799,
PN=1.4
YL=0.021809C641147, YLC=C.CC152663448803, XNC=9P1.P1818182, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=3.0, DPCO=5.5, CZ=0.07,
YL=0.0233356986028, XNC=900.0, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=0.0254571257485,
YL=0.0237917063071, XNC=900.0, NM=1800, DPI=C.060325, DPMO=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.07, YLT=0.0254571257485,
PN=1.4

CE-ES: 0=080000 LA EFICIENCIA ES: 0.8274
YL=0.026228251897, YLC=C.CC209326015177, XNC=1542.P5714285, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=1.5, DPCO=3.5, CZ=0.08, YLT=C.0283265120488,
PN=1.4
YL=0.029975145025, YLC=C.CC2398011602, XNC=1350.0, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.0, CZ=0.08, YLT=0.0327121156627, PN=1.4,
YL=0.033720381532, YLC=C.CC269776305225, XNC=17CC.C, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=1.5, DPCO=4.5, CZ=0.08, YLT=0.0364198012055,
PN=1.4
YL=0.037469312814, YLC=C.CC2029751450251, XNC=10P.0, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=C.08, YLT=C.0404664445744,
PN=1.4
YL=0.0412158244094, YLC=C.CC0329726595274, XNC=9P1.R1818187, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=1.5, DPCO=5.5, CZ=0.08, YLT=0.0445130903622,
PN=1.4
YL=0.04196711889228, YLC=C.CC157369511382, XNC=2C57.1427P5713, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=2.0, DPCO=3.5, CZ=0.08,
YL=0.042141841368, XNC=2C57.1427P5713, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=2.0, DPCO=3.5, CZ=0.08,
YL=0.0424813587688, YLC=C.CC17985087015, XNC=1800.0, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.0, CZ=0.08, YLT=0.0424798674703,
PN=1.4
YL=0.0452915284151, YLC=C.CC20233222892, XNC=1CC.C, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=2.0, DPCO=4.5, CZ=0.08, YLT=C.04273148509043,
PN=1.4
YL=0.0481016924609, YLC=C.CC0274813587687, XNC=144C.0, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.0, CZ=0.08, YLT=0.04303498343578,
PN=1.4
YL=0.04918683074, YLC=C.CC0272949466459, XNC=1309.09090909, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=2.0, DPCO=5.5, CZ=0.08, YLT=0.0433384817772,
PN=1.4
YL=0.0537220381532, YLC=C.CC0269776305225, XNC=1200.0, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=2.0, DPCO=6.0, CZ=0.08, YLT=0.04364198012055,
PN=1.4
YL=0.05302332228921, YLC=C.CC0161865783137, XNC=2000.0, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=2.5, DPCO=4.5, CZ=0.08, YLT=0.04218518207735,
PN=1.4
YL=0.0524813587688, YLC=C.CC17985087015, XNC=1800.0, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.0, CZ=0.08, YLT=0.0424798674703,
PN=1.4
YL=0.0547794944455, YLC=C.CC0197835957164, XNC=1636.36363637, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=2.5, DPCO=5.5, CZ=0.08,
YL=0.05626707854217, XNC=15CC.0, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.08, YLT=0.04291358409645,
YL=0.0269776305227, YLC=C.CC215821044182, XNC=15CC.0, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=2.5, DPCO=6.0, CZ=0.08, YLT=0.04291358409645,
PN=1.4
YL=0.0506079122047, YLC=C.CC164863297637, XNC=1963.E3636363, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.5, CZ=0.08,
YL=0.052736521811, XNC=1963.E3636363, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=3.0, DPCO=5.5, CZ=0.08,
YL=0.0524813587688, YLC=C.CC017985087015, XNC=1800.0, NM=3600, DPI=C.04445, DPMO=3.0, DPCO=6.0, CZ=0.08, YLT=0.0424798674703,
PN=1.4
YL=0.0503437424887, YLC=C.CC0162745939749, XNC=1CC.C, NM=3600, DPI=C.060325, DPMO=1.5, DPCO=5.0, CZ=0.08, YLT=0.0219707018662,
PN=1.4
DU=1.7

Determinación de las magnitudes y características de los diferentes elementos del compresor.

1.- CILINDRO

Material.- En la fabricación del cilindro se propone un hierro fundido o también llamado hierro para cilindros(1), el cual es resistente al desgaste, duro y de grano apretado, además se vacía fácilmente. Estas propiedades las propician elementos de aleación tales como el silicio, níquel, carbono, manganeso, fósforo, azufre, etc.

En este caso se propone un hierro fundido con 3.5 % de carbono total, 2 % de silicio, 0.12 % máximo de azufre; que tiene un esfuerzo último a la tensión de aproximadamente $2.0664 \times 10^8 \text{ N/m}^2$.

El hierro fundido es el material más utilizado debido a sus características tales como: resistencia a la corrosión y al desgaste, facilidad de maquinado, conductividad térmica del orden de $50 \text{ W/m}^\circ\text{K}$ y punto de fusión entre los 1140 y 1400 $^\circ\text{C}$; además, tiene un peso específico de aproximadamente 70.6 KN/m^3 .

Al definir un esfuerzo permisible, se utiliza un factor de seguridad igual a 10, que permite diseñar las paredes del cilindro y así determinar el mejor espesor que soporte la máxima presión interna.

$$S_{\text{permisible}} = \frac{2.0664 \times 10^8}{10} = 2.0664 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

Los esfuerzos que se inducen en las paredes de un cilindro que está sometido a presión interna, son tres y en la figura VI.1 se representan gráficamente.

(1). Aguirre Carrasco Gabriel. Manual de Materiales.

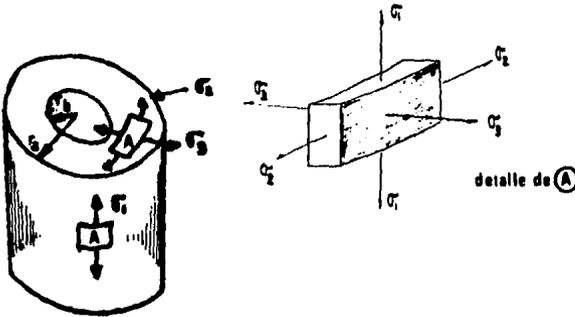


FIG.VI.1 CILINDRO SOMETIDO A PRESION INTERNA

Donde:

σ_z = Esfuerzo longitudinal.

σ_θ = Esfuerzo circunferencial o tangencial.

σ_r = Esfuerzo radial.

r_o = Radio exterior.

r_i = Radio interior.

P = Presión interna.

Para comprobar la resistencia del material a la presión interna, se recurrió a tres teorías que son:

- a) Teoría de Membrana. (1)
- b) Teoría del Máximo Esfuerzo Principal. (2)
- c) Teoría de Falla de Mohr. (3)

Con su ayuda se comprueba que el máximo esfuerzo inducido es siempre menor al esfuerzo permisible, debido principalmente a la baja presión interna.

(1).(2). Brownell Lloyd E. Process Equipment Desing. pág.112-272

(3). J. Roark Raymond. Formulas for stress and strain. pág. 25

El espesor de la pared del cilindro, se calcula utilizando expresiones que se emplean en motores de combustión interna(1) y que son las siguientes:

$$t = \frac{d}{2} \left[\sqrt{\frac{S_{perm} + 0.4 p_{max}}{S_{perm} - 1.3 p_{max}}} - 1 \right] \dots 6.5$$

Sustituyendo valores:

$$t = 9.7421 \times 10^{-4} \text{ m}$$

Otros autores(2) proponen un sobre-espesor de seguridad, el cual empíricamente se ha encontrado como $t_0 = 0.02 d$; establecido para cuando d es menor de 150 mm.

$$t = \frac{d}{2} \left[\sqrt{\frac{S_{perm} + 0.4 p_{max}}{S_{perm} - 1.3 p_{max}}} - 1 \right] + t_0 \dots 6.6$$

Sustituyendo valores:

$$t = 2.19 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Por último, una tercera ecuación establece el valor de $-t-$ en función del diámetro interior del cilindro(2).

$$t = 0.05 d + t_0 \dots 6.7$$

Sustituyendo: $t = 4.223 \times 10^{-3} \text{ m}$

De las ecuaciones anteriores p_{max} es igual a 1.5 la presión máxima; esto con objeto de considerar el exceso de presión utilizado para vencer la resistencia a abrir o cerrar de las válvulas. (Ver figura III.10 de la primera parte)

Los resultados anteriores muestran valores de $-t-$ bastante pequeños, debido a que la presión interna es baja. Así que la elección del espesor estará en función de recomendaciones prácticas. Estas varían de uno a otro autor, pero en general, como mínimo se recomienda de 5mm (2), en otras ocasiones de

(1).Mark's. Mechanical Engineers Handbook. pág. 9-161

(2).Martínez de Vedia. Motores Térmicos. pág. 206

hasta 1 cm. Como posible espesor se elige entonces de 7.5 mm, valor intermedio entre los valores antes mencionados.

Como complemento es interesante calcular y conocer la distribución de esfuerzos en la pared del cilindro.

Aplicando la teoría de Lamé (1).

a) Esfuerzo longitudinal o axial.

$$\sigma_1 = \frac{pd^2}{d_e^2 - d^2} = \frac{5.065 \times 10^5 (0.060325)^2}{0.075325^2 - 0.060325^2} = 905\,864.1 \text{ N/m}^2.$$

b) Esfuerzo tangencial.

$$\sigma_2 = \frac{pd^2}{d_e^2 - d^2} \left[1 + \frac{d_e^2}{d_i^2} \right] ; d_e = \text{diámetro exterior}$$

Para $d = 0.060325$ m y $K_o = d_e/d = 1.25$, se tiene el máximo esfuerzo tangencial:

$$\sigma_2 = p \left[\frac{K_o^2 + 1}{K_o^2 - 1} \right] = 5.065 \times 10^5 \left[\frac{1.25^2 + 1}{1.25^2 - 1} \right] = 2,307,388.8$$

En la pared del cilindro:

d_i (m)	Esfuerzo tangencial (N/m ²)
0.062	2,242,995.8
0.064	2,160,683.9
0.070	1,954,791.0
0.074	1,844,458.3
0.075	1,811,728.2

c) Esfuerzo radial (compresión).

$$\sigma_3 = -p \frac{d^2}{d_e^2 - d^2} \left[\frac{d_e^2}{d_i^2} - 1 \right] \quad \max \sigma_3 = -p$$

En la pared del cilindro:

d_i (m)	Esfuerzo radial (N/m^2)
0.062	431,217.6
0.064	348,995.74
0.070	143,062.85
0.074	32,730.14
0.075	0.00

d) Esfuerzo cortante máximo.

$$S_s = p \frac{d_e^2}{d_e^2 - d^2} = 5.065 \times 10^5 \frac{0.075325^2}{0.075325^2 - 0.060325^2}$$

$$S_s = 1,412,364.1 \text{ N/m}^2$$

El espesor será entonces de 7.5 mm, el cual resiste al máximo esfuerzo inducido. En la fabricación del cilindro es recomendable aumentar este espesor entre los 5 y 10 mm, para efectos del maquinado posterior.

2.- TAPA DEL CILINDRO

La tapa del cilindro generalmente es plana y en la misma se deben considerar los orificios necesarios tanto para alojar las válvulas, como para su unión con el cilindro. En su diseño se debe tener cuidado para evitar ángulos y espacios inútiles, así como procurar que el material quede repartido simétricamente y el espesor sea lo más constante posible.

El material de construcción de la tapa es el mismo del cilindro, es decir, hierro fundido con 3.5 % de carbono total, 2 % de silicio, 0.12 % máximo de azufre y con un esfuerzo último a la tensión de aproximadamente $2.0664 \times 10^8 \text{ N/m}^2$.

2.1 Cálculo del espesor.

Existen diversas formas para su cálculo; una de éstas es la relación empírica(1), con que se define el mínimo espesor de la tapa y cuya expresión es:

$$e = 0.1 d \quad \text{-----} 6.8$$

$$\text{o sea } e = 0.1 (0.060325) = 6.0325 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Otras más elaboradas que se mencionan en la misma referencia tienen por objeto determinar el espesor más adecuado.

Así que se procedió al cálculo mediante la teoría de esfuerzos, para lo cual se plantearon las siguientes condiciones:

- i) Placa plana y circular.
- ii) Diámetro igual a la distancia entre centros de los tornillos que la sujetan al cilindro.
- iii) Apoyada uniformemente y con carga aplicada en toda su superficie.

En tales condiciones el esfuerzo permisible es:

$$S_{\text{perm}} = \frac{3 \times p_{\text{max}} \times A_{\text{tapa}} (3m + 1)}{8 \pi \times m \times e^2} \quad \text{-----} 6.9$$

Despejando

$$e = \sqrt{\frac{3 \times p_{\text{max}} \times A_{\text{tapa}} (3m + 1)}{8 \pi \times m \times S_{\text{permisible}}}} \quad \text{-----} 6.10$$

donde: p_{max} = presión máxima sobre la placa incluyendo un factor de seguridad de 1.5

A_{tapa} = área de la tapa. (= $\pi/4 \times d_0^2$)

d_0 = diámetro de la tapa = 0.075325 m

m = inverso de la relación de Poisson.

$m = 1/0.211 = 4.7393364$

(1). Escuela del Técnico Mecánico. Vol. VI

S_{perm} = esfuerzo permisible utilizando un factor de seguridad igual a 10.

Sustituyendo en la expresión 6.10 se obtiene que el espesor es:

$$e = 7.9245 \times 10^{-3} \doteq 8 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Este valor es mayor al determinado por la relación 6.8, por lo que resulta aceptable. Aunque en este análisis no se consideran los orificios para las válvulas, puede ser una buena aproximación.

2.2 Cálculo de esfuerzos.

Para el cálculo de los esfuerzos se considera a la tapa en las condiciones antes mencionadas y en la zona elástica del material(1).

a) Deflexión o flecha a cualquier distancia " r " de su centro. Para cuando $r = 0$

$$Y_{max} = \frac{pd_0^4 \lambda}{1024D} \left[\frac{5 + \lambda}{1 + \lambda} \right] = \frac{5.065 \times 10^5 (0.075325)^4 (1.5)}{1024 (3801.6)} \cdot \frac{5.211}{1.211}$$

$$Y_{max} = 2.7035 \times 10^{-5} \text{ m.}$$

donde

$$D = \frac{E e^3}{12(1 - \nu^2)} = \frac{1.0332 \times 10^{11} (0.008)^3}{12 (1 - 0.211^2)} = 3801.6$$

Donde el valor de la deflexión máxima es prácticamente despreciable.

b) Momentos en la orilla y centro del plato plano.

orilla

$$M_x = - \frac{\lambda p d_0^2}{32} = - \frac{1.5 (5.065 \times 10^5) (0.075325)^2}{32} = - 134.7 \text{ N-m.}$$

(1). Brownell Lloyd E. Process Equipment Desing. pág. 103

centro

$$M = \frac{p}{16} \frac{d_o^2}{4} (3 + \nu) = \frac{5.065 \times 10^5 (1.5)(0.075325)^2}{4 \times 16} \times 3.211$$

$$M = 216.3 \text{ N-m}$$

c) Esfuerzo máximo.

$$S_{\max} = \frac{3(3 + \nu)p}{32} \left[\frac{d_o^2}{e} \right]^2 = 20,275,921.0 \text{ N/m}^2$$

El esfuerzo calculado es menor al valor permisible definido anteriormente, por lo tanto, el espesor de la tapa será de 8 mm; sin embargo, para efectos del alojamiento de las válvulas es necesario modificarlo.

3.- GRUPO DEL EMBOLO O PISTON

3.1. Pistón.

El dimensionamiento del pistón, está determinado por los efectos mecánicos y térmicos que sobre éste actúan, así como, por el número de anillos, el espesor de la cabeza del mismo, el diámetro del perno o bulón, la posición del primer anillo con respecto a la cabeza, la presencia de reforzamientos, etc.

Al diseñar el pistón se recurre a datos estadísticos experimentales, que ayudan a su dimensionamiento; aunque cabe señalar que su diseño es bastante complejo y requiere sobre todo, un buen trabajo de laboratorio.

a) Cálculo:

Tipo de pistón: Embolo Buzo Abierto.

Material propuesto: Aluminio aleado

Esfuerzo último a la tensión: $290 \times 10^6 \text{ N/m}^2$.

Coefficiente de dilatación térmica: $23.5 \times 10^{-6} \text{ } 1/^{\circ}\text{C}$.

La altura H del pistón se encuentra como: Ref. (1) (2)

$$H = 1.2 d = 1.2 (0.060325) \doteq 0.0724 \text{ m} \quad \text{-----s.11}$$

Otra forma de calcular la altura H es conociendo la fuerza de aplastamiento F_1 del pistón contra del cilindro, que se muestra gráficamente en la figura VI.2, así como, la presión para soportar dicho aplastamiento o también llamada presión de lubricación P_L , la cual según la referencia(3) no debe ser mayor de 5.8 bar.

(1). Escuela del Técnico Mecánico Vol. VI

(2). Speluzzi y Tessarotto. Disegno di Macchine. pág. 487

(3). Martínez de Vedia. Motores Térmicos. pág. 208

Como se desconoce el valor de la presión resistente al aplastamiento, se procederá de forma inversa para conocer su valor, utilizando la altura del pistón que se encontró con la expresión 6.11.

En cuanto a la fuerza de aplastamiento se calcula(1) de forma aproximada como:

$$F_1 = 0.15 P_0 \quad \text{-----6.12}$$

donde $P_0 = \text{Area del cilindro} \times \text{Presión máxima}$.

El área resistente al aplastamiento según la referencia(2) es igual a 120° del área envolvente del cilindro, lo que se muestra gráficamente en la figura VI.3, o sea:

$$A_R = \frac{d}{2} (2 \cos 30^\circ) H$$

El área resistente al aplastamiento se puede calcular también como:

$$A_R = F_1 / P_L$$



FIG. VI.2

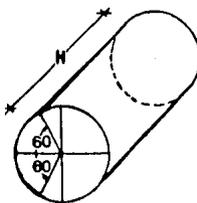


FIG. VI.3

Realizando los cálculos pertinentes.

$$P_0 = \pi d^2 / 4 (p_{\max}) = 3.14 (0.060325)^2 / 4 (5.065 \times 10^5 \times 1.5)$$

$$P_0 = 2171.4 \quad \text{y} \quad F_1 = 0.15 P_0 = 325.7 \text{ N}$$

$$A_R = \frac{d}{2} (2 \cos 30^\circ) H = 0.060325 (0.866) H = 0.052 H$$

pero $A_R = F_1 / P_L = 0.052 H$

(1). Martínez de Vedia. Motores Térmicos. pág. 208

(2). O. Fratschner. Elementos de Máquinas. pág. 412

y por último:

$$P_L = \frac{F_1}{0.052} = \frac{325.7}{0.052 (0.0724)} = 86109.66 \text{ N/m}^2$$

De tal manera que $P_L < 5.8 \text{ bar}$.

El diámetro de la cabeza del pistón es usualmente menor al resto de su cuerpo, con objeto de prevenir el rozamiento con el cilindro; ya que al estar en contacto con el aire o sea la zona de mayor temperatura, su dilatación es mayor.

El diámetro del pistón construido de aleación de aluminio, se encuentra como: (1)

Cabeza	$D_c = 0.994 d = 0.994(0.060325)$6.13
	$= 0.059963 \text{ m}$	
Cuerpo	$D_f = 0.995 d = 0.995(0.060325)$6.14
	$= 0.0600233 \text{ m}$	

Sin embargo, atendiendo a la dilatación de la cabeza del pistón, y para prevenir cualquier problema, el espacio entre la cabeza y el cilindro se calcula en base a la siguiente recomendación: (2)

$$H_c = 0.01 d = 0.01(0.060325) = 6.0325 \times 10^{-4} \text{ m}$$

El espesor de la tapa del pistón se calcula mediante la relación: (3)

$$h_f = 0.075 d = 4.5243 \times 10^{-3} \text{ m} \quad \text{.....6.17}$$

Este espesor también es posible calcularlo considerando a la tapa según las condiciones supuestas en la referencia(4), que son:

- (1). Martínez de Vedi. Motores Térmicos. pág. 208
- (2). Escuela del Técnico Mecánico Vol.VI
- (3). Jovánj, M.S. Motores de Automóvil.pág. 467
- (4). O. Fratschner. Elementos de Máquinas. pág. 413

- A) Tapa plana y circular.
- B) Empotrada en su periferia.
- C) Sometida a carga uniforme.

La fuerza máxima aplicada sobre esta parte del pistón, es la definida anteriormente e igual a $F_0 = 2171.4 \text{ N}$

Para el cálculo se define el esfuerzo permisible utilizando un factor de seguridad de 10, ya que esta zona es sometida a la máxima presión.

$$S_{\text{perm}} = (290 \times 10^6)/10 = 290 \times 10^5 \text{ N/m}^2$$

El espesor según la referencia (1) se encuentra como:

$$h_f = \sqrt{\frac{3 \times F_0 (m + 1)}{8 \times \pi \times S_{\text{perm}} \times m}} \quad \text{----- 6.18}$$

donde

$$m = \frac{1}{4} = \frac{1}{0.33} = 3.03 \text{ (inverso de la relación de Poisson).}$$

sustituyendo

$$h_f = \sqrt{\frac{3 \times 2171.4 \times 4.03}{8 \times \pi \times 290 \times 10^5 \times 3.03}} \doteq 3.5 \times 10^{-3} \text{ m}$$

Este valor es menor al calculado con la expresión 6.17, de tal manera, que el espesor de la cabeza del pistón se elige como el valor medio de los dos anteriores, o sea:

$$h_f = 4.0 \times 10^{-3} \text{ m}$$

(1). Kent's. Mechanical Engineers' Handbook.

Otras dimensiones del pistón se calculan mediante relaciones empíricas y se muestran en la figura VI.4 para su identificación.

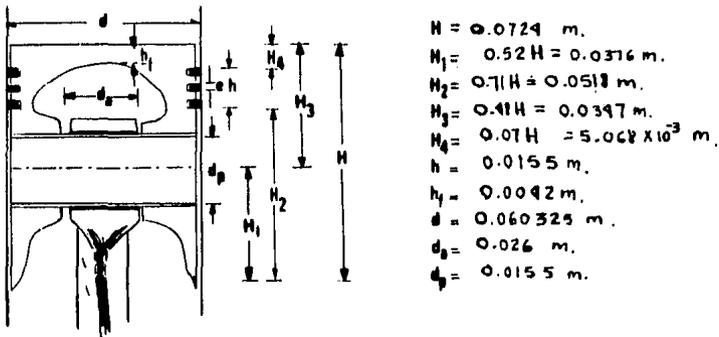


FIG. VI.4 EMBOLO BUZO ABIERTO

Para encontrar las dimensiones restantes del pistón, se analiza tanto a los anillos como al perno o bulón.

3.2. Anillos.

El cálculo de los anillos está en relación con sus funciones principales, que son: asegurar la estanqueidad en la cámara de compresión, retirar el exceso de aceite y transmitir el calor desde el pistón hacia las paredes del cilindro.

Cuando el diámetro del cilindro es menor de 65 mm, se recomienda(1) utilizar dos anillos compresores y un anillo rascador; sin embargo, considerando las dimensiones del compresor, se propone colocar dos segmentos compresores y uno más del tipo combinado, que cumple simultáneamente con las funciones de rascador de aceite y de compresor.

Los anillos propuestos son de sección transversal rectangular y auto-tensores para asegurar la estanqueidad.

(1). Martínez de Vedia. Motores Térmicos. pág. 209

Otras dimensiones del pistón se calculan mediante relaciones empíricas y se muestran en la figura VI.4 para su identificación.

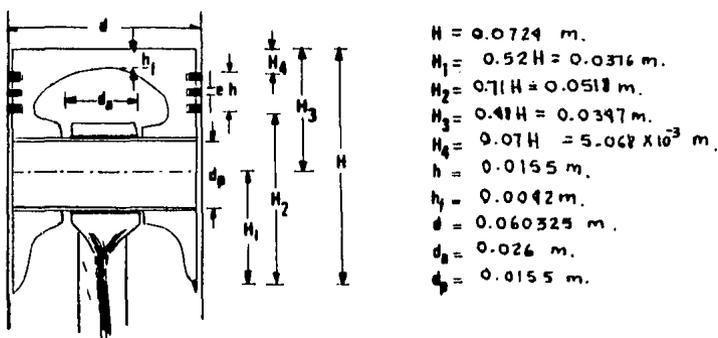


FIG. VI.4 EMBOLO SUZO ABIERTO

Para encontrar las dimensiones restantes del pistón, se analiza tanto a los anillos como al perno o bulón.

3.2. Anillos.

El cálculo de los anillos está en relación con sus funciones principales, que son: asegurar la estanqueidad en la cámara de compresión, retirar el exceso de aceite y transmitir el calor desde el pistón hacia las paredes del cilindro.

Cuando el diámetro del cilindro es menor de 65 mm, se recomienda(1) utilizar dos anillos compresores y un anillo rascador; sin embargo, considerando las dimensiones del compresor, se propone colocar dos segmentos compresores y uno más del tipo combinado, que cumple simultáneamente con las funciones de rascador de aceite y de compresor.

Los anillos propuestos son de sección transversal rectangular y auto-tensores para asegurar la estanqueidad.

(1). Martínez de Vedia. Motores Térmicos. pág. 209

Por otra parte, cuando el diámetro del anillo es menor de 0.254 m (10") y su altura no mayor de 0.00635 m (1/4") se utiliza en su construcción, hierro fundido de aleación(1); que tiene un esfuerzo último a la tensión de $3 \times 10^8 \text{ N/m}^2$.

a) Cálculo:

Los problemas mas comunes en los anillos son: el desgaste, torcimiento, calentamiento, la pérdida de elasticidad, etc. Por lo tanto, al tomar en cuenta tales efectos se propone un factor de seguridad de 5 .

$$S_{\text{perm}} = \frac{3 \times 10^8}{5} = 6 \times 10^7 \text{ N/m}^2$$

El espesor radial de los anillos se calcula empleado la expresión siguiente:

$$t_a = d \sqrt{\frac{3 \times P_a}{S_a}} \quad \text{----- 6.19}$$

De esta expresión se desconoce el valor de la presión promedio p_a que es ejercida por los anillos sobre la pared del cilindro, así que se utilizará el valor recomendado en la referencia(2), que es igual a 39 240 N/m^2 .

En cuanto a S_a es igual al valor del esfuerzo permisible y d es el diámetro interior del cilindro.

Sustituyendo valores en la expresión 6.19, se encuentra el valor del espesor radial de los anillos:

$$t_a = 0.060325 \sqrt{\frac{3 \times 39\ 240}{6 \times 10^7}} = 2.672 \times 10^{-3} \text{ m}$$

- (1). Folleto CECO. Anillos de pistón de potencia.
 (2). Escuela del Técnico Mecánico Vol. VI

El espesor longitudinal (altura) del anillo se calcula como: $h_a = 0.8 t_a = 0.8 \times 2.672 = 2.1376 \text{ mm}$ Ref. (1) y (2)

En la figura VI. 5, se muestra gráficamente la altura y el espesor radial del anillo.

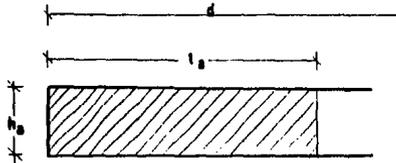


FIG. VI.5 ESTRUCTURA DEL ANILLO

Al conocer las dimensiones de los anillos, es posible dimensionar las paredes laterales del pistón; para esto, se tiene que diferenciar tres zonas que son: la de anillos, el tetón, y la porción donde no hay anillos ni tetón.

El espesor de la pared en la zona de anillos, se encuentra como:

$$e_o = 0.03 d + p_r + 0.5 \quad \text{Ref. (3) y (4) -----6.20}$$

donde p_r es la profundidad de la ranura para el alojamiento del anillo, que se calcula como:

$$p_r = t_a + 0.4 \quad \text{-----6.21}$$

Sustituyendo:

$$p_r = 2.672 + 0.4 = 3.022 \text{ mm}$$

Sustituyendo valores en la expresión 6.20, se tiene:

$$e_o = 0.03(60.325) + 3.022 + 0.5 = 5.33175 \text{ mm}$$

- (1). Martínez de Vedia. Motores Térmicos. pág. 209
- (2). Speluzzi y Tessarotto. Disegno Di Macchine. pág. 488
- (3). Escuela del Técnico Mecánico Vol. VI
- (4). Mark's. Mechanical Engineers Handbook.

Como criterio de diseño se reduce a la mitad el espesor de la pared lateral del pistón, en la zona en donde no esta ni la caja de anillos ni el tetón; así que el espesor será:

$$e_1 = e_0/2 = 2.15 \text{ mm}$$

Por otra parte, el espesor longitudinal de la caja de anillos queda definido como:(1)

$$e_2 = 0.85 \times t_a = 0.85 \times 2.672 \hat{=} 2.3 \text{ mm}$$

En cuanto al espacio entre cajas de anillos se propone que sea igual al espesor longitudinal de éstas, así:

$$e_3 = e_2 = 2.3 \text{ mm}$$

Los segmentos serán abiertos en una sola pieza, con un corte vertical; dichos cortes o juntas se alternan cada 120° a fin de dificultar el escape de aire. La longitud del corte es necesaria debido al calentamiento mayor de los anillos con respecto al pistón y es igual a $d/300 = 2.0108 \times 10^{-4} \text{ m}$. (2)

De esta manera se han establecido las dimensiones de los anillos y encontrado algunas otras del pistón; para determinar las restantes, es necesario analizar al perno o bulón.

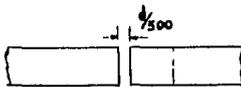


FIG.VI.6

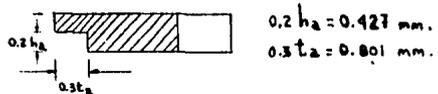


FIG.VI.7 SEGMENTO COMBINADO

- (1). Manual del Técnico Mecánico. Vol. VI
- (2). O. Fratschner. Elementos de Máquinas. pág. 408

3.3. Perno o bulón.

La presión máxima dentro del cilindro es la que determina el diseño del perno; que incluye la elección del material de construcción, el cálculo del diámetro y de su longitud.

El perno propuesto es del tipo flotante, el cual se fija contra desplazamientos axiales por medio de retenes de anillo (clips), de sección circular.

El material de construcción será el acero cromo - níquel AISI 3140 con 1.25 % de níquel y 0.65 % de cromo, que tiene un esfuerzo último a la tensión de $8.9545 \times 10^8 \text{ N/m}^2$.

a) Cálculo:

Las dimensiones del perno se obtienen por medio de datos estadísticos experimentales, para después realizar su comprobación.

La longitud del perno se calcula como:(1)

$$l_p/d = 0.8 \quad \text{o} \quad l_p = 0.8d \quad \text{-----} 622$$

sustituyendo

$$l_p = 0.8 (0.060325) = 0.04826 \text{ m}$$

El diámetro del perno:(2)

$$d_p = 0.26(d) = 0.26 (0.060325) = 0.0156845 \text{ m} \quad \text{---} 623$$

Para encontrar las dimensiones del perno, es necesario calcular las reacciones y momentos máximos en el elemento; para esto, se considera al perno como una viga simplemente apoyada con dos posibles alternativas para su análisis:

A) Considerar la viga uniformemente cargada.

B) Considerar la viga con carga concentrada e igual a F_0 .

Analizando la alternativa - A -
Gráficamente.

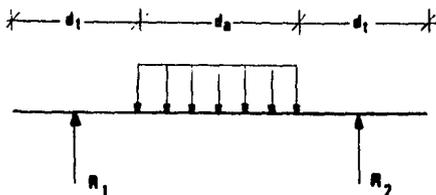


FIG. VI.8

De la figura VI.8, la longitud entre tetones del pistón " d_a " se calcula utilizando la expresión: (1)

$$d_a = 0.43 d \quad \dots\dots\dots 6.24$$

sustituyendo

$$d_a = 0.43 (0.060325) = 0.026 \text{ m}$$

El espesor del pistón en la parte de apoyo del perno (longitud de los tetones) se calcula como:

$$d_t = \frac{d - d_a}{2} = \frac{0.060325 - 0.026}{2} = 0.017162 \text{ m} \quad \dots\dots\dots 6.25$$

Si se considera que la fuerza máxima sobre la cara del pistón, se transmite al perno y está uniformemente repartida a lo largo de la longitud $-d_a-$; entonces la carga por unidad de longitud será:

$$q = F_0/d_a = 2171.4/ 0.026 = 83\ 515.384 \text{ N/m}$$

$$y \quad q_0 = 83\ 515.384 \times 0.026 \doteq 2171.4 \text{ N}$$

El momento y las reacciones son:

$$\sum F = 0 \quad R_1 + R_2 - q_0 = 0 \quad R_1 = R_2 = \frac{q \times d_a}{2}$$

(1). Speluzzi y Tessarotto. Desegno Di Macchine. pág. 487

$$\sum M = 0 \quad M = R_1 \left[\frac{d_t}{2} + \frac{d_a}{2} \right] - \frac{q \times d_a}{2} \left[\frac{d_a}{4} \right]$$

sustituyendo

$$M = \frac{2171.4}{2} \left[\frac{0.01716}{2} + \frac{0.026}{2} \right] - \frac{83515.384 (0.026)^2}{2 \times 4}$$

$$M = 16.37 \text{ N-m}$$

El esfuerzo debido al momento se encuentra como:

$$S = \frac{M \cdot c}{I} \quad \text{----- 6.26}$$

donde

M = momento de flexión.

c = distancia del eje neutro a la superficie más alejada e igual a $d_p/2$

d_p = diámetro del perno.

I = momento de inercia de la sección transversal = $\frac{\pi \cdot d_p^4}{64}$

Al sustituir y despejar d_p de la expresión 6.26, entonces el diámetro del perno será:

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{32 M}{\pi \times S}} \quad \text{----- 6.27}$$

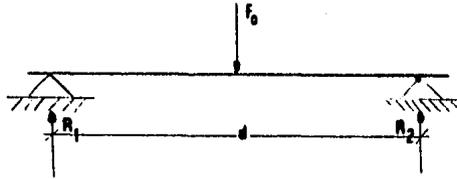
Considerando a S igual al esfuerzo permisible, el cual se define al utilizar un factor de seguridad de 10 y al sustituir valores en la expresión 6.27, se tiene:

$$d_p = \sqrt[3]{\frac{32(16.37)}{3.1416 \times 8.9545 \times 10^7}}$$

$$d_p = 0.0123 \text{ m}$$

Alternativa - B -
Gráficamente.

FIG. VI.9



Entonces:

$$\sum F = 0 \quad R_1 + R_2 = 2171.4$$

$$\sum M = 0 \quad 2171.4 \left(\frac{d}{2} \right) - R_2 (d) = 0$$

$$R_2 = \frac{2171.4}{d} \cdot \frac{d}{2} = 1085.7$$

$$M_{\max} = \frac{1085.7 (0.060325)}{2} = 32.74 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El esfuerzo debido al momento se encuentra como:

$$S = \frac{M \cdot c}{I} \text{ ----- } 628$$

donde:

M = momento máximo.

$$c = \frac{d_p}{2}$$

$$I = \text{momento de inercia} = \frac{\pi \cdot d_p^4}{64}$$

Despejando d_p y sustituyendo valores:

$$d_p = \sqrt[4]{\frac{32M}{\pi \times S_{\text{perm.}}}} = \sqrt[4]{\frac{32 (32.74)}{3.1416 (8.9545 \times 10^7)}} = 0.0155 \text{ m}$$

Del análisis anterior se comprueba la validez de las expresiones

siones empíricas y se eligen como dimensiones del perno:

$$d_p = 0.0155 \text{ m} \qquad l_b = 0.05 \text{ m}$$

4.- GRUPO DE LA BIELA

La biela es un elemento mecánico que transmite esfuerzos entre dos gorriones y que convierte el movimiento rotatorio a uno alternante.

El cuerpo de la biela puede tener tres formas distintas, esto es: sección circular, elíptica y doble "T" .

En este caso se propone una biela de sección doble T , con el pie de la biela del tipo cerrado y la cabeza bipartida.

Los esfuerzos a los cuales está sometida la biela pueden ser: de tracción, compresión, flexión y pandeo. Por lo tanto, el material de construcción deberá tener un esfuerzo elevado y ser bastante tenaz, con objeto de soportar dichos esfuerzos los que varían en magnitud y sentido y que ocasionan deformaciones.

El material propuesto es acero de aleación AISI 2340 (níquel 3.5 %, carbono 0.4 %) que es bastante tenaz y tiene un esfuerzo en el punto de fluencia de aproximadamente 5.5104 x 10⁸ N/m² .

4.1 Pie de la biela

El pie de la biela es la parte que va unida al perno del pistón y cuyas dimensiones dependen del diámetro del perno y del tipo de sujeción.

El pie de la biela será cerrado y llevará un buje de bronce que se incarta a presión. Por otra parte, los orificios de lubricación se realizan en la parte superior del pie de la biela, con objeto de evitar concentración de esfuerzos.

Cálculo:

Las dimensiones del pie de la biela se calculan utilizando las siguientes expresiones empíricas: (1)



FIGURA OJO SUPERIOR

$$d_1 = 0.0155 \text{ m}$$

$$d_2 = 0.25 d + 4 = 0.25(60.325) + 4$$

$$d_2 = 19 \text{ mm} = 0.019 \text{ m} \text{ ----- } 6.29$$

$$l_2 = 0.35d = 0.35(0.060325) = 0.0211 \text{ m}$$

----- 6.30

El espesor radial del buje será de 2.5 mm, por lo que se ajusta el valor de d_2 a 20.5 mm. En cuanto a la holgura entre perno y casquillo, ésta se encuentra como: (2)

$$h_o = 0.0015 d_p = 0.0015(0.0155) = 2.325 \times 10^{-5} \text{ m}$$

4.2 Cuerpo de la biela

El cuerpo o caña de la biela propuesta es de sección transversal doble "T", que se utiliza cuando se tienen émbolos del tipo buzo abierto.

Cálculo:

La longitud de la biela (distancia entre centros de gorriones), se determina de la siguiente forma: (3)

$$\text{sea } \lambda_o = r/L_o \quad 1/3.6 \geq \lambda_o \geq 1/4.2 \text{ ----- } 6.31$$

(1). Speluzzi y Tessarotto. *Disegno Di Macchine*. pág. 506

(2). Jónvaj, M.S. *Motores de Automóvil*. pág. 498

(3). Martínez de Vedia. *Motores Térmicos*. pág. 209

De la expresión 6.31 . r = radio de la manivela.

L_0 = longitud de la biela.

si $\lambda_0 = 1/4.5$

Entonces la longitud del cuerpo de la biela es:

$$L_0 = \frac{L}{2}(4.5) = \frac{0.04613(4.5)}{2} = 0.1037 \approx 0.104 \text{ m}$$

Al calcular la sección recta de la biela, es necesario conocer los esfuerzos que sobre ésta actúan, esto es: (1)

- 1). Tracción o compresión, o bien tracción y compresión, debido a la fuerza máxima sobre la tapa del pistón. En este caso se dimensiona en base a la resistencia al pandeo.
- 2). Flexión, por efecto de las fuerzas de inercia en el plano de desplazamiento.

Cálculo por pandeo.

Existen dos teorías para analizar la biela, esto es:

- i) Teoría de Euler.
- ii) Teoría de Tetmajer.

La primera teoría estudia el problema considerando que el material se comporta en forma línealmente elástica y propone que el cuerpo de la biela actúa como una viga articulada, esto en el plano de desplazamiento y como empotrada en el plano transversal; de tal manera que la carga máxima permisible se calcula a partir del esfuerzo de pandeo, que es:

En el plano de movimiento

$$P = P_k/\lambda = EI\pi^2/\lambda L_0^2 \quad \text{-----6.32}$$

En el plano transversal

$$P = P_k/\lambda = EI\pi^2/4\lambda L_0^2 \quad \text{-----6.33}$$

(1). O. Fratschner. Elementos de Máquinas. pag. 392

De las expresiones 6.32 y 6.33 .

E = módulo de elasticidad del material.

I = momento de inercia de la sección correspondiente.

λ = factor de seguridad que depende de la frecuencia de los cambios de presión y del tipo de servicio.

La teoría de Euler sólo es válida en la zona elástica y para barras muy esbeltas.

Cuando se tienen barras cortas y no muy esbeltas, se aplica la teoría de Tetmajer que define el esfuerzo al pandeo como:

$$S_k = F_k/A_T = \lambda F/A_T \quad \text{Ref. (1) y (2) -----6.34}$$

donde

A_T = área de la sección transversal doble "T".

λ = factor de seguridad.

El esfuerzo al pandeo se encuentra al utilizar la expresión:

$$S_k = E (1.42 - 0.007 L_0/i) \quad \text{Kg/cm}^2 \quad \text{-----6.35}$$

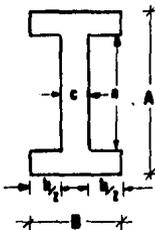
donde

L_0 = longitud de la biela.

i = radio de inercia = $\sqrt{I/A_T}$

Para determinar cual teoría utilizar es necesario dimensionar la sección doble "T", lo cual se hace siguiendo recomendaciones de la referencia (3).

FIG.VI.11 SECCION DOBLE T



De la referencia:

$$A \leq 1.5 B \quad \text{y} \quad c = 2 \text{ mm}$$

$$\text{si} \quad A = 1.3 B$$

$$A = 1.3 (\sqrt{2} b + c)$$

de tal manera que:

- (1). Martínez de Vedia. Motores Térmicos. pág. 209
- (2). O. Fratschner. Elementos de Máquinas. pág. 395
- (3). IDEM (1). pág. 209

$$A \doteq 20 \text{ mm} \quad B = 15.38 \text{ mm} \quad a = A/1.5 = 13.3 \text{ mm}$$

$$b = A/1.5 = 13.3 \text{ mm}$$

El área de la sección transversal es:

$$A_T = AB - ab = 20(15.38) - 13.3(13.3) = 129.8 \text{ mm}^2$$

$$A_T = 1.298 \times 10^{-4} \text{ m}^2.$$

Los momentos máximo y mínimo:

$$I_{\max} = (BA^3 - ba^3) \frac{1}{12} = [15.38(20)^3 - 13.3(13.3)^3] \cdot 1/12$$

$$I_{\max} = 7619.615 \text{ mm}^4 = 7.6195 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

$$I_{\min} = 2 \left[\frac{A-a}{2} \right] \frac{B^3}{12} + \frac{a(B-b)^3}{12}$$

$$I_{\min} = \frac{6.66(15.38)^3}{12} + \frac{13.3(2)^3}{12} = 2030 \text{ mm}^4 = 2.0 \times 10^{-9} \text{ m}^4$$

Verificando la sección por compresión simple:

$$F_o/A_T \leq S_{\text{trabajo}} \quad (\text{esfuerzo de trabajo})$$

sustituyendo

$$2171.4/1.298 \times 10^{-4} = 16728813 \text{ N/m}^2$$

por lo tanto

$$16728813 \leq S_{\text{trabajo}}$$

Calculando el coeficiente de esbeltez:

Ref. (1) y (2)

$$x = L_o/i \quad \text{-----6.36}$$

donde

$$i = \sqrt{\frac{I_{\min}}{A_T}} = \sqrt{\frac{2030}{129.8}} \doteq 4 \quad \text{-----6.37}$$

$$x = 104/4 = 26$$

Como se trata de una biela corta se verifica la sección por Tetmajer, esto es:

- (1). Martínez de Vedia. Motores Térmicos. pág. 209
- (2). O.Fratschner. Elementos de Máquinas. pág. 393

El esfuerzo de pandeo se encuentra como:

$$S_k = F_k / A_T = \lambda E / A_T \quad \text{-----} 638$$

Donde λ es el factor de seguridad que según la referencia(1), toma valores entre 10 y 20; esto para máquinas de gran frecuencia en el cambio de presión. En este caso se propone un factor de seguridad de 15, con lo cual al sustituir valores en la expresión 6.38, se tiene:

$$S_k = 15(16728813) = 2.5 \times 10^8 \text{ N/m}^2$$

Este valor es menor al límite elástico del material y por lo tanto del esfuerzo último, así que la sección es suficiente.

Cálculo por flexión.

En máquinas que giran a altas velocidades, es necesario estudiar la acción flectora de las fuerzas de inercia.

La fuerza de inercia que actúa sobre el gorrón inferior de la biela(cabeza), cuando la biela forma un ángulo recto con el brazo de la manivela, queda determinado por la aceleración centrífuga $a_f = r w^2$. De tal manera, que la carga por unidad de longitud de la biela de sección A_T , que actúa sobre el gorrón del cigüeñal es:(2)

$$q = r w^2 A_T \gamma / g \quad \text{-----} 639$$

La carga distribuida sobre la biela en una posición cualquiera es:

$$q' = y / L_0 (r w^2 A_T \gamma / g) \quad \text{N/m} \quad \text{-----} 640$$

donde y = cualquier distancia del perno hacia el gorrón inferior.

w = velocidad angular.

r = radio de la manivela.

(1).(2). O Fratschner . Elementos de Máquinas. pág. 392 - 393

Al sustituir valores en la expresión 6.39

$$q = r w^2 A_T \gamma / g$$

$$q = 0.023065(2039.46) 1.298 \times 10^{-4} \frac{(76500)}{9.81} = 47.6 \text{ N/m}$$

donde:

$$\gamma = \text{peso específico} = 76.5 \text{ KN/m}^3$$

$$w^2 = \left[\frac{277 \text{ N}}{60} \right]^2 = \left[\frac{2 \times 3.1416 \times 431.25}{60} \right]^2 = 2039.46 \text{ 1/s}^2$$

El momento flector máximo está en $y = L_0/\sqrt{3}$, por lo que:

$$M_{b\max} = \frac{qL_0^2}{16} = \frac{47.6(0.104)^2}{16} = 0.03217 \text{ N - m}$$

El esfuerzo flector es:(1)

$$S_{fl} = \frac{M_{b\max} \cdot c}{I_{\max}} = \frac{0.03217(0.02)}{7.6195 \times 10^{-9}(2)} = 42 \text{ 230.6 N/m}^2$$

Por lo tanto la sollicitación total es:

$$S_t = S_{fl} + S_c = 42 \text{ 230.6} + 16728813 = 16771043 \text{ N/m}^2$$

El valor del esfuerzo total es menor al esfuerzo en el límite elástico y del último. Por lo tanto, la sección propuesta es suficiente.

4.3 Cabeza de la biela

La cabeza de la biela es la parte que está unida al muñón del cigüeñal y que trabaja sometida a esfuerzos de tensión, compresión y flexión. Por lo regular se construye en dos piezas sueltas (desarmable), para montarse con facilidad sobre el pasador del cigüeñal; el caso contrario es la cabeza cerrada que se utiliza cuando las manivelas pueden montarse lateralmente sobre el pasador o bien éstos puedan introducirse en la cabeza de la biela.

En la unión entre la cabeza de biela y pasador del cigüeñal se tienen medios casquillos que son fabricados en materiales resistentes al desgaste, como lo es el babbitt.

Las características principales de la cabeza de biela dederán ser:

- Debe tener elevada rigidez, con objeto de asegurar un buen funcionamiento de los cojinetes.
- Sus dimensiones deben de ser mínimas, pues determinan las del bastidor.
- La masa será mínima, ya que la carga en el muñón de la biela, en la bancada y el desgaste depende de ésta.
- La sujeción al pasador del cigüeñal debe asegurar la unión a cualquier velocidad de giro.

Las dimensiones de la cabeza de biela se calculan utilizando las siguientes relaciones empíricas: (1)

De la figura VI. 12

$$d_3 = 0.5(0.060325) = 30.1 \text{ mm.}$$

$$d_4 = 0.13(0.060325) = 7.84 \text{ mm.}$$

$$d_{4a} = 9.525 \text{ mm } (3/8").$$

.....641

(1). Speluzzi y Tessarotto. Deseño Di Macchine.pág. 506

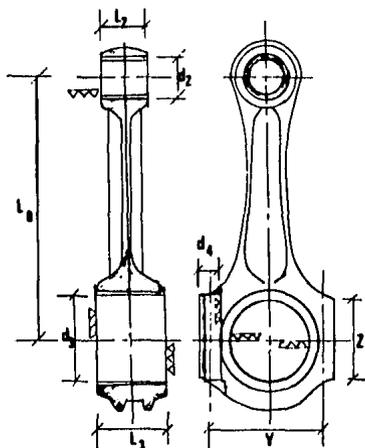


FIG. VI.12 BIELA

$$L_3 = 0.4(0.060325) = 0.0241 \text{ m}$$

$$Z = 35 + 0.15(0.060325)$$

$$= 35 \text{ mm.} \quad \dots\dots\dots .642$$

$$Y = 0.75(0.060325) = 45.25 \text{ mm}$$

Como se puede observar el diámetro d_3 , de acuerdo a la relación empírica es mayor a la calculada al analizar el cigüeñal que fue de 0.01905 m. Por lo que si el espesor de los medios - casquillos(cojinete de cabeza) es de 3mm, entonces se ajusta - el valor de d_3 a 0.025 m ; tentativamente se pueden manejar las otras dimensiones como se muestran, sólo al realizar el dibujo de fabricación revisar éstas, con objeto de evitar cambios bruscos de sección, en donde se tienen concentración de es fuerzos.

4.4 Cojinetes de la cabeza de biela.

Este tipo de cojinete casi siempre está formado por dos medios casquillos, uno superior y el otro inferior. El superior está sometido a la presión máxima dentro del cilindro; mientras que sobre el interior actúan las fuerzas de inercia de las masas con movimiento alterno y rotatorio de la biela.

Estos casquillos se encajan en la cabeza de biela a presión ya que su espesor se calcula para este objeto; además, también se tendrá el espesor de la película de lubricante que está entre 0.2 a 0.5 mm. La lubricación es muy importante porque de ésta depende la vida de los cojinetes.

Los materiales más comunes en la fabricación de estos cojinetes son los bronce (aluminio-hierro. estaño - cinc) y materiales blandos como el babbitt que es de alta resistencia al desgaste.

En este caso se propone utilizar metal babbitt con una resistencia o presión máxima admisible estándar de 68 bares. (1)

4.5 Pernos de la biela.

Sobre los pernos de la biela actúan cargas variables, entre éstas, las fuerzas de inercia de las partes con movimiento alterno y las fuerzas centrífugas de la masa rotatoria de la biela, por lo que en el diseño de la biela y de éstos se tendrá cuidado para evitar tensiones que ocasionen falla.

En la biela se deben reforzar las salientes de la cabeza con objeto de evitar tensiones de flexión en el perno, así como reducir el área de apoyo de la cabeza.

En el perno se debe cuidar que su largo exceda en lo mayor posible a su diámetro; en cuanto a materiales de fabricación los aceros al cromo o cromo-níquel son los principales.

(1) Martínez de Vedia. Motores Térmicos. pág. 370.

5.- CIGUEÑAL

El cálculo del cigüeñal es bastante complejo, ya que es necesario tomar en cuenta los esfuerzos y momentos variables (fatiga), además de las fuerzas de inercia y las vibraciones que éstas ocasionan, pues de no ser así, lo más probable es que falle.

Para dimensionar las partes del cigüeñal se utilizan expresiones empíricas y recomendaciones prácticas.

La resistencia mecánica del cigüeñal dependerá de:

a) La dimensión y forma de sus partes sean: muñones de biela y bancada, brazos, etc.

b) La resistencia mecánica del material, es decir: el límite de fluencia, la resistencia a la tensión, flexión y fatiga.

c) La concentración de tensiones que aparecen en los cambios de sección, en la transición de los muñones a los brazos y en las orillas de los orificios de lubricación de los muñones.

d) Los tratamientos del material, sean: mecánicos, térmicos o químico - térmicos.

Cálculo:

Quando se tiene un árbol acodado, es posible realizar su cálculo estático, siempre y cuando este apoyado sobre dos cojinetes; para árboles de varias cigüeñas y más de dos apoyos, el cálculo es muy aproximado.

El material de construcción será acero al carbón 1045 que tiene un esfuerzo último a la tensión de 6.6708×10^8 , y como está sometido a varias sollicitaciones, se propone un factor -

de seguridad de 10, de tal manera que el esfuerzo permisible o de trabajo será igual a $6.6708 \times 10^7 \text{ N/m}^2$.

Consideraciones para el cálculo estático.

A) El cigüeñal está montado sobre dos cojinetes o chumace-
ras que están simétricamente repartidas.

B) Las fuerzas a las que es sometido actúan en el centro de
los cojinetes.

C) El cigüeñal es completamente rígido.

D) El volante (polea conducida) estará unido al cigüeñal
en la parte externa del bastidor, además, se desprecia su
peso y el tirón de la banda.

En el cálculo estático se analizan dos posiciones del ci-
güeñal, esto es:

- i) Máximo momento flexionante (M_{\max}).
- ii) Máximo momento torsionante (T_{\max}).

Para el primer caso.

Gráficamente.

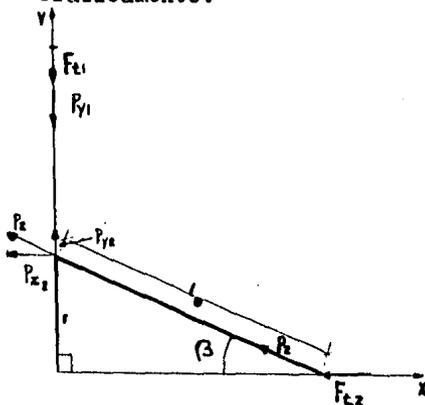


FIG. VI.13

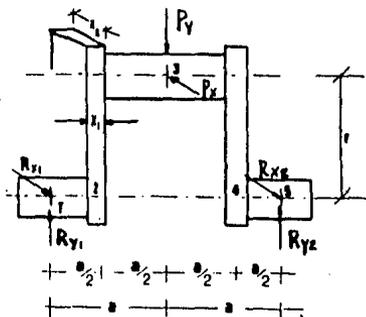


FIG. VI.14

De las figuras VI.13 y VI. 14 , la longitud de la biela es 0.104 m y el radio de la manivela igual a 0.023065 m.

$$\text{sen } \beta = r/L_0 = 0.023065/0.104 = 0.221$$

$$\beta = 12.81^\circ$$

$$F_{t1} = P_{y1} = 2171.4 \text{ N}$$

Para conocer el valor de la fuerza actuante sobre el pistón cuando $\theta = 90^\circ$, se procederá de la siguiente forma:

El desplazamiento del pistón queda definido por la expresión:

$$L_1 = r \left(1 - \cos \theta + \sqrt{(L_0/r)^2 - \text{sen}^2 \theta} - L_0/r \right) \quad \text{6.43}$$

sustituyendo

$$L_1 = 0.023065 \left(1 - \cos 90 + \sqrt{4.5^2 - \text{sen}^2 90} - 4.5 \right)$$

$$L_1 = 0.0204697 \text{ m}$$

El volumen desplazado es:

$$v = \frac{\pi d^2 L_1}{4} = \frac{3.1416 (0.060325)^2}{4} \times 0.0204697 = 5.85 \times 10^{-5} \text{ [m}^3\text{]}$$

Considerando el proceso de compresión como adiabático, entonces:

$$P_{90} \left[\frac{V_1}{V_2} \right]^k P_1 = \left[\frac{1.2 \times 10^{-4}}{5.85 \times 10^{-5}} \right]^{1.4} (1 \times 10^5) \doteq 278 \text{ 718.1 N/m}^2$$

$$P_{90} = P_{90} A = 796.61 \text{ N}$$

$$P_{90} = P_{t2} = 796.61 \text{ N}$$

$$P_{t2} = P_2 \cos \beta ; P_2 = P_{t2} / \cos \beta = 816.95 \text{ N}$$

$$P_{x1} = P_2 \cos \beta = 796.61 \text{ N}$$

$$P_{y2} = P_2 \text{ sen } \beta = 181.13 \text{ N}$$

La resultante es:

$$P_y = P_{y1} - P_{y2} = 2171.4 - 181.13 = 1990.26 \text{ N}$$

$$P_x = P_{x1} = 796.61 \quad N$$

Análisis en el plano Y - O

La distancia marcada como "a" en la figura VII4 se propone de 0.06 m ; valor igual a "d", que es una recomendación empírica.

Tomando momentos.

$$M_1 = P_y(a) - R_{y2}(2a) = 0$$

$$R_{y2} = P_y/2 = 1990.26/2 = 995.13 \quad N$$

$$R_{y1} = R_{y2} = 995.13 \quad N$$

$$M_{y3} = R_{y2}(a) = 59.70 \quad N - m$$

$$M_{y2} = R_{y2}(a/2) = 29.85 \quad N - m$$

$$M_{y4} = M_{y2} = 29.85 \quad N - m$$

Análisis en el plano X - O

Tomando momentos.

$$M'_1 = P_x(a) - R_{x2}(2a) = 0$$

$$R_{x2} = P_x/2 = 796.61/2 = 398.3 \quad N$$

$$R_{x1} = R_{x2} = 398.3 \quad N$$

$$M_{x3} = R_{x1}(a) = 398.3(0.06) = 23.87 \quad N - m$$

$$M_{x2} = R_{x1}(a/2) = 11.94 \quad N - m$$

$$M_{x4} = M_{x2} = 11.94 \quad N - m$$

Cálculo del diámetro de la flecha en ((1))

A) Por torsión.

$$T = P_x \cdot (r) = 796.61(0.023065) = 18.37 \quad N - m$$

El esfuerzo es:

$$\tau_{xy} = \frac{T d_1}{2J} = \frac{T d_1}{2\pi d_1^4} \quad \text{-----6.45}$$

donde J = momento polar de inercia de la sección circular.

$$\tau_{xy} = \frac{S_{\text{permisible}} - 0}{2} = \frac{6.6708 \times 10^7}{2} = 33354000 \text{ N/m}^2$$

despejando d_1 de la expresión 6.45

$$d_1 = \sqrt[4]{\frac{T(16)}{\pi \tau_{xy}}} = \sqrt[4]{\frac{18.37(16)}{3.1416(33354000)}} = 0.0141 \text{ cm}$$

Cálculo del diámetro del eje en el punto ((2))

A) Torsión.

$$T = P_x(r) = 796.61(0.023065) = 18.37 \text{ N} \cdot \text{m}$$

B) Flexión.

$$M_{2\text{máximo}} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{1.94^2 + 29.85^2} = 32.1 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{total}} = \sqrt{T_{\text{max}}^2 + M_{\text{max}}^2} = \sqrt{18.37^2 + 32.1^2} = 36.9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$d_2 = \sqrt[4]{\frac{16 M_{\text{total}}}{\pi \tau_{xy}}} = \sqrt[4]{\frac{16(36.98)}{3.1416(33354000)}} = 0.0178 \text{ m}$$

Cálculo del diámetro del pasador en el punto ((3))

A) Torsión.

$$T = R_{x2}(r) = 398.3(0.023065) = 9.18 \text{ N} \cdot \text{m}$$

B) Flexión.

$$M_{3\text{máximo}} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{23.89^2 + 59.7^2} = 64.30 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$M_{\text{total}} = \sqrt{T^2 + M^2} = \sqrt{9.18^2 + 64.30^2} = 64.9 \text{ N} \cdot \text{m}$$

$$d_3 = \sqrt{\frac{16 K_{total}}{\pi Z_{xy}}} = \sqrt{\frac{16(64.9)}{3.1416(33354000)}} = 0.02147 \text{ m}$$

Cálculo del brazo derecho (en la unión con el pasador).

Las dimensiones de x_1 y x_2 se encuentran mediante las expresiones empíricas siguientes: (1)

$$x_1 = 0.7 d_3 = 0.7(0.02) = 0.01434 \text{ m} \quad \text{-----} 6.47$$

$$x_2 = 1.3 d_3 = 1.3(0.02) = 0.026634 \text{ m} \quad \text{-----} 6.48$$

De acuerdo a estas dimensiones los esfuerzos se calculan a continuación:

A) Torsión.

$$T = R_{x2}(a/2) = 398.3(0.06/2) = 11.94 \text{ N - m}$$

El esfuerzo inducido es:

$$\tau_4 = \frac{9 T}{2x_1^2(x_2)} = \frac{9(11.94)}{2(0.01434)^2(0.026634)} = 9810296.7 \text{ N/m}^2 \quad \text{-----} 6.49$$

B) Flexión.

por efectos de R_{y2}

$$M_{f/1} = R_{y2}(a/2) = 995.13(0.06/2) = 29.85 \text{ N - m}$$

$$S_{4/1} = \frac{6 M_{f/1}}{x_1^2(x_2)} = \frac{6(29.85)}{0.01434^2(0.026634)} = 32700988 \text{ N/m}^2 \quad \text{-----} 6.50$$

por efectos de R_{x2}

$$M_{f/2} = R_{x2}(r) = 398.3(0.023065) = 9.18 \text{ N - m}$$

$$S_{4/2} = \frac{6 M_{f/2}}{x_1(x_2)^2} = \frac{6(9.18)}{0.01434(0.026634)^2} = 5414669.9 \text{ N/m}^2 \quad \text{-----} 6.51$$

por compresión de R_{y2}

(1). Kent's. Mechanical Engineers' Handbook. 7 - 35

$$S_{4/3} = \frac{R_{y2}}{x_1(x_2)} = \frac{995.13}{(0.01434)0.026634} = 2613373.9 \text{ N/m}^2$$

$$S_4 = S_1 + S_2 + S_3 = 40729031 \text{ N/m}^2 \dots\dots\dots 6.52$$

Encontrando el esfuerzo máximo:

$$S_{\text{máximo}} = S_4/2 + \sqrt{(S_4/2)^2 + Z_4^2}$$

$$= \frac{40729031}{2} + \sqrt{\left(\frac{40729031}{2}\right)^2 + 9810296.7^2}$$

$$= 42968838 \text{ N/m}^2 \dots\dots\dots 6.53$$

Este valor es menor al esfuerzo permisible, por lo que las dimensiones calculadas están dentro de un rango aceptable.

Cálculo del brazo izquierdo.

A) Torsión.

$$T = R_{x2}(3a/2) - P_x(a/2)$$

$$T = 398.3(0.18/2) - 796.61(0.06/2) = 11.94 \text{ N - m}$$

$$\sigma_2 = \frac{9 T}{2(x_1^2)x_2} = \frac{9(11.94)}{2(0.01434)^2(0.26634)} = 9810296.7 \text{ N/m}^2$$

B) por flexión con R_{y2} y P_y

$$M_{f/1} = R_{y2}(3a/2) - P_y(a/2)$$

$$= 995.13(1.5 \times 0.06) - 1990.26(0.06/2) = 29.85 \text{ N - m}$$

El esfuerzo:

$$S_{2/1} = \frac{6 M_{f/1}}{x_1^2(x_2)} = \frac{6(29.85)}{(0.01434)^2 0.026634} = 32700988 \text{ N/m}^2$$

C) por flexión con R_{x2} y P_x

$$M_{f/2} = R_{x2}(d_2/2) + P_x\left(r - \frac{d_2}{2}\right) \dots\dots\dots 6.54$$

$$M_{f/2} = 398.3(0.0168/2) + 796.61(0.023065 - 0.0168/2)$$

$$M_{f/2} = 15 \text{ N} \cdot \text{m}$$

El esfuerzo:

$$S_{2/2} = \frac{6 M_{f/2}}{x_1(x_2^2)} = \frac{6(15)}{0.01434(0.026634)^2} = 8847499.9 \text{ N/m}^2$$

D) por compresión debido a R_{y2} y P_y

$$S_{2/3} = \frac{P_y - R_{y2}}{(x_1) x_2} = \frac{1990.26 - 995.13}{0.014349(0.026634)} = 2605519.1 \text{ N/m}^2$$

$$S_{\text{total}} = S_{2/1} + S_{2/2} + S_{2/3} = 44154007 \text{ N/m}^2$$

Encontrando el esfuerzo máximo:

$$S_{\text{máximo}} = \frac{S_2}{2} + \sqrt{(S_2/2)^2 + \zeta_2^2} \quad \text{-----} \quad .655$$

$$= \frac{44154007}{2} + \sqrt{\left[\frac{44154007}{2}\right]^2 + 9810296.7^2}$$

$$= 46235563 \text{ N/m}^2$$

Este valor es menor al esfuerzo permisible definido, por lo tanto el material resiste.

Para el segundo caso, es decir, en la posición del máximo momento torsionante.

Gráficamente.

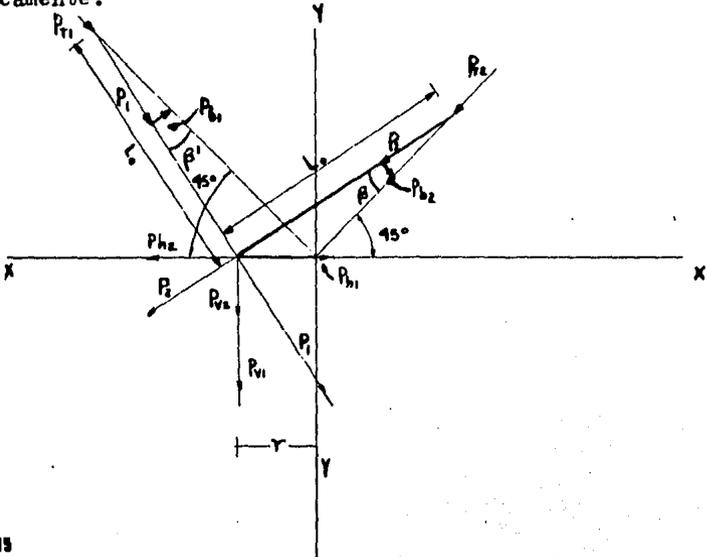


FIG.VI.13

De la figura.

Por ley de senos.

$$\frac{\text{sen}(180 - 45^\circ)}{L_0} = \frac{\text{sen } \beta'}{r}$$

$$\text{sen } \beta' = r/L_0 \text{ sen } 135 = 0.023065/0.104 \text{ sen } 135^\circ = 0.156821$$

$$\beta' = 9^\circ$$

$$P_{t1} = F_0 = 2171.4 \text{ N}$$

$$P_1 = \frac{F_0}{\text{cos } \beta'} = \frac{2171.4}{\text{cos } 9^\circ} = 2198.46 \text{ N}$$

La fuerza aplicada sobre la tapa del pistón cuando el cigüeñal gira 45° es F_{t2} , que se calcula como:

El recorrido del pistón cuando $\theta = 45^\circ$ es:

$$S_{45} = r(1 - \cos\theta + \sqrt{(L_0/r)^2 - \sin^2\theta} - L_0/r)$$

$$s_{45} = 0.023065(1 - \cos 45^\circ + \sqrt{4.5^2 - \sin^2 45} - 4.5)$$

$$s_{45} = 5.4661 \times 10^{-3} \text{ m}$$

El volumen desplazado es:

$$V_{45} = (\pi d^2/4) s_{45} = \frac{\pi (0.060325)^2}{4} (5.4661 \times 10^{-3})$$

$$V_{45} = 1.5622 \times 10^{-5} \text{ m}^3$$

Considerando el proceso de compresión como adiabático, entonces:

$$P_{45} = 123021.35 \text{ N/m}^2$$

$$\text{Entonces: } P_{t2} = P_{45} \frac{\pi d^2}{4} = 123021.35 \frac{\pi (0.060325)^2}{4}$$

$$P_{t2} = 351.61 \text{ N}$$

De la figura VI.15

$$P_2 = P_{t2} / \cos 9^\circ = 351.61 / \cos 9^\circ = 356 \text{ N}$$

$$\tan = P_{b2} / P_{t2}; P_{b2} = P_{t2} \tan = 351.61 \tan 9^\circ = 55.69 \text{ N}$$

$$P_{v1} = P_1 \sin(45 + 9)$$

$$= 2198.46 \sin(45 + 9) = 1778.6 \text{ N}$$

$$P_{h1} = P_1 \cos 54^\circ = 2198.46 \cos 54^\circ = 1292.22 \text{ N}$$

$$P_{v2} = P_2 \sin(45 - 9) = 356(\sin 36^\circ) = 209.25 \text{ N}$$

$$P_{h2} = P_2 \cos(45 - 9) = 356(\cos 36^\circ) = 288.0 \text{ N}$$

La resultante es:

$$[P_v] = [P_{v1}] + [P_{v2}] = 1778.6 + 209.25 = 1987.85 \text{ N}$$

$$[P_h] = [P_{h1}] - [P_{h2}] = 1292.22 - 288 = 1004.22 \text{ N}$$

Análisis en el plano vertical.

Reacciones:

$$R_{v1} = P_v/2 = 1987.85/2 = 993.925 \quad N$$

$$R_{v1} = R_{v2} = 993.925 \quad N$$

Momentos:

$$M_{v1} = 0$$

$$M_{v2} = R_{v1} (a/2) = 993.925 (0.06/2) = 29.81 \quad N - m$$

$$M_{v3} = R_{v1} (a) = 993.925 (0.06) = 59.63 \quad N - m$$

Análisis en el plano horizontal.

Reacciones:

$$R_{h1} = P_h/2 = 1004.22/2 = 502.11 \quad N$$

$$R_{h1} = R_{h2} = 502.11 \quad N$$

Momentos:

$$M_{h1} = 0$$

$$M_{h2} = R_{h1} (a/2) = 502.11 (0.06/2) = 15.06 \quad N - m$$

$$M_{h3} = R_{h1} (a) = 502.11 (0.06) = 30.12 \quad N - m$$

En tales condiciones las dimensiones del cigüeñal serán:

en el punto 1

a) Por torsión.

$$T = P_v(r) = 1987.85 (0.023065) = 45.85 \quad N - m$$

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{16 T}{\pi G}} = \sqrt[3]{\frac{16(45.85)}{3.1416(33354000)}} = 0.01913 \quad m$$

en el punto 2

a) Por torsión.

$$T = P_v(r) = 1987.85 (0.023065) = 45.85 \quad N - m$$

b) Por flexión.

$$M_{f2} = \sqrt{M_{v2}^2 + M_{h2}^2} = \sqrt{29.81^2 + 15.06^2} = 33.39 \text{ N - m}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \sigma_{xy}} \sqrt{M_{f2}^2 + T^2}} = \sqrt[3]{\frac{16}{3.1416(33354000)} (56.71)}$$

$$d_2 = 0.0205 \text{ m}$$

en el punto 3

a) Por torsión.

$$T = R_{v1}(r) = 993.925(0.023065) = 22.92 \text{ N - m}$$

b) Por flexión.

$$M_{f3} = \sqrt{M_{v3}^2 + M_{h3}^2} = \sqrt{59.63^2 + 30.12^2} = 66.80 \text{ N - m}$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{16}{\pi \sigma_{xy}} \sqrt{M_{f3}^2 + T^2}} = \sqrt[3]{\frac{16}{3.1416(33354000)} (70.62)}$$

$$d_3 = 0.022 \text{ m}$$

Cálculo de las dimensiones del brazo derecho.

$$x_1 = 0.7 d_3 = 0.7(0.02) = 0.014 \text{ m} \quad \text{Ref. (1)}$$

$$x_2 = 1.3 d_3 = 1.3(0.02) = 0.026 \text{ m}$$

Los esfuerzos inducidos de acuerdo a las dimensiones dadas y a las reacciones así como a los momentos, serán:

a) Torsión.

$$T = R_{v2}(a/2) = 993.925(0.06/2) = 29.81 \text{ N - m}$$

$$\sigma_{xy} = \frac{9T}{2(x_1^2)x_2} = \frac{9(29.81)}{2(0.014)^2(0.026)} = 26323587 \text{ N/m}^2$$

(1). Kent's. Mechanical Engineers' Handbook. 7-35

b) Por flexión tomando en cuenta a R_{h2}

$$M_{1/4} = R_{h2}(a/2) = 502.11 (0.06/2) = 15.06 \text{ N - m}$$

El esfuerzo:

$$S_{4/1} = (6M_{1/4})/x_1^2(x_2) = \frac{6(15.06)}{0.014^2(0.026)} = 17735439 \text{ N/m}^2$$

c) Por flexión tomando en cuenta R_{v2}

$$M_{2/4} = R_{v2}(r) = 993.925(0.023065) = 22.92 \text{ N - m}$$

$$S_{4/2} = \frac{6 M_{2/4}}{x_1(x_2)^2} = \frac{6(22.92)}{0.014(0.026)^2} = 14533947 \text{ N/m}^2$$

d) Por compresión debido a R_{h2}

$$S_{4/3} = \frac{R_{h2}}{x_1(x_2)} = \frac{502.11}{0.014(0.026)} = 1379423 \text{ N/m}^2$$

El esfuerzo total es:

$$S_{\text{total}} = S_{4/1} + S_{4/2} + S_{4/3} = 33648809 \text{ N/m}^2$$

El esfuerzo máximo es:

$$S_{\text{max}} = \frac{S_4}{2} + \sqrt{\left[\frac{S_4}{2}\right]^2 + Z_4^2} = \frac{33648809}{2} + \sqrt{\left[\frac{33648809}{2}\right]^2 + 26323587^2}$$

$$S_{\text{max.}} = 48065272 \text{ N/m}^2$$

Este valor es menor al del esfuerzo permisible definido anteriormente.

Cálculo en el brazo izquierdo en la unión con el eje.

a) Torsión.

$$T = R_{v2} (3a/2) - P_v(a/2) = 993.925(3 \times 0.06/2) - 1987.8 \frac{(0.06)}{2}$$

$$T = 29.81 \text{ N} - \text{m}$$

$$\bar{\sigma}_{xy} = \bar{\sigma}_2 = \frac{9T}{2(x_1^2)x_2} = \frac{9(29.81)}{2(0.014)^2(0.026)} = 26329168 \text{ N/m}^2$$

b) Por flexión inducida por R_{h2} y P_h

$$M_{f/1} = R_{h2} \cdot 3/2(a) - P_h(a/2)$$

$$M_{f/1} = (502.11 \times 1.5 \times 0.06) - 1004.22(0.06/2) = 15.06 \text{ N} - \text{m}$$

El esfuerzo:

$$S_{2/1} = \frac{6 M_{f/1}}{x_1^2(x_2)} = \frac{6(15.06)}{(0.014)^2 \cdot 0.026} = 17735435 \text{ N/m}^2$$

c) Por flexión debido a R_{v2} y P_v

$$M_{f/2} = R_{v2} (d_2/2) + P_v (r - d_2/2)$$

$$M_{f/2} = 993.925 \cdot 0.0189/2 + 1987.85 (0.023065 - \frac{0.0189}{2})$$

$$M_{f/2} = 36.45 \text{ N} - \text{m}$$

El esfuerzo:

$$S_{2/2} = \frac{6 M_{f/2}}{x_1(x_2^2)} = \frac{6(36.45)}{0.014(0.026)^2} = 23113166 \text{ N/m}^2$$

d) Por compresión debido a R_{h2} y P_h

$$S_{2/3} = \frac{P_h - R_{h2}}{x_1(x_2)} = \frac{1004.22 - 502.11}{0.014(0.026)} = 1379423 \text{ N/m}^2$$

El esfuerzo total es:

$$S_2 = S_{\text{total}} = S_{2/1} + S_{2/2} + S_{2/3} = 42228024 \text{ N/m}^2$$

El esfuerzo máximo es:

$$S_{\text{máximo}} = \frac{S_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{S_2}{2}\right)^2 + C_2^2}$$

$$S_{\text{max}} = \frac{42228024}{2} + \sqrt{\left(\frac{42228024}{2}\right)^2 + (26329168)^2}$$

$$S_{\text{max}} = 54863480 \text{ N/m}^2$$

Este esfuerzo es menor al permisible definido anteriormente.

En base a los resultados anteriores se puede decir que el material soporta las sollicitaciones a que está sometido, de tal manera, que se elige como diámetro del eje, boton y pasador el valor de 0.019 m (3/4"); por otra parte las dimensiones del brazo serán: $x_1 = 0.015 \text{ m}$ y $x_2 = 0.026636 \text{ m}$.

En el dimensionamiento y análisis del cigüeñal existen varios procedimientos que son muy similares entre si; en este caso se analiza al cigüeñal estáticamente por uno de éstos.

El análisis estático que se ha desarrollado hasta aquí proporciona parte de la información necesaria para el diseño del compresor. El análisis dinámico, la ingeniería de detalle y la construcción queda fuera del alcance de este trabajo, por lo que puede ser motivo de otro estudio (tesis).

6.- VALVULAS

Entre los tipos principales de válvulas en compresores están: las de plato, canal y hoja.

El diseño de las válvulas es de gran importancia, porque de éste depende el buen funcionamiento de la unidad.

En seguida se realiza un análisis que proporciona la información básica para la construcción de las válvulas, aunque como es lógico, para asegurar su buen funcionamiento es necesario su construcción y prueba, después de lo cual se harán múltiples modificaciones hasta llegar a la mejor opción.

Las válvulas de admisión y descarga, en este caso pueden colocarse en:

- 1) Un solo cuerpo.
- 1i) Sitios separados.

Cualquiera de las dos alternativas puede ser factible; en el primer caso, las válvulas de plato son las más utilizadas, mientras que cuando se colocan en sitios separados, el tipo más común es como el que se muestra en la figura VI.16

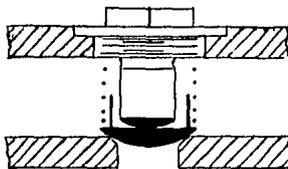


FIG.VI.16 VALVULA DE DESCARGA

Para encontrar el área de paso del aire, se utiliza la siguiente expresión:(1)

$$A_{p m} \cdot c = A_{m v} \cdot v_{m v} \quad \text{-----} \cdot 6.56$$

Donde:

- (1). Miranda Pedro. Construcción y manejo de los motores diesel. pág.

$A_p = 2.8581 \times 10^{-3} \text{ m}^2$ (área del pistón)

$c_m = 0.6631 \text{ m/seg}$ (velocidad media del pistón)

$A_m =$ sección mínima de paso del aire. m^2

$v_{vm} =$ velocidad media del aire a través de la válvula en metros por segundo.

El valor de v_{vm} es puramente comparativo, es decir, no representa la velocidad real o efectiva del aire a través de la válvula, debido a que no permanece abierta durante toda la admisión o la descarga, por lo tanto varía la rapidez del aire a cada momento.

Con $v_{mv} = 2540 \text{ cm/seg}$ (5000 ft/min), entonces: (1)

$$A_{mv} = \frac{A_p c_m}{v_{vm}} = \frac{2.8581 \times 10^{-3} (0.6631)}{25.4} = 7.4617 \times 10^{-5} \text{ m}^2$$

De esta forma se calcula la sección de la válvula de admisión, la cual será mayor con respecto a la de escape, ya que en este lugar el volumen específico es menor, pero aumenta la resistencia al paso, por ser más alta la densidad.

Como se dijo cualquiera de las dos alternativas propuestas es aceptable; en este caso se analiza la primera.

Se colocaran las dos válvulas en la parte central de la ta pa, en el mismo cuerpo.

En cuanto al cálculo de los esfuerzos para los elementos de las válvulas, en muchas ocasiones no proporcionan información útil para su construcción; así que sus dimensiones se proponen y muestran en la figura VI.17. Para esto se recurrió a consideraciones empíricas, así como a las características comunes en válvulas para baja presión y capacidad. Por ejemplo; el área efectiva de la válvula se encuentra como

(1). Kent's. Mechanical En gineers' Handbook. Power Volume
pág. I - 44

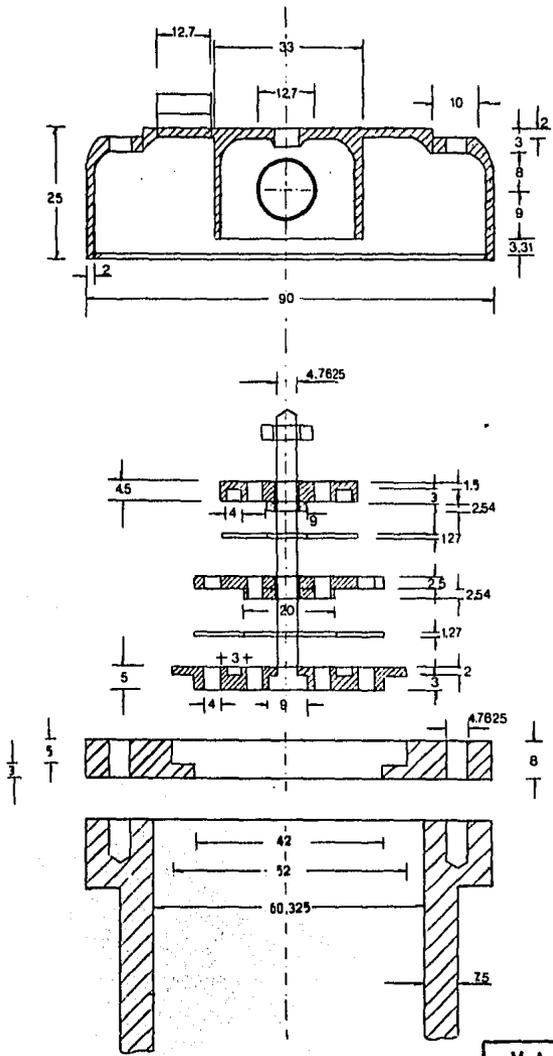


FIG. VI.17

VALVULAS	
Acol. en mm	ESC. 1:1

el producto de la suma de la periferia de los asientos (o las orillas de las tiras) menos las superficies de guía y el desplazamiento del elemento. Este desplazamiento varia de 0.889 mm (0.035 in) para altas presiones y velocidades hasta 4.572 mm (0.180 in) para compresores de bajas presiones y velocidades. El valor estándar es de 2.54 mm (0.1 in).

En cuanto al espesor del plato o disco varia de 1.27 mm (0.05 in) en bajas presiones a 3.175 mm (0.125 in) para altas presiones.

Un aspecto importante en las válvulas son las pérdidas que en éstas ocurren, debidas principalmente al estrangulamiento del aire, las cuales se incrementan con la velocidad o al reducirse el área efectiva de la válvula.

La carga de velocidad de la válvula se encuentra como:

$$\text{Ec. Darcy} \quad v_o = \frac{f v^2}{2g} = \frac{f(1.5r_a c_m)^2}{2g} \quad \dots 6.57$$

Donde f es una constante llamada coeficiente de resistencia que se determina experimentalmente. De la misma expresión r_a es la relación entre el área transversal del cilindro y el área del asiento de la válvula; el valor de c_m es el de la velocidad promedio del pistón.

Para ciertos tipos de válvulas se propone a $f = 4$, sin embargo su determinación es experimental. Con esto se puede determinar el incremento o decremento de presión que debe tomarse en cuenta para la apertura o cierre de válvulas respectivamente, lo que se ilustra en la figura III.10 de la primera parte como ΔP_d y ΔP_B . La expresión para su cálculo es la siguiente:(1)

$$\Delta P = \frac{f(1.5r_a c_m)^2}{2g} \times P_i \times \frac{G_e}{Z P_{atm}} \times \frac{520}{T} \quad N/m^2 \dots 6.58$$

(1). Sheel Lyman F. Gas and air compression machinery. Cap. 6

De la expresión 6.58 .

P_1 = presión de succión o descarga.

G_e = gravedad específica.

g = valor de la aceleración debida a la gravedad.

Z_1 = factor de compresibilidad en la succión o descarga.

T = temperatura.

El cálculo de este incremento o decremento permite encontrar la relación de compresión real, así como la potencia de compresión incluyendo las pérdidas.

Así es como se define la relación de compresión intrínseca esto es: $r'_c = (P_1 - \Delta P_s) / (P_2 + \Delta P_d)$; y con la cual se calcula la potencia real de compresión.

Es claro que el estudio teórico acerca de las válvulas puede complicarse tanto como se quiera, desde determinar el cambio de masa y energía cuando el gas las atraviesa, hasta analizar a la válvula automática como un sistema resorte - amortiguador - masa y encontrar su tiempo de respuesta, velocidad etc.

7.- ENFRIAMIENTO

Durante la compresión de un gas se genera calor, que es necesario disipar para prevenir posibles daños, o en el menor de los casos un mal funcionamiento de la unidad.

Las formas de disipar el calor en un compresor son dos; esto es: por medio de camisas de agua o aumentando el área de disipación por medio de aletas. Al estar una mayor superficie en contacto con el medio ambiente (corriente de aire) se logra disipar el calor con mayor rapidez, lo que impide que la temperatura se eleve.

El enfriamiento más adecuado en este caso, es por medio de aire, debido a que el calor generado es relativamente bajo.

El enfriamiento es un problema que se puede complicar todo lo que se quisiera, pero una forma sencilla de analizarlo es la siguiente:

Primeramente hay que especificar los fenómenos de transferencia de calor que se presentan en el compresor. El calor generado durante la compresión del aire se transmite primero por convección hacia la pared y tapa del cilindro, así como a la cabeza del pistón; después por conducción a través de éstas y por último se disipa al medio circundante por convección y radiación. Su analogía eléctrica se muestra en la figura VI.18 en donde los fenómenos de convección y radiación se representan como dos resistores en paralelo y con éstos, en serie, un sólo resistor que representa el fenómeno de conducción.



FIG.VI.18

Para establecer las características del enfriamiento, es necesario conocer la transmisión de calor, que se calcula como:

$$Q = U A_t (T_i - T_e) \quad \text{-----6.59}$$

donde:

Q = calor transmitido [W]

A_t = área total de transmisión [m^2]

U = coeficiente total de transmisión de calor. [$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$]

T_i = temperatura interior. [$^\circ C$]

T_e = temperatura exterior. [$^\circ C$]

De la ecuación 6.59, el coeficiente total de transferencia de calor es igual al inverso de la resistencia térmica, que es:

$$R_T = \frac{1}{\bar{h}_i} + \frac{1}{\bar{h}_c} + \frac{t}{K} + \frac{1}{\bar{h}_e} \quad \text{-----6.60}$$

donde:

\bar{h}_i = coeficiente de convección térmica. [$\frac{W}{m^2 \text{ } ^\circ C}$]

\bar{h}_c = coeficiente de convección térmica de la película de aceite.

t = espesor de la pared del cilindro. [m]

K = conductividad térmica del metal. [$\frac{W}{m \text{ } ^\circ C}$]

\bar{h}_e = coeficiente de convección térmica o de película exterior al cilindro.

El coeficiente de transmisión de calor por convección interior \bar{h}_i es considerado según Woschni(1) como:

(1). Gorski J. Apuntes(Resumen tesis doctoral)

$$\bar{h}_1 = 0.045 \frac{\lambda_1}{d} R_e^{0.786} \text{-----} 6.61$$

$$R_e = \frac{\bar{v} d}{\nu_1} ; \text{ número de Reynolds } \text{-----} 6.62$$

$$\lambda_1 = \text{conductividad térmica del aire } \left[\frac{W}{m \cdot ^\circ K} \right]$$

$$\nu_1 = \text{viscosidad cinemática del aire } [m^2/s]$$

$$\bar{v} = C_1 c_m ; \text{ velocidad media del aire } [m/s]$$

$$c_m = \text{velocidad media del pistón } [m/s]$$

$$C_1 = \text{factor de corrección.}$$

$$\begin{cases} 6.18 & \text{para succión o descarga.} \\ 2.28 & \text{para compresión o expansión.} \end{cases}$$

Como λ_1 y ν_1 varían con la temperatura, entonces no se puede hablar de un valor constante de \bar{h}_1 . La temperatura del aire durante la compresión se incrementa desde 20 °C hasta la final, al término del proceso. Por otra parte, la temperatura de la pared y tapa del cilindro, así como del pistón no es la misma, debido principalmente a la diferencia de materiales y a las condiciones de trabajo.

Para conocer la temperatura en cada una de dichas partes, sería necesario medirla físicamente, con lo cual se podría definir una temperatura promedio, esto es:

$$T_p = \frac{\sum A_i T_i}{\sum A_i} \text{-----} 6.63$$

Donde T_i y A_i son la temperatura y superficie respectivamente, de las partes antes mencionadas.

Como en este caso no se conoce la temperatura en las diversas partes del compresor; en el cálculo de \bar{h}_1 se harán

las siguientes consideraciones:

a) Las áreas A_1 se encuentran a la temperatura promedio entre la inicial (20 °C) y la temperatura real del aire al final de la compresión.

b) La temperatura del aire en la admisión se mantiene aproximadamente en 20 °C ; durante la compresión se eleva hasta la máxima en el proceso, la que se mantiene durante la descarga; por último, la temperatura del aire en el espacio muerto, desciende desde la máxima hasta la temperatura promedio.

En las tablas de propiedades del aire (1) se propone un procedimiento para encontrar la temperatura real al final de la compresión. El aire aspirado por el compresor a $P_1 = 0.1$ MPa y 20 °C, se comprime hasta $P_{2abs} = 0.5$ MPa; para las condiciones de entrada se tiene una entalpia $h_1 = 294.3$ KJ/Kg, entropia $s_1 = 6.6790$ KJ/Kg°K y una presión relativa $P_{r1} = 1.2798$. La presión relativa en el estado final de compresión es:

$$P_{r2} = P_2/P_1 (P_{r1}) = 5(1.2791) = 6.3955$$

Con P_{r2} y de tablas se obtiene que $h_2 = 465.0$ KJ/Kg y $s_2 = 7.1408$ KJ/Kg°K . Al conocer la entalpia inicial y final del aire, es posible encontrar el trabajo teórico de compresión, esto es:

$$W_{tc} = h_2 - h_1 = 465.0 - 293.3 = 171.7 \text{ KJ/Kg}$$

De acuerdo a la referencia (2) la eficiencia relativa interna o de compresión se toma del 85 %, así el trabajo real será:

$$h_2 - h_1 = \Delta h_r = \frac{171.7}{0.85} = 202 \text{ KJ/Kg} \dots\dots\dots 6.64$$

- (1). Rivkin S.L. Propiedades termodinámicas de los gases. pág. 10 - 11 . Tabla III.2
- (2). Scheel Lyman F. Gas and air compression machinery.pág.48

Las características de estado del aire al final de la compresión (proceso real) es:

$$h_2 = \Delta h_r + h_1 = 202 + 293.3 = 495.3 \text{ KJ/Kg}$$

Con h_2 y de tablas se obtiene que:

$$T_2 = 219.35 \text{ } ^\circ\text{C} = 492.35 \text{ } ^\circ\text{K} \text{ (máxima)}$$

Otra forma de calcular T_2 es considerando el proceso de compresión como isentrópico; con lo cual esta temperatura resulta de $464 \text{ } ^\circ\text{K}$. En su cálculo se utiliza el valor de $k = 1.4$, pues según la referencia(1), cuando la presión es menor de 70 bar (1000 psia), no hay necesidad de corregir su valor.

Debido a la mayor exactitud al utilizar las tablas de propiedades, se tomará a $492.35 \text{ } ^\circ\text{K}$ como la temperatura final de compresión.

Si se conoce T_2 , es posible encontrar la temperatura promedio antes propuesta:

$$T_p = \frac{293 + 492.35}{2} = 392.675 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Una vez que se conocen las temperaturas, se puede encontrar en tablas de propiedades del aire(2), los diferentes valores de conductividad y de viscosidad cinemática, mismos que se utilizan en las expresiones 6.61 - 62, para conocer el valor promedio del coeficiente de convección térmica interior. En dichas expresiones se utiliza también el valor de la velocidad promedio del pistón, que se calcula como:

$$c_m = 2L \times N_c = 2 \times 0.04613 \times 431.25 = 0.6631 \text{ m/s}$$

Al recurrir a tablas y sustituir valores en las expresiones 6.61 - 62, se llega a los siguientes resultados:

- (1). Scheel Lyman F. Gas and air compression machinery.pág.36
- (2). Kuzman Raznjevic. Handbook of thermodynamic tables.

T	λ_i	V_i	R_e	\bar{h}_i	
293	0.0251	15.7×10^{-6}	15745.816	37.22	admission
293	0.0251	15.7×10^{-6}	15745.816	37.22	
303	0.0258	16.6×10^{-6}	5497.494	16.76	
313	0.0265	17.6×10^{-6}	5182.013	16.42	
323	0.0272	18.56×10^{-6}	4193.978	16.17	
333	0.0279	19.4×10^{-6}	4701.208	16.00	
343	0.0286	20.6×10^{-6}	4416.631	15.63	
353	0.0293	21.5×10^{-6}	4242.020	15.51	compression
363	0.0300	22.8×10^{-6}	4000.15	15.17	
383	0.0320	23.6×10^{-6}	3864.55	15.75	
413	0.0333	28.2×10^{-6}	3234.16	14.25	
423	0.0336	29.4×10^{-6}	3102.15	13.90	
453	0.0357	33.0×10^{-6}	2763.74	13.50	
473	0.0370	35.5×10^{-6}	2569.11	13.21	
493	0.0382	38.1×10^{-6}	2388.77	12.88	
493	0.0382	38.1×10^{-6}	6474.838	28.21	descarga
493	0.0382	38.1×10^{-6}	2388.77	12.88	
473	0.0370	35.5×10^{-6}	2569.11	13.21	expansion
453	0.0357	33.0×10^{-6}	2763.74	13.50	
423	0.0336	29.4×10^{-6}	3102.15	13.90	
413	0.0333	28.2×10^{-6}	3234.16	14.25	
383	0.0320	23.6×10^{-6}	3864.55	15.7	

°K

$$\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ K} \right]$$

$$\left[m^2/s \right]$$

$$\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ K} \right]$$

Por lo tanto: $\bar{h}_i = 24$

Este valor se encuentra entre los 6 a 570 W/ m² °C, que es el rango propuesto(1) para el manejo de aire y en aplicaciones de ingeniería.

En cuanto al coeficiente de transferencia de calor por convección de la parte exterior del cilindro, se encuentra utilizando varias expresiones experimentales(2) que fueron desarrolladas por Houghten y McDermott y que establecen su valor en función de la rugosidad de la pared y de la velocidad del viento.

Considerando una superficie lisa la expresión es:

$$\bar{h}_e = 1.6 + 0.3 v_v \left[\frac{\text{BTU}}{\text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right] \text{-----} 6.65$$

Donde:

v_v = velocidad del viento en millas/hora.

La velocidad del aire está determinada por las dimensiones de la polea conducida (volante). En este caso se propone el uso de un volante de tipo comercial de tres brazos, con diámetro exterior de 0.185 m (7 1/4") e interior de 0.138 m, el ancho de 0.0222 m y con un radio medio de 0.0775 m.

La velocidad del viento(aire) en millas/hr se calcula como:

$$v_v = \pi \cdot r_m \times N_c \times f \times \frac{60}{1609} \text{-----} 6.66$$

Donde

r_m = radio medio del volante.

N_c = revoluciones por minuto.

f = factor de corrección por transmisión = 0.8

Sustituyendo

$$v_v = 3.1323 \text{ millas/hora}$$

(1). Necati Ozisik M. Transferencia de Calor. pág. 6

(2). Hernández Goribar E. Aire Acondicionado y Refrigeración pág. 176 - 177

Sustituyendo valores en la expresión 6.65 ., entonces:

$$\bar{h}_e = 1.6 + 0.3(3.1323) = 2.54 \left[\frac{\text{BTU}}{\text{hr pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}} \right]$$

$$\bar{h}_e = 15 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{ } ^\circ\text{C}} \right]$$

Por otra parte, el valor de la conductividad térmica del material de la pared del cilindro(hierro fundido), es aproximadamente de 65 W/m °C; y del aluminio de 215 W/m °C. Con estos valores se encuentra la relación entre el espesor de la pared y su conductividad térmica. Dicha relación generalmente es muy pequeña, por lo que en algunas ocasiones se suele despreciar(1); sin embargo, en este caso se tomará en cuenta, despreciando solo la conductividad térmica de la película de aceite, por considerar que su espesor es muy pequeño.

Para conocer el calor transmitido, solo resta definir el área de transmisión y el incremento de temperatura.

Considerando que el 60 a 80 % del calor evacuado a través del pistón se transmite de los anillos hacia la pared del cilindro(2) entonces:

$$A_t = \pi d_e L_t + \frac{\pi d_e^2}{4} \quad \text{----- 6.67} \quad (\text{área de la tapa y del cilindro})$$

Donde

$$d_e = 0.075325 \text{ m . diámetro exterior del cilindro.}$$

$$L_t = 0.12 \text{ m . Longitud total del cilindro.}$$

Sustituyendo

$$A_t = 3.14(0.075325)0.12 + \frac{3.14(0.075325)^2}{4} = 0.032853 \text{ m}^2$$

El incremento de temperatura:

$$\Delta T = T_i - T_e = (492.35 - 293)$$

(1).F.M.A. Pokorny. Manual de técnicas de aire comprimido.

(2).Jóvay,M.S. Motores de Automóvil. pág. 481 (pág. 56)

La resistencia térmica es:

$$R_T = \frac{1}{\bar{h}_i} + \frac{t}{K} + \frac{1}{\bar{h}_e} = \frac{1}{24} + \frac{0.008}{65} + \frac{1}{15}$$

$$R_T = 0.1052512 \left[\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W} \right]$$

$$U = \frac{1}{R_T} \doteq 9.5 \left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C} \right]$$

Sustituyendo valores en la expresión 6. 59 :

$$Q = 9.5(0.032853)(492.35 - 293.15) = 62.1 \text{ watts}$$

Durante el funcionamiento de la unidad, además del calor transmitido por la elevación de la temperatura durante la compresión, también se genera calor por efectos de la fricción entre metales, el cual es posible calcularlo como:

$$Q_1 = F_L \times d \times H \times v_m \quad [W] \text{ -----6.68}$$

Donde:

$$F_L = P_L \times f_r \quad [N/m^2]$$

$$P_L = 9.81 \times 10^4 \quad [N/m^2] \text{ (presión de aplastamiento). (1)}$$

$$f_r = 0.01 \text{ (factor de fricción entre metales)}$$

$$d = 0.060325 \text{ m (diámetro del pistón)}$$

$$H = 0.0724 \text{ m (altura del pistón)}$$

$$v_m = 2\pi r N_c \text{ (velocidad máxima del pistón)}$$

$$r = 0.023065 \text{ m (radio de la manivela)}$$

$$N_c = 431.25 \text{ RPM (velocidad de giro del compresor)}$$

(1).O.Fratschner. Elementos de Máquinas. pág.412

Sustituyendo valores en la expresión 6. 68

$$Q_1 = P_L \times f_r \times d \times H \times 2\pi \times r \times N_c \quad [W]$$

$$Q_1 = 9.81 \times 10^4 (0.01)(0.060325)(0.0724)(2 \times 3.14) \times \dots$$

$$\dots \times 0.023065 \times \frac{431.25}{60}$$

$$Q_1 \doteq 5 [W]$$

De tal forma que el calor total será:

$$Q_T = Q + Q_1 = 67.1 [W]$$

Es posible retirar esta cantidad de calor aumentando el área exterior de disipación, por medio de aletas, por ejemplo en 50, 75 y 100 % del área del cilindro.

Sustituyendo valores en la expresión 6. 59 - 67 para

50 %	$A_{T1} = 0.0470515$	m^2
75 %	$A_{T2} = 0.0541507$	m^2
100 %	$A_{T3} = 0.06125$	m^2

Respectivamente el calor transmitido será:

$$Q = 89 [W]$$

$$Q = 102 [W]$$

$$Q = 116 [W]$$

Los valores anteriores muestran que aumentando el área de disipación, se logra transmitir una mayor cantidad de calor, sin embargo, esto solo es posible verificarlo al construir la unidad, pues en ocasiones resulta que en lugar de ayudar, entorpece la transmisión de calor.

Por las dimensiones de la unidad se propone aumentar el área de disipación en 75 % del área del cilindro.

Con ayuda de las aletas se disipa una cierta cantidad de calor, y se tiene con esto, una distribución de temperatura -

en el cilindro, como la que se muestra en la figura VI.19 para cilindros de fundición gris y aleación ligera.

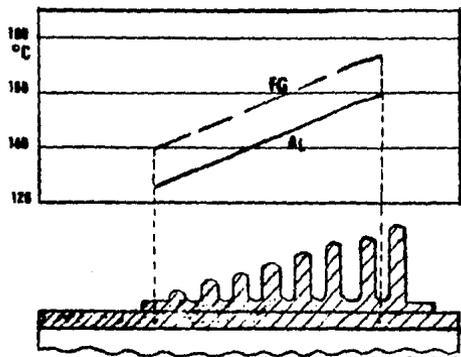


FIG.VI.19 PERFIL DE TEMPERATURA

Consumo de agente refrigerante.

Para compresores enfriados por aire, el gasto de refrigerante se calcula en función de la potencia total absorbida en la flecha, esto es:

$$\dot{M} C_p \Delta T = \dot{W}_f \quad \text{-----} \quad 6.89$$

Donde

\dot{M} = gasto másico de aire en [Kg/seg]

C_p = calor específico del aire (1.004 $\frac{KJ}{Kg K}$)

$\Delta T = 10 \text{ }^\circ\text{C}$ (aumento probable de la temperatura del aire). (1)

\dot{W}_f = potencia absorbida en la flecha. [KW]

Para encontrar la potencia absorbida en la flecha, primero se calcula la potencia de compresión adiabática, que se define (1). Pokorny. Manual de técnicas de aire comprimido. pág. 59

ne como:

$$W_{ca} = \frac{k}{k-1} P_1 V_1^k \left[r_c^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right]$$

Sust.

$$W_{ca} = \frac{1.4}{0.4} (1.013 \times 10^5)(8.6 \times 10^{-4}) [5^{.286} - 1]$$

$$W_{ca} = 0.1794 \text{ KW}$$

La potencia absorbida en la flecha se calcula aumentando 10% por las pérdidas en válvulas(1) y con una eficiencia mecánica supuesta(2) del 90 %, además del 10 % por transmisión.

$$W_f = \frac{0.1794 \times 1.1}{0.9} = 0.21927 \times 1.1 = 0.2412 \text{ KW}$$

Por lo que la potencia eléctrica del motor será de 0.245 kW (1/3 H.P.).

Despejando \dot{M} de la ecuación 6.69 , se tiene:

$$\dot{M} = W_f / C_p \cdot T = 0.21927/1.004(10) = 0.02184 \text{ Kg/seg}$$

El caudal es:

$$G = 1.092 \text{ m}^3/\text{min}$$

El tipo de aletas más usual en compresores, son del tipo circular de área igual a $2\pi r t$ y perímetro $4\pi r$, donde r es el radio y t su espesor.

De tal forma que su número y dimensiones es posible proponerlos, aclarando que su diseño es un problema de prueba y error.

(1). Apuntes Worthington (no publicados).

(2). Sheel Lyman P. Gas and air compression machinery. pág.49

Nomenclatura

ρ	densidad
γ	peso específico
Z	factor de compresibilidad
k	índice adiabático
μ	viscosidad cinemática
hr	humedad relativa
L	carrera
L_0	longitud entre centros de la biela
L_c	longitud del espacio muerto
V	volumen
V_d	volumen desplazado
V_l	capacidad del compresor
r^l	relación de compresión
r^c	radio de la manivela
r_i	radio
d_i	diámetro del cilindro
d_i	diámetro
F_i	fuerza
P	presión
T	temperatura
σ	Esfuerzo
M	momento flexionante
T	momento torcionante
P_L	presión de aplastamiento del pistón
D_L	diámetro de la polea del motor
D_{Dm}^{Dm}	diámetro de la polea del compresor.
σ_{perm}	esfuerzo permisible.
H	altura
\bar{h}	entalpía
h	altura
A	área
e	espesor de una pared (t)
E	módulo de elasticidad del material
ν	inverso de la relación de Poisson
Q	calor generado
A_t	área total de transferencia de calor.
U _t	coeficiente total de transferencia de calor
P_r	presión relativa
W_r	trabajo
R _e	número de Reynolds
l _e	longitud
q	carga
y	deflexión
w	velocidad angular
g	aceleración debida a la gravedad

M gasto másico
I, Y, Z longitud
S esfuerzo flexionante
G esfuerzo torsionante
R reacción en vigas
R_T resistencia térmica
c_m velocidad promedio pistón

C O N C L U S I O N E S .

El diseño es un aspecto muy importante de la ingeniería, ya que debido a éste, se avanza en el desarrollo tecnológico del país.

En este trabajo se muestran las ideas preliminares en el diseño de un pequeño compresor recíprocante; para esto se analizan sus partes principales, dimensionando y estableciendo sus características más importantes.

Una vez establecidas dichas características el siguiente paso es la ingeniería de detalle (dibujo de fabricación) y la fabricación, que se deja fuera del alcance de este trabajo.

En el trabajo se aclara la parte experimental del diseño, debido a que en la mayoría de las ocasiones un buen diseño depende de eventos de prueba y error, con los cuales se logra en cada caso una mejora.

Una parte importante lo constituye el tomar en cuenta los efectos de la presión atmosférica y la humedad del aire, ya que afectan la capacidad del compresor, lo que causa problemas en la elección del mismo.

También se tienen que considerar los efectos de las fuerzas de sacudimiento y su eliminación mediante el balanceo de las masas recíprocantes.

Al realizar este estudio se amplió la visión acerca del diseño de cualquier equipo y su complejidad, así también de su utilidad, ya que es posible analizar con estas bases, cualquier equipo de compresión semejante aunque sus dimensiones sean otras.

LIBROS CONSULTADOS.

- 1.- Aguirre Carrasco, Gabriel(trad.). Manual de Materiales 9a.Edición., Ed. Continental, México, 1965.
- 2.- Brownell Lloyd, E. Young Edwin H. Process Equipment Design. Ed. John Wiley and Sons, 1959.
- 3.- Fratschner, O. Elementos de Máquinas. 3a. Edición, Ed. Gustavo Gili. Barcelona, 1969.
- 4.- P.M.A. Pokorny(trad. Jesús Paniagua Z). Manual de las Técnicas de aire comprimido, Ed. Blume, Madrid, 1969.
- 5.- Gorski, J. Apuntes (Resumen Tesis Doctoral).
- 6.- JÓvaj, M.S. Motores de Automóvil, Ed. MIR. Moscú, 1982.
- 7.- Kuzman Rañjević. Handbook of Thermodynamic Tables and Charts. Mc. Graw - Hill, 1976.
- 8.- Ludwig Ernest, E. Applied Process Design for Chemical and Petrochemical Plants. 2a. Edición,. Gulf pub. Houston, Texas, 1977.
- 9.- La Escuela del Técnico Mecánico. Vol. IV y VI, Ed. Labor España, 1973.
- 10.-Manual de Atlas Copco Co. 3a. Edición. Madrid, España, 1979.
- 11.-Mark's. Manual del Ingeniero Mecánico. 2a. Edición. ED. Mc Graw - Hill, México 1982.
- 12.-Martínez de Vedia, R. Motores Térmicos. ED. Reverté, Zaragoza, España, 1957.
- 13.-Miranda, Pedro. Construcción y Manejo de Motores Diesel Marinos y Estacionarios. 6a. Edición. ED. Gustavo Gili. Barcelona, España. 1977
- 14.-O'neil. Handbook of Pneumatic Engineering Practice Compressed Air Data, New York, 1934.
- 15.-Rase Howard, F. Ingeniería de Proyectos para Plantas de Proceso. 4a. Edición. ED. Continental, México, 1973.
- 16.-Hernández Goribar, E. Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración. 3a. Edición. ED. Limusa, México 1980.
- 17.-Popov, Egor P. Introducción a la Mecánica de Sólidos - 3a. Edición. ED. Limusa, México, 1980.
- 18.-Necati Ozizik, M. Transferencia de calor. Mc Graw - Hill Latinoamericana, México, 1980.
- 19.-Rivkin S.K. Propiedades Termodinámicas de los gases. trad. al español. ED. MIR. Moscú, 1979.
- 20.-Roark, Raymond J. Warren C. Young. Formulas for Stress and Strain. Mc Graw - Hill. 15a. Edición. E.U.A, 1982.
- 21.-Sheel Lyman, F. Gas and Air Compression Machinery. Mc Graw - Hill Co. 1961
- 22.-Schneider, Günther. Motores Térmicos, Motores de Pistón

- y Turbinas de Gas (Manuales del Ingeniero Técnico Vol. III). 1a. Edición. ED. URMO, Bilbao. España. 1973
- 23.-Speluzzi, Mario - Tessarotto, Mario. Disegno di Macchine Terra Edizione. ED. Ulrico Hoepli. Milano 1975.
- 24.-Worthington. Apuntes no publicados.
- 25.-Perchard E. Resistencia de Materiales. Vol. I . 3a. Edición. UNAM, 1979.
- 26.-Folleto CECO. Anillos de pistón de potencia.