

54
Zej



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO

FACULTAD DE INGENIERIA

**DISEÑO DE UNA MULTIHERRAMIENTA NEUMÁTICA
TIPO LIGERO**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
MARTIN EDUARDO FUENTES DE LARA



MEXICO, D. F.

1987



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.

CONTENIDO

SIMBOLOGIA	3
INTRODUCCION	5
CAPITULO I	
RESEÑA HISTORICA	7
CAPITULO II	
MOTORES DE AIRE Y COMPRESORES	
II.A.Motores de aire	10
II.B.Descripción de los motores de aire	11
A)Reciprocantes:	
1.Motor de pistones axiales	11
2.Motor de pistones radiales	12
3.Motor de simple y doble efecto	13
4.Motor de diafragma	
B)Rotatorios:	
1.Motor de paletas deslizantes	14
C)Motores de turbina	15
II.R.Comparación operativa de los tres principales motores	17
II.C.Compresores	20
II.D.Descripción de los compresores	21
1.Compresor de aspas	21
2.Compresor de lóbulos	22
3.Compresores reciprocantes	22
4.Compresores de tornillo	24
5.Compresor de émbolos radiales	24
II.E.Selección y mantenimiento	
1.Selección	25
2.Mantenimiento	26
CAPITULO III	
HERRAMIENTAS NEUMATICAS	
III.A.Principio de funcionamiento y operación	
1.Llave de impacto	28
2.Desarmador	30
3.Esmeriles	32

4.Taladro	34
5.Martillo	36
CAPITULO IV	
DISEÑO TERMODINAMICO Y MECANICO DEL MOTOR DE AIRE.	
Introducción	40
IV.a.Principio de funcionamiento del motor de paletas deslizantes	41
IV.b.Análisis geométrico	42
IV.c.Aspectos diversos a considerar en el diseño.	51
IV.d.Análisis dinámico del motor	
1.Análisis en el aspa (Fricción aspa-rotor)	59
2.Análisis en el aspa (Fricción aspa-estator)	62
3.Análisis dinámico y termodinámico del sistema Rotor-Aspa-Tobera	66
CAPITULO V	
DISEÑO MECANICO DE LOS DISTINTOS DISPOSITIVOS DE OPERACION.	
V.a.Motor de aire	107
V.b.Aspa del rotor	111
V.c.Ilave de impacto	120
V.ch.Criterios de instalación	123
V.d.Desarmador y taladro	129
V.e.Herramientas ergonómicas	138
LISTA DE PARTES	139
DESPIEZE	141
CONCLUSIONES	142
BIBLIOGRAFIA	145

S I M B O L O G I A (S.I.)

- e :Excentricidad (mts.)
- y :Máxima distancia de separación entre el rotor y el estator.(mts.)
- L :Largo del rotor (mts.)
- A :Area que presenta un aspa,entre el rotor y el estator(m^2).
- Bp :Brazo de palanca que el aspa tiene,debido a la presión del aire.(mts.)
- B :Posición angular ,de la bisectriz del sector circular,comprendido entre θ_1 y θ_2 .
- P :Presión del aire dentro de la cámara de admisión (Pas) .
- T :Par debido a la acción de la presión del aire sobre el área que presenta un aspa cualquiera. (Ntm) o (Joule) .
- θ :Angulo que existe entre la vertical al motor y un aspa.(Grados) .
- D,d :Diámetros del estator y el rotor (mts) o (cms)
- R,r :Radios del estator y el rotor.(mts) o (cms) .
- θ_1, θ_2 :Posición angular de dos aspas consecutivas.
- V(B) :Volúmen de una cámara en la posición angular $\beta = B \text{ cms}^3$.También puede ser expresada como $V(\theta)$.

- F(0) :Magnitud de separación entre el rotor y el estator, en función de la posición 0 (mts.)
- n :Número de aspas
:3.141592.
- w :Velocidad angular del rotor.(rad/seg)
- Vt :Velocidad tangencial(cms./seg)
- Ca :Angulo a partir del cual se empieza a comprimir el fluido de trabajo, como función de α .
- α :Angulo de separación entre dos aspas.contiguas.
- Tn :Par, cuando el gasto del fluido de trabajo,incide en dos cámaras distintas. (J)
- Ti :Par debido a la presión del aire, cuando el gasto incide en una cámara.(J)
- R :Velocidad radial del aspa (m/s).
- R :Distancia del centro del rotor, al estator para una posición angular 0.Utilizado para el análisis de fricción aspa-rotor, en lugar de la distancia al centro de masa, con el fin de exagerar los efectos de fricción.
- g :Gravedad, 9.81 m/s^2
- Ac :Aceleración de Coriolis (Rad/s^2)
- %A1, %A2 :Medida porcentual del área de cada cámara con respecto al área total o suma de ambas cámaras.
- a1, a2 :Ancho de un aspa, espesor de la misma (mts.)
- m :Masa de un aspa(Kgrms.)

- F(0) :Magnitud de separación entre el rotor y el estator, en función de la posición 0 (mts.)
- n :Número de aspas
:3.141592.
- w :Velocidad angular del rotor.(rad/seg)
- Vt :Velocidad tangencial(cms./seg)
- Ca :Angulo a partir del cual se empieza a comprimir el fluido de trabajo, como función de α .
- α :Angulo de separación entre dos aspas contiguas.
- Tn :Par, cuando el gasto del fluido de trabajo, incide en dos cámaras distintas. (J)
- Ti :Par debido a la presión del aire, cuando el gasto incide en una cámara.(J)
- R :Velocidad radial del aspa (m/s).
- R :Distancia del centro del rotor, al estator para una posición angular 0.Utilizado para el análisis de fricción aspa-rotor, en lugar de la distancia al centro de masa, con el fin de exagerar los efectos de fricción.
- g :Gravedad, 9.81 m/s^2
- Ac :Aceleración de Coriolis (Rad/s^2)
- %A1, %A2 :Medida porcentual del área de cada cámara con respecto al área total o suma de ambas cámaras.
- al, a2 :Ancho de un aspa, espesor de la misma (mts.)
- m :Masa de un aspa(Kgrms.)

- F_W : Fuerza debida a la componente del peso del aspa, en dirección normal a la superficie de contacto. (Nt)
- F_{Ac} : Fuerza debida a la aceleración de Coriolis (NT)(Teorica).
- μ : Coeficiente de fricción dinámico entre aspa-rotor y aspa-estator.
- N : Fuerza normal a la superficie del rotor o del estator (Nt)
- F_{f1}, F_{f2} : Fuerzas de fricción entre aspa-rotor y aspa-estator, respectivamente (Nt.)
- ρ : Densidad
- V : Volumen (m^3)
- T_f : Par que evita el giro debido a la fricción. que existe entre el aspa y el estator. (J)
- f_c : Fuerza centrifuga. (Nt.)
- E_c : Energía cinetica. (J)
- v_l : Velocidad del aire a la entrada.
- V_l : Velocidad del aire a la salida.
- J_c : Momento de inercia de masa.
- m_l, m_2 : Masa del aire y del rotor-aspas respec. (Kg.)
- E : Energía perdida por fugas y fricción.
- H_1, H_2 : Momentum angular del aire y el rotor.
- m_r : masa del rotor Kgs.
- m_a : masa del aspa Kgs.
- I : Momento de inercia por parte analizada.

- \dot{Q}_e, \dot{Q}_s : Gasto de entrada y salida del motor. m^3/s
ve : Volúmen específico del aire. $m^3/Kg.$
Ae, As : Area del orificio de entrada de aire y de salida. m^2
He, Hs : Entalpía del fluido de trabajo a la entrada KJ/Kg y a la salida.
Te, Ts : Temperatura a la entrada y salida . $^{\circ}K$
Pe, Ps : Presión a la entrada y a la salida. Pas
se, ss : Entropía a la entrada y a la salida. KJ/Kg.
cl, c2 : Velocidad antes de la tobera y despues de esta respectivamente. m/s
Tm : Par mecánico, debido a la presión del aire. J
ne : Índice politrópico en la expansión.
nc : Índice politrópico en la compresión.
W : Trabajo (J)
 τ : Esfuerzo cortante. Nt/m^2 ó Kg/cm^2
 σ : Esfuerzo Normal. Nt/m^2 ó Kg/cm^2 .
M : Momento flexionante. $Nt.m$
E : Módulo de elasticidad. nt/m^2
k : Constante elástica Nt/m
Dw : Diámetro del alambre.
S : Esfuerzo. Nt/m^2
Nc : Número de espiras de resorte.
P : Carga $Kgf.$ ó Nt
Dm : Diámetro de la espira del resorte.
 δ : Deformación (cms.) ó (mts.)

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

En las diferentes operaciones que se llevan a cabo en un taller de industria metal-mecánica, reparaciones o mantenimiento, se emplean herramientas neumáticas como son: tala---dro, esmeriles, llaves de impacto y desarmadores ,entre otras; cada uno de éstos tenía un costo aproximado de \$60,000.00 - en el año de 1984; de tal manera que el conjunto podría ad---quirirse en \$ 246,000.00 .

No obstante ,si se observa su construcción, podrá apre---ciarse una semejanza que la hace distinguible salvo por la_ función que habrá de desarrollar en el proceso.

Tal situación ha llevado a pensar que podría utilizarse_ un sólo motor para los distintos fines, con agregar unicamen---te el aditamento adecuado y esto traería como consecuencia un ahorro económico considerable.

En el presente trabajo se propone el diseño de una herra---mienta que realice las actividades antes mencionadas para - un trabajo de tipo ligero y hasta para uso doméstico. El cem---po de aplicación a dicho diseño dependerá de los parametros de operación fijados de antemano, como pueden ser :potencia_ de salida y el número de revoluciones por minuto.

Para lograr tener un único motor que sea adaptable a to---das las herramientas mencionadas, es necesaria la fabrica---ción de piezas estandarizadas de fácil substitución y rapi---da manufactura.

Se han analizado los modelos convencionales más comerciales y en base a este análisis fue posible proyectar algunas modificaciones tanto en la parte que se refiere al motor de aire, como en los aditamentos de trabajo; siempre con el propósito de aumentar la eficiencia por peso sin alterar su versatilidad.

Para el estudio del funcionamiento del motor y el equipo que se sugiere, es imprescindible el uso de gráficas de operación que muestren el comportamiento del sistema para distintas condiciones y de esta manera será posible seleccionar el tipo de compresor que proporcione el gasto y la presión requerida de aire, de tal manera que opere el motor y el equipo en general de una manera adecuada.

Para lograr lo anterior se obtuvo la información actualizada que permitió llevar a cabo un amplio estudio sobre los expansores de paletas deslizantes, y en base a éste, se plantearon las ecuaciones características del motor de aire para poder conocer en un momento dado los principios de funcionamiento y partes del sistema que pueden ser mejorados.

Por último se hace una lista de partes, reglas y criterios que deben seguirse para un mantenimiento preventivo adecuado y una instalación correcta.

I. R E S E Ñ A H I S T O R I C A .

Desde siempre el hombre ha buscado la manera de transmitir la energía de un sitio a otro, ya sea para sus necesidades en el campo o en las ciudades de tal forma que el esfuerzo realizado sea mínimo y sus satisfactores muchos.

El agua, aire y electricidad permiten dicho desplazamiento de energía que el ingenio humano logra aprovechar obteniendo en el transcurso de muchos años, el progreso de la humanidad.

Se sabe que desde la época de oro de los griegos, se utiliza la fuerza generada por la caída de agua, la cual impulsaba su famoso reloj, pero el suministro de ese líquido se hacía con bandejas y sistemas completamente manuales.

Ctesibius, durante la segunda mitad del segundo siglo antes de Cristo, inventa un cañón de aire y algunos aparatos hidráulicos, iniciándose con esto los primeros trabajos con aire comprimido.

Aristoteles, por su parte había infundido el miedo a crear el vacío, con esto los trabajos al respecto se desalientan.

En 1327, Jean Buridan define al aire como un medio en donde los cuerpos, poco a poco, pierden ímpetu después de ser lanzados.

En el estudio del flujo de aire, muchas personalidades de la historia han participado; uno de los más importantes fue

Leonardo Da Vinci que descubrió el flujo viscoso de aire -- alrededor de un cuerpo. Igualmente Evangelista Torricelli - inventa el barómetro encontrando con esto que el aire tiene un peso.

Mayow enunció en 1667 que el aire no era un cuerpo simple. Los trabajos de Priestley, Scheele y Lavoisier pusieron de manifiesto la naturaleza del aire.

En Holanda, se tienen rústicas turbinas o por llamarlas - de otra forma , motores de aire ; que son accionados por la - energía del aire en movimiento y utilizados para bombear -- agua o moler granos.

En 1596, en París sobre el río Sena, los puentes en su claro fueron utilizados para sostener una rueda de paletas con el fin de aprovechar el paso del agua y así poder bombear - ese líquido a la ciudad.

En 1676. Mariotte publica los resultados de sus experimentos sobre la relación que existe entre la presión y el volumen del aire. De la misma manera en Inglaterra, Boyle logró - demostrar la compresibilidad del aire a temperatura constante; tales experiencias , incluyendo las de Torricelli y Pascal dejaban ver que el vacío podía ser creado, lo cual daba paso al invento de la máquina neumática o bamba de vacío.

En 1650 Otto Van Guericke desarrolló una bomba de vacío_ que Boyle perfecciona; análogamente en 1857, Geissler, Sprengel, Gaede, Langmuir y Holweck mejoran paulatinamente dicha - máquina.

En la segunda mitad del siglo XV, en la búsqueda por el - vacío perfecto, se desarrolla al campo de las bajas tempera

turas a partir de la expansión de un gas comprimido.

En el siglo XIX, se desarrollan los primeros compresores de émbolo y las primeras turbinas, para lo cual fue necesario el estudio de muchos hombres, entre los cuales estaba Euler quien hizo posible los primeros análisis de comportamiento de las turbinas a partir de las ecuaciones de cantidad de movimiento desarrolladas por él.

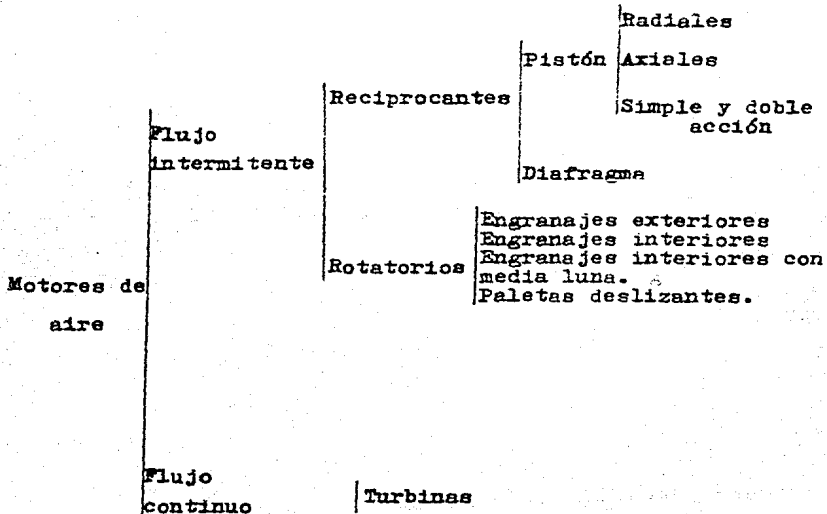
Por otra parte las máquinas de desplazamiento positivo también tienen una serie de expresiones para su análisis, si bien su manejo es más simple que las desarrolladas por Euler no deja de ser interesante su desarrollo y la variedad tan amplia de estas.

II. MOTORES DE AIRE Y COMPRESORES

II.A.--Motores de aire.

Los motores de aire convierten energía a través de la expansión controlada del aire comprimido a energía mecánica.

Los motores de aire se pueden clasificar según el tipo de flujo que el fluido tiene dentro de la propia máquina, ya sea intermitente o de flujo continuo; a su vez los intermitentes pueden ser reciprocantes o rotatorios.



II.B.--Descripción y funcionamiento de los motores de aire.

El aire comprimido es un fluido que ha recibido energía y que se usa de manera análoga a la electricidad; por lo tanto, puede ser utilizado un motor de aire en lugares relativamente lejanos a la fuente de aire. El compresor equivale a un generador de corriente eléctrica mientras que los tubos y mangueras a los cables; por último, el motor neumático corresponde al motor eléctrico.

De acuerdo a la clasificación, se hará la discusión de los diferentes tipos de motores neumáticos.

A) Reciprocantes.

Los motores reciprocantes son aquéllos que permiten la expansión del aire en una cámara generalmente cilíndrica impulsando un pistón hacia un extremo de dicho cilindro.

Dentro de este tipo de motores se tienen los de: pistones axiales, pistones radiales, pistones de simple o doble acción y de diafragma.

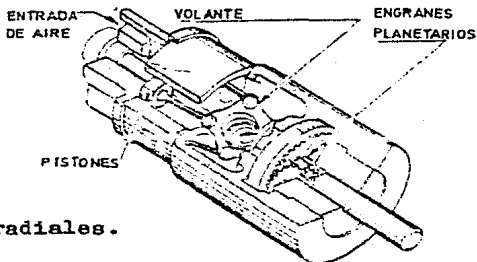
1) Motor de pistones axiales.

El motor de pistones axiales contiene usualmente de 7 a 9 pistones, por cuestiones de balanceo y continuidad en la potencia de salida; estos pistones están sujetos a un plato por medio de rótulas. El plato guarda una inclinación respecto de la vertical y de la horizontal, además de estar conectado a la flecha de salida.

Cuando el aire a presión llega a los pistones, adquieren un movimiento lineal que es transformado a uno circular — por aquel plato.

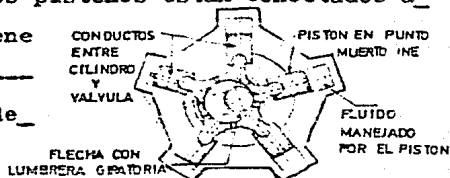
Dichos motores tienen una alta eficiencia volumétrica, — combinada con una excelente operación bajo grandes y pequeñas velocidades; pueden dar potencias hasta de 2610 W (3.5 hp).

Estos sistemas requieren de grasa lubricante y servicio de mantenimiento en forma regular.



2) Motor de pistones radiales.

El motor de pistones radiales tiene una carcasa rotatoria a través de la cual, el aire a presión penetra por medio de una válvula que también gira y suministra el fluido a cada uno de los émbolos. Los pistones están conectados a un volante poligonal que tiene su eje colocado de manera — excentrica con respecto al de la carcasa.

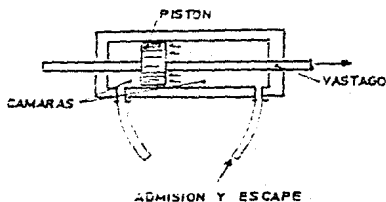


Alcanza velocidades hasta de 4000 rpm, con un alto par de arranque, además de lograr potencias máximas de 25 Hp. (16,800 W)

3) Motores de simple y doble efecto.

El motor de simple efecto consta de un cilindro, un pistón y una biela. El pistón responde al empuje que el aire a presión le dá, provocando con esto un desplazamiento aprovechable mecánicamente; cuando el suministro de aire comprimido cesa, el sistema pistón-biela regresa a su posición original ya sea mecánicamente (por un resorte), por la acción de otro empuje de aire en sentido contrario (motor de doble efecto) o por la inercia de un volante.

El sistema de válvulas puede ser del tipo check o accionadas mecánicamente por el mecanismo pistón-biela.



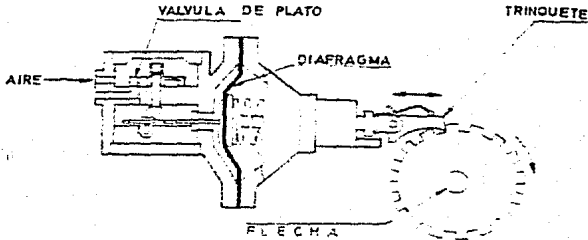
4) Motor de diafragma.

El motor de diafragma tiene una membrana que responde a la fuerza que la presión del aire comprimido le proporciona. Esta, tiene conectado un vástago que hace girar un engrane por medio de un trinquete, evitando con este, el retorno de la rueda dentada.

El vástago regresa a su posición original con ayuda de un resorte, cuando ha cesado el suministro de aire.

Sus características de operación son: un alto par de arranque a bajas velocidades, no requiere de reductores de velocidad, son económicamente más accesibles, su potencia

entregada llega a ser de $1/8$ de hp. o de 100 W y se usan generalmente cuando el par (torque), necesita ser cambiado frecuentemente.



B) Motores rotatorios.

Los motores rotatorios se basan en el impulso recibido por la inyección de aire a presión, a un elemento mecánico rotatorio.

1) Motor de paletas deslizantes.

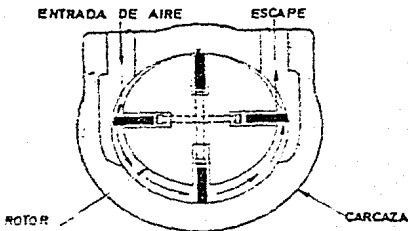
El motor de paletas deslizantes tiene un conjunto de espas colocadas en forma radial y a lo largo de toda su longitud del rotor. Este está colocado excéntricamente dentro de un cilindro o estator; esta geometría le permite tener durante su movimiento rotatorio, un volumen variable.

El par que el motor entrega a causa de la fuerza desequilibrada que la presión del aire provoca sobre dos espas

consecutivas, da como resultado una fuerza tangencial que actúa sólo en una dirección y hace girar el rotor.

Tienen una alta relación potencia-peso; generalmente proporcionan un bajo par de arranque y bajas velocidades.

La potencia entregada, llega a ser de 25 hp (18600 W)



C) Motores de turbina.

Trabajan convirtiendo la energía de presión del fluido en un par, por medio de una reducción gradual y una tobera. Los motores de turbina llegan a generar hasta 74,600 W (100 Hp), con velocidades de giro de 100,000 rpm; en la industria no se requieren velocidades tan grandes, así es que se usan los reductores de engranes.

La potencia depende de: la presión del gas, área de la tobera y la reducción de velocidad. La mayor limitación de los motores de turbina, es el volumen de fluido requerido por unidad de tiempo que es enorme comparado por ejemplo con el de paletas deslizantes. (VER FIGURA 1)

BOSQUEJO DE LA TURBINA (MOTOR)

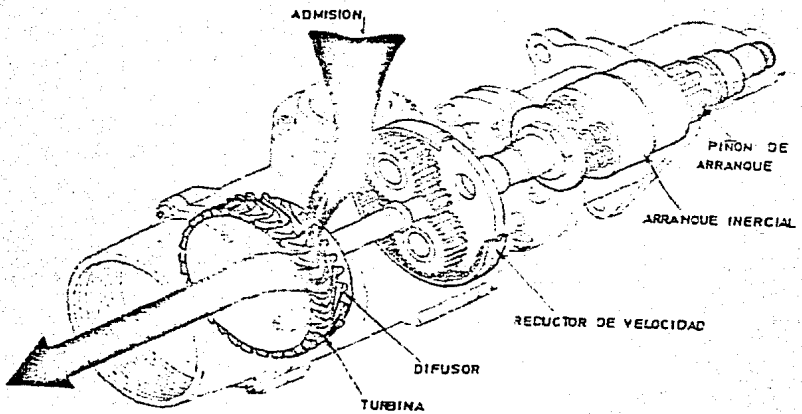


FIGURA 1

II R. Comparación operativa de los tres principales motores

Turbina

Paletas deslizantes

Eléctrico

Potencia:

Disponibles desde 1000 hp. Siendo la mayoría de 100 hp o menos.

Disponibles arriba de 100 hp. La mayoría es de 10 hp. o menos.

Disponibles de 20000 hp, la mayoría es de 1/4 a 20 hp.

Velocidad de operación:

Capaz de llegar a los 100,000 rpm. Los diseños comerciales trabajan eficientemente bajo carga entre 10,000 y 50,000 rpm. Igualmente cuando se utilizan reductores de engranes, el control de velocidad es a través de una válvula.

Bajo carga operan eficientemente de 2,000 a 10,000 rpm, también pueden usar reductores de velocidad y el control de velocidad es con una válvula.

Los motores normales de inducción o sincros operan de 1,800 a 3,600 rpm. Los motores sincros de alta frecuencia pueden dar arriba de 24,000 rpm. Para altas velocidades se requieren reductores. Para el control de velocidad se usan dispositivos costosos.

Par:

El máximo par es producido a cero rpm hasta una caída lineal de cero par, todo a rotor libre. El par de paro es aproximadamente dos veces la relación par-potencia.

Los mayores pares se dan más allá de las cero rpm, cuando arranca y declina linealmente a cero par a rotor libre. El par de paro es dos veces la relación par-potencia.

El par de arranque puede variar de 40 a 300% la razón par-potencia dependiendo del motor.

Velocidad-Respuesta bajo carga:

Incrementando la carga decrece la velocidad hasta que la carga se impone al par pudiendo parar el motor sin choque. La velocidad sube cuando la carga es reducida o el flujo de aire es incrementado. Las velocidades altas pueden hacer fallar los baleros pero no la turbina.

Incrementando la carga decrece la velocidad hasta ser parado el motor sin choque. Las velocidades altas calentarán las aspas o paletas y pueden dañar además los baleros.

Mantiene la velocidad constante hasta que la carga varía pero en un momento dado no puede controlarse la velocidad cuando hay carga, en los anteriores si es posible. Puede haber sobrecalentamiento cuando es excesiva la carga.

Turbina

Paletas deslizantes

Eléctrico

Eficiencia de operación:

Puede aprovecharse el 70% de la energía del gas comprimido suministrado. El consumo de gas por hp es más bajo que en el motor de aspas equivalente. La formación de hielo a la salida del motor no es problema.

Puede usarse solamente el 30% de la energía almacenada en el gas comprimido. El consumo de gas por hp es alto comparado con el de una turbina. A la salida del motor puede formarse hielo.

Los motores eléctricos son eficientes y ya están estandarizados en el mercado su potencia mecánica varía poco con la potencia eléctrica suministrada.

Ambiente de trabajo:

Es a prueba de explosiones. No se quema por paros bruscos o sobrecargas; es autoenfriado por el mismo gas. Requiere silenciadores para reducir el ruido. Resistente al manejo y utilización de un gas contaminado.

Son las mismas que las de la turbina, pudiendo ambas trabajar en atmósferas explosivas. Necesita un gas limpio de polvos e impurezas para su uso.

Es necesario para su uso, equipo de trabajo adecuado. Este motor al ser sobrecargado puede dañarse. La variación en voltaje puede dañarlo igualmente. Requiere de un sistema de enfriamiento pero es silencioso.

Servicio y mantenimiento:

No hay fricción en las partes esenciales los baleros están engrasados y sellados; pudiendo ser examinados periódicamente. El gas no requiere del atomizado de lubricante, para el motor. Los materiales resistentes a la corrosión pueden ser usados para el motor.

Ocurre desgaste en las aspas al rozar en las paredes del motor, por lo tanto el gas debe llevar lubricante atomizado. Requiere de inspección en el desgaste de las aspas y baleros.

Requiere poco mantenimiento y las piezas pueden ser reemplazadas por otras usadas. La lubricación puede ser requerida periódicamente. Las reparaciones requieren personal calificado.

Volumen y peso:

Tiene una relación potencia por unidad de volumen y potencia por unidad de peso más favorable que los otros dos motores.

No es tan compacto como el motor de turbina para una potencia dada. Ofrece mayores ventajas en peso y dimensiones que los motores eléctricos.

El motor eléctrico en sí es comparable con los motores de aire, para una misma potencia; pero los aditamentos contra calentamiento agravan peso y tamaño.

Turbina

Paletas deslizantes

Eléctrico

Instalación:

Se pueden instalar en cualquier altitud. La ausencia de lubricante en el manejo del aire permite usar este motor en procesos médicos, electrónicos y alimenticios. La turbina puede usar aire, nitrógeno, freón o gas natural y puede adaptarse vapor de agua.

Con lubricación propia puede operar en cualquier posición e igualmente trabajar con varios gases, los cuales pueden estar en lugares distantes.

El montaje de estos motores puede ser un problema cuando son de gran potencia. Una adecuada ventilación tiene que suministrarse. Tienen que usarse sólo en donde la energía eléctrica sea disponible.

Adquisición y costos de operación:

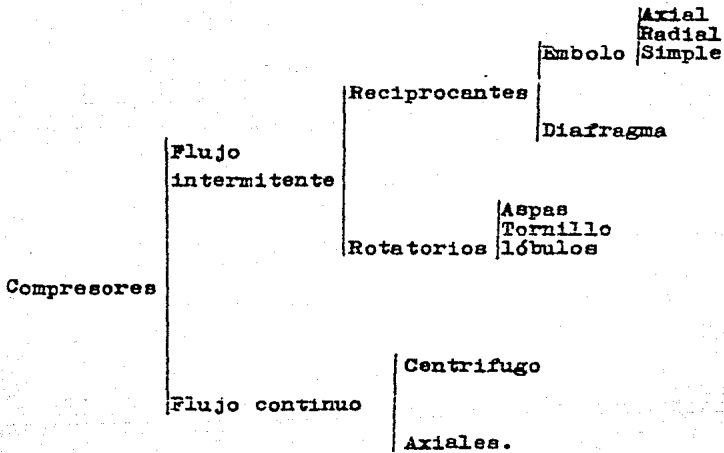
Propiamente pueden ser más caros que el motor de aspas. Cuando necesita una reducción de velocidad y un sistema de lubricación los costos de ambos motores son comparables. Para potencias de salida a altas velocidades (10,000rpm) la turbina tiene un mayor costo. El costo asociado por la compresión del gas ya sea por combustible o por electricidad es grande.

Relativamente menos caro para potencias de salida abajo de 5 hp. Los reductores de velocidad y las altas potencias aumentan considerablemente los costos. Si se sumarán estos costos con los atribuidos al aire comprimido, estos podrían ser igual o mayores a los de una turbina o los de un motor eléctrico. Los reemplazos de aspas y lubricantes incrementan los costos.

Para alta potencia estos motores son muy costosos, los menos costosos son los de baja potencia, por la gran producción de estos. El equipo de suministro de potencia en energía eléctrica, convertidores de frecuencia y protectores de sobrecarga eléctrica son cargados a los costos en comparación con el costo del motor este llega a ser menor. También los equipos de protección humana como guantes, recubrimientos de guantes, etc. aumentan los costos.

II.C.-Compresores.

Los compresores son máquinas que tienen como finalidad dar energía al aire de tal manera que puedan hacer funcionar los motores neumáticos. Estos se pueden clasificar para su estudio y selección, en la siguiente forma:



II.D.- Descripción y funcionamiento de los compresores.

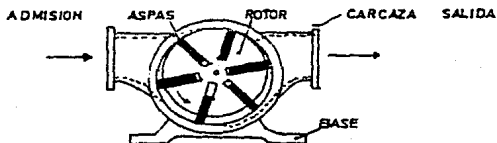
Compresores Rotatorios.

1) Compresor de aspas.

El compresor de aspas consiste en una carcasa cilíndrica que contiene a un rotor también cilíndrico, colocado coaxialmente sólo que en forma excéntrica. El rotor tiene unas ranuras donde se alojan las aspas y unos resortes que tratan de expulsarlos o presionarlos contra dicha carcasa.

Las aspas forman cámaras de volumen variable debido a la excentricidad que guarda el rotor respecto del estator o carcasa. Al girar el rotor se crean zonas de bajas presiones exactamente frente a la lumbrera de admisión; en la lumbrera de escape el volumen que existe entre la carcasa, el rotor y las paletas ha disminuido aumentando por consecuencia la presión del fluido atrapado.

El caudal de gas puede variarse si la excentricidad es alterada, de hecho cuando es cero funciona como un ventilador.

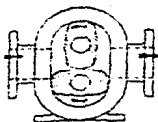


2) Compresor de lóbulos.

Consiste de dos o tres rotores gírtorios, llamados lóbulos, que giran sincronizadamente con ayuda de dos o tres engranes conectados externamente. El movimiento de los lóbulos se logra por medio del giro de alguno de éstos engranes.

La compresión del gas se lleva a cabo por la contrapresión creada debido a la alimentación intermitente del flujo gaseoso. Debido a que el gasto producido es intermitente o pulsante se construyen compresores para altas velocidades de giro.

En los compresores de cuatro crestas, existe el problema del deslizamiento; este problema consiste en el regreso del flujo de la zona de mayor de presión a la de menor. Para remediar ésto se diseña la cresta de tal forma que el acoplamiento con el valle de otro lóbulos sea hermético, aumentando por consecuencia la eficiencia volumétrica.



DE 2 LÓBULOS



DE 3 LÓBULOS



DE 4 LÓBULOS

3) Compresores recíprocantes.

Existen compresores recíprocantes de émbolos en línea que como su nombre lo indica, es un conjunto de cilindros que están sobre un monoblock conectados por un múltiple de

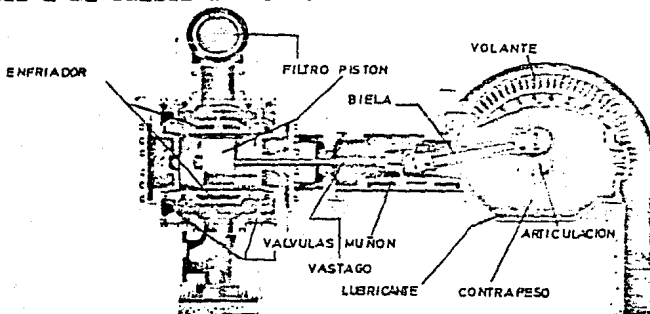
admisión y uno de escape. En los cilindros se alojan los émbolos que son movidos por un sistema de cigueñal-biela.

Los émbolos tienen anillos que separan a la cámara de compresión con el carter, evitando así la pérdida de presión y disminuyendo la mezcla fluido de trabajo-lubricante.

La operación de compresión se lleva a cabo en dos tiempos o carreras del émbolo; una en la que se lleva el proceso de expansión del gas residual por volumen muerto y admisión de la carga nueva de aire ; la otra ocurre al efectuarse la compresión y expulsión .

Las válvulas de admisión y escape funcionan debido a la diferencia de presiones que se forman entre el cilindro en su carrera y el medio ambiente. Algunos de estos compresores tienen un regulador de presión mediante un ajuste en el tope de válvula.

Las revoluciones por minuto del sistema, está limitada por los excesos de fricción y problemas de lubricación. El uso de un tanque a la salida del compresor ayuda a tener un flujo libre de pulsaciones además de mantener la presión de seada a la salida de este.



4) Compresores de tornillo.

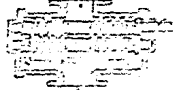
El compresor de tornillo consiste en una carcasa que con tiene dos o tres tornillos; cada tornillo tiene acoplado un en engrane que en conjunto forman un tren de engranajes usados con el único fin de trasm transmitirles potencia. Para la admisión y el escape se tienen lumbreras.

Los tornillos antes mencionados tienen el mismo paso en con consecuencia se logra un acoplamiento entre hélices muy bue

no:



BOMBA DE TORNILLO
SIMPLE



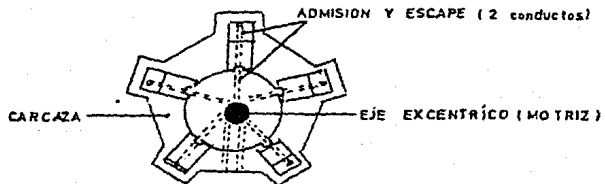
BOMBA DE DOBLE
TORNILLO



BOMBA DE TRIPLE
TORNILLO

5) Compresor de émbolos radiales.

Este compresor consiste de un sistema de pistones conectados a un volante poligonal a través del cual se trasmmite potencia a una flecha colocada en forma excéntrica respecto al centro de la carcasa.



II.E. Selección y mantenimiento de los motores neumáticos y los compresores.

1) Selección.

Los motores de aire se diseñan de acuerdo a una determinada potencia de salida para un trabajo bien específico y tiene en cuenta tanto el gasto como la presión y la máxima velocidad a rotor libre.

El gasto y la presión nominales del motor deben estar al alcance de los compresores comerciales, pero en caso de que no sea posible apegarse a estos parámetros, se puede recurrir a un rango de operación, en donde el funcionamiento del motor sea lo más satisfactorio posible.

El compresor adecuado será el que proporcione la presión y el gasto requeridos por el motor; sin embargo, pueden estar excedidas estas características, pero nunca abajo, pues en los sistemas neumáticos es fácil regular tanto la presión como el gasto y de esta manera puede ser utilizado.

Esto se logra mediante válvulas de estrangulamiento para la presión y de alivio para el gasto.

Se anexan gráficas en el Capítulo IV para que en un momento dado, cuando la presión tenga que ser modificada, se pueda conocer los otros parámetros y saber como se comportará la herramienta.

2) Mantenimiento.

Las reglas de mantenimiento para un compresor son aplicables igualmente para los motores neumáticos y van desde la limpieza del equipo hasta la sustitución de nuevas piezas.

A continuación se dará una lista de actividades que se deberá cumplir en ciertos períodos más o menos largos dependiendo de la carga de trabajo a la que se sometan.

- Revisar niveles de aceite, en ciguciales y sistemas de transmisión de potencia, como engranes, flechas o poleas.
- Revisar los baleros, sobre todo cuando no sean sellados - igualmente las chumaceras.
- Cambiar, limpiar o sólo revisar los anillos, en los compresores o motores de émbolos.
- Evitar atmósferas calientes.
- Revisar el nivel de líquido enfriador, en caso de que tenga sistema de enfriamiento.
- Limpiar frecuentemente el filtro de admisión de aire.
- Mantener las válvulas limpias y revisar que asienten bien.
- Revisar la tensión de los resortes de válvulas.
- Revisar los mufones, en mantenimiento mayor.
- Limpiar impurezas, polvos, etc. del cilindro.
- Revisar el sistema motriz ya sea eléctrico o mecánico.
- Ajustar bien cada ensamble para evitar vibraciones.
- Revisar y cambiar juntas cuando estén desgastadas.

III.-H E R R A M I E N T A S N E U M A T I C A S .

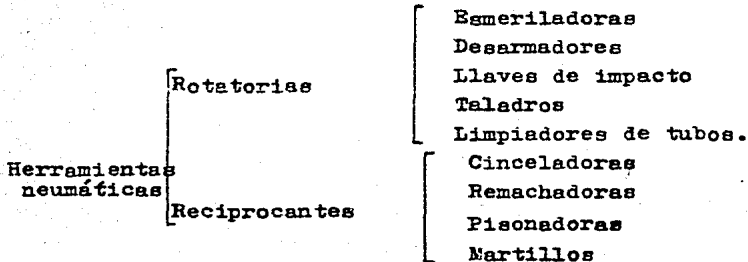
Las herramientas neumáticas, son dispositivos que operan con aire a presión impulsadas por un motor de aire que varía en su tamaño y potencia. Son ligeras, potentes, fuertes y seguras, características que las hacen portátiles.

Se construyen en distintos tipos y diseños además de poder adaptarse a todo tipo de trabajo, como es en producción, mantenimiento y en la construcción.

Operan a bajo costo, pues los gastos del aire más los gastos incurridos por la vida en servicio de la herramienta, es menor al 5 % de la inversión total del costo del trabajo.

Hay dos grupos en los cuales se engloban las herramientas neumáticas : Maquinas rotatorias y las reciprocantes.

Las primeras son herramientas que trabajan en base al giro, para esto, un motor de aire de paletas deslizantes las hace mover. Las herramientas reciprocantes son aquellas en donde el mecanismo de funcionamiento a base de aire, tiene un movimiento alternativo e intermitente.



III.A. Principio de funcionamiento y operación.

1) Llave de impacto.

Tiene en el mango un conducto, que permite el paso del ai re hasta una válvula de resorte y sólo permite el paso cuando se ha presionado el gatillo. Este aire pasa a través de otro conducto interior hasta una válvula de regulación de presión para luego pasar a otra, llamada válvula direccional , que da el sentido de giro del motor, en caso de ser reversible: Esto se logra con un cilindro rotatorio de dos vías. (VER FIGURA 2)

Al girar el motor, este transmite potencia a través de una flecha hasta el dispositivo en sí. La herramienta tiene un embrague por impacto, que sirve para poder darle un par inicial grande y lograr aflojar o apretar tuercas, sin que el operario tenga que reaccionar junto con la herramienta.

Cuando está girando este embrague de impacto, funciona como un acumulador inercial y simplemente cuando hay que apretar algo, la energía acumulada por esta masa al girar, es descargada hacia un mayor par en un instante. Igualmente cuando se está aflojando, se parte del reposo, igual que si se apretará, lo que varía es el sentido de giro.

El par que se necesita del motor es mínimo comparado, con el necesario para aflojar o apretar una tuerca, de ahí la importancia del embrague, que consiste esencialmente de dos masas acopladas e independientes, es decir como dos engranes que tienen bastante juego entre sí, permitiendo un choque en un momento dado.

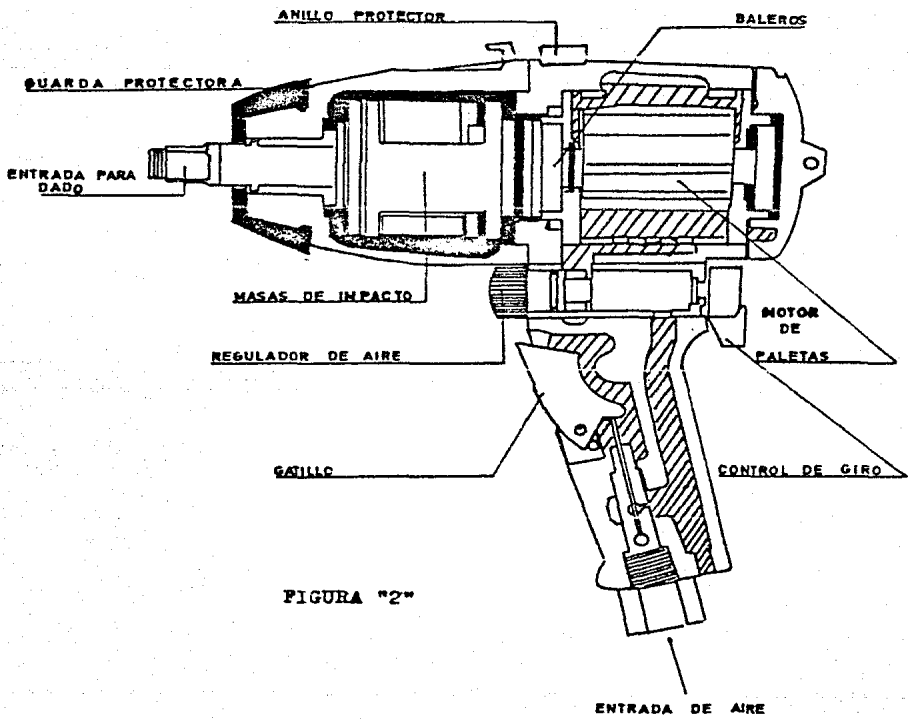


FIGURA "2"

2) Desarmador.

El principio del desarmador, consiste en que es impulsado por un motor de aire, y por medio de una flecha conectada a un dispositivo limitador de par, transmite la potencia a la punta del desarmador propiamente.

La parte fundamental del desarmador está en el mecanismo limitador de par, ya que de no traerlo se corre el riesgo de apretar demasiado un tornillo o en su caso de dañarlo.

Este mecanismo consiste esencialmente en un embrague que tiene como función acplrar o no, un resorte helicoidal capaz de limitar el número de vueltas del motor. Con esto y sabiendo el número final de vueltas que dará el desarmador cuando está embragado, podemos controlar la fuerza de apriete ajustando aquél resorte, para que se pare el motor a más o menos vueltas antes de embragar el mecanismo.

Para hacer funcionar el dispositivo limitador de par es necesario presionar axialmente a la herramienta contra la pieza que se pretende atornillar.

Existen herramientas que además del ajuste de par, tienen un juego de masas parecido al que tiene la llave de impacto, esto con el fin de poder aflojar los tornillos al sacarlos, puesto que el desarmador debe trabajar de manera reversible.

(VER FIGURA 3)

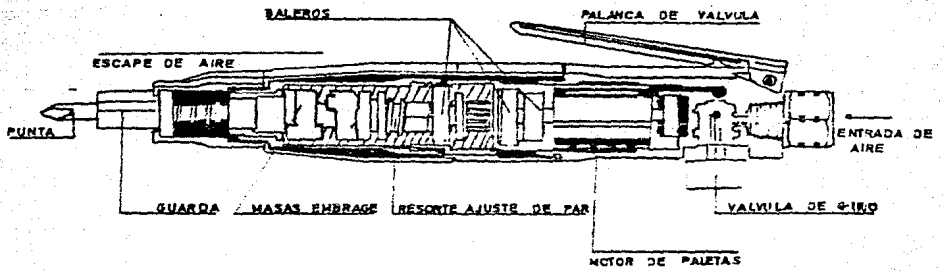


FIGURA 3

3)Esmeriles.

Estós están equipados con un motor rotativa de paletas - deslizantes que mueve directamente a una piedra,muela o un cepillo.

El mecanismo más importante en este tipo de herramientas es el regulador centrífugo de velocidad,y consiste en un -- juego de masas conectadas cada una con un resorte.Estas masas funcionan como un regulador de velocidad ya que actúan moviendo un vástago que permite el paso de aire o lo estrangula,de tal forma que mantiene una velocidad constante bajo una carga en la muela o piedra.Este regulador de velocidad tiene el mismo principio de funcionamiento que el regulador de Watt .Este impide que una velocidad demasiado grande,pueda desprender y hasta romper la muela o piedra;ya que estas tienen velocidades de diseño fijadas por el fabricante .

El no tener velocidades muy grandes ,evita el desgaste prematuro de las aspas del motor de paletas deslizantes.

Cuando no se tiene el regulador, la velocidad del esmeril y propiamente del motor, varía hasta un 40% cuando este es sometido a una carga;esto considerando que la velocidad a rotor libre corresponde a un 100%.Es decir que bajo carga el esmeril llega a reducir su velocidad hasta casi la mitad, en cambio con el regulador esta velocidad varía solo un 10% con respecto a la velocidad de rotor libre.(VER FIGURA 4)

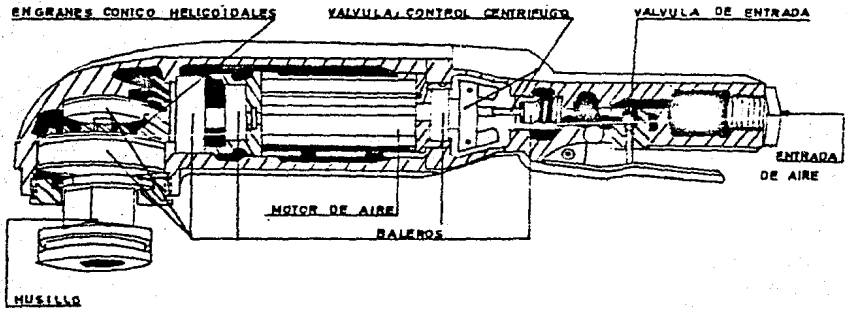


FIGURA 4

4) Taladro.

En los taladros neumáticos el mecanismo fundamental es una reducción de velocidad que permite un aumento en el par. Esto se logra por medio de engranes planetarios o para herramientas de gran potencia, con un sistema de engranes sencillos.

La función que tienen los sistemas de engranajes, ya sean planetarios o sencillos, es la de aislar la fuerza axial provocada por el operario al recargarse en la herramienta, y de esta manera se evita el probable daño al motor de aire, que no está diseñado para este tipo de cargas.

La herramienta, tiene una válvula de estrangulamiento para regular la presión del aire a la entrada, el sistema también tiene un regulador que mantiene el consumo de aire y el desgaste en las paletas por altas velocidades, lo que impide que el motor se embale. Este dispositivo solo es utilizado en ciertos modelos. (VER FIGURA 5)

Existen modelos que permiten un cambio en el sentido de rotación del motor, pero habrá que cuidar que las brocas únicamente cortan en el sentido antihorario. Además puede cambiarse el sentido de transmisión de potencia de dicho motor a 90° por medio de engranajes cómicos éstos son llamados taladros angulares permitiendo taladrar en proximidades de paredes.

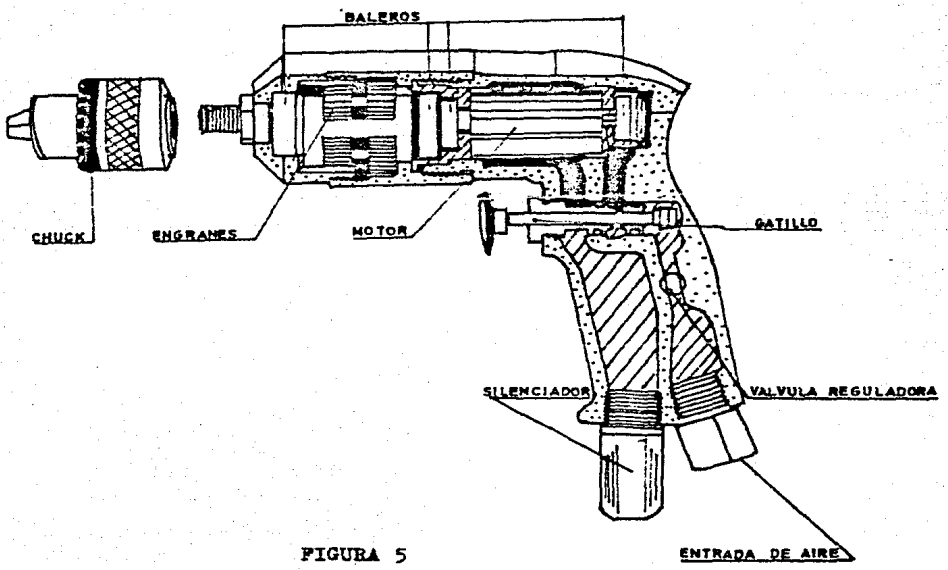


FIGURA 5

5) Martillo.

Existen tres tipos fundamentales de martillos neumáticos que se distinguen por el funcionamiento, y son:

Martillos sin válvulas.

Martillos
Neumáticos

Martillos con válvula de admisión.

Martillos con válvulas de admisión y
evacuación.

Los martillos permiten: ajustar pernos, remachar, episonar, cincelar, limpiar, etc. Todo esto por cualquiera de los tres principios de funcionamiento arriba mencionados, explicados a continuación:

1.- Martillos sin válvulas; en donde los orificios de admisión y salida del aire ubicados en la pared del cilindro o cuerpo son cerrados o abiertos por medio del émbolo que está animado de un movimiento de vaivén, es decir, el émbolo además de suministrar el golpe a la herramienta, funciona como una válvula móvil.

2.- Martillos con válvula de admisión; aquí el orificio de admisión de aire es cerrado o abierto por medio de una válvula oscilante, mientras que los orificios de evacuación de aire en la pared del cilindro, abren y cierran por el movimiento del émbolo. (VER FIGURA 6)

3.- Martillos con válvulas de admisión y escape; los orificios, tanto de admisión como de escape tienen cada uno

una válvula oscilante, que actúan bajo la presión del aire.

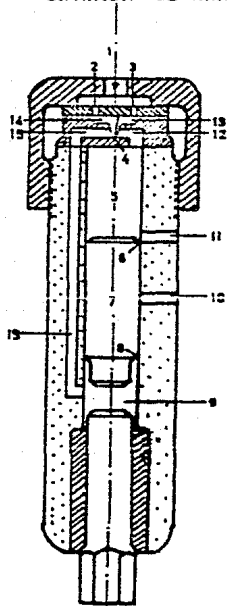
Los martillos sin válvulas son utilizados para los trabajos en donde se necesita un ritmo de golpes elevado pero con relativa poca fuerza.

Los martillos de una válvula o de mando oscilante en la admisión, se utilizan donde la seguridad es importante por ejemplo: en las buriladoras. Su seguridad consiste en un colchón de aire que amortigua el golpeo del émbolo al cilindro, en la parte opuesta al punto de trabajo, evitando así que la herramienta se deteriore y el trabajo del operador sea más seguro lo que no ocurre en el primer tipo de martillo.

Los martillos con dos válvulas, contruidos a base de mandos de varilla maciza o de correderas tubulares, son usados donde se requiere de golpes muy potentes (remachadoras, recaladoras, perforadoras, etc.). Aún cuando en el mercado existe una gran variedad de estas máquinas, las más seguras, prácticas y compactas, son las de mando oscilante en la admisión, por la sencillez en su construcción y mantenimiento .

MARTILLO DE VALVULA OSCILANTE

ENTRADA DE AIRE



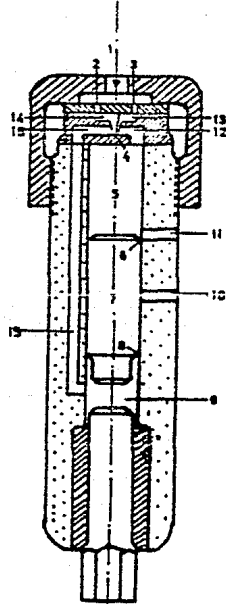
FUNCIONAMIENTO

El aire entra por 1 y 2, la válvula 4 permite el paso hacia el conducto 15, al llenar la cámara 14. La cámara 9 aumenta su presión empujando el pistón hacia arriba, disminuyendo el volumen de la cámara 9 y por consecuencia incrementando la presión del aire atrapado que entró por 11. Este aire funciona como amortiguador. Mientras el pistón sigue subiendo hasta llegar a la cámara 10 en donde se libera la presión de la cámara 9, permitiendo el cambio de posición de la válvula 4 debido al desequilibrio de presiones entre las cámaras 14 y 13.

Con esto, el aire que entra por 1 y 3 pasa directamente a 13 y a 12, impulsando el pistón 7 hacia abajo con más fuerza que cuando subió. Cuando el pistón pega con la base de la cámara 9, aumenta nuevamente la presión en la cámara 14, haciendo oscilar a la válvula 4, repitiéndose el ciclo muchas veces por minuto.

MARTILLO DE VALVULA OSCILANTE

ENTRADA DE AIRE



FUNCIONAMIENTO

El aire entra por 1 y 2, la válvula 4 permite el paso hacia el conducto 15, al llenar la cámara 14. La cámara 9 aumenta su presión empujando el pistón hacia arriba, disminuyendo el volumen de la cámara 5 y por consecuencia incrementando la presión del aire atrapado que entró por 11. Este aire funciona como amortiguador, mientras el pistón sigue subiendo hasta llegar a la luneta 10 en donde se libera la presión de la cámara 9, permitiendo el cambio de posición de la válvula 4 debido al desequilibrio de presiones entre las cámaras 14 y 13.

Con esto, el aire que entra por 1 y 3 pasa directamente a 13 y a 12, impulsando el pistón 7 hacia abajo con más fuerza que cuando subió. Cuando el pistón pega con la base de la cámara 9, aumenta nuevamente la presión en la cámara 14, haciendo oscilar a la válvula 4, repitiéndose el ciclo muchas veces por minuto.

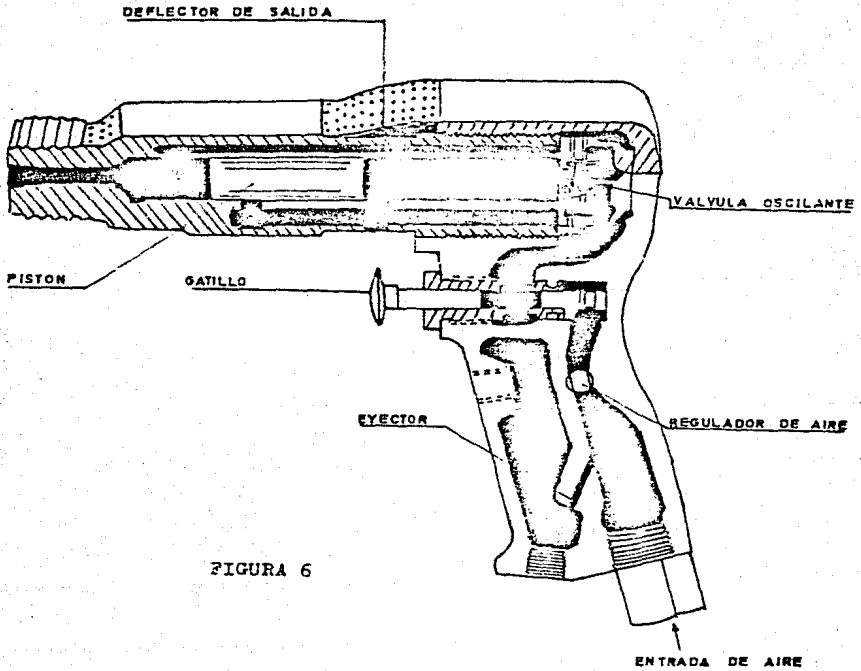


FIGURA 6

IV.- DISEÑO TERMODINAMICO Y MECANICO DEL ROTOR DE AIRE .

Introducción.

El análisis termodinámico es necesario cuando intervienen fluidos compresibles, y puesto que el aire es un fluido que es sometido a procesos de expansión, compresión y en general a procesos politrópicos, se analizarán éstos con el fin de encontrar la eficiencia del sistema bajo ciertas condiciones. Igualmente el análisis mecánico es necesario en donde los esfuerzos tienen un papel importante.

En base a lo expuesto en el Capítulo III, el motor neumático más conveniente para el tipo de trabajo en que se utilizará, es el motor de paletas deslizantes. Para reforzar lo anterior, se exponen enseguida las principales ventajas y desventajas de dicho motor.

Ventajas:

- 1.- Las paletas se van renovando conforme se van desgastando durante la operación.
- 2.- Se tiene un gran control en la expansión del aire dentro del motor, al igual que el par.
- 3.- Maneja altas presiones y gastos relativamente pequeños.
- 4.- Da posibilidades de cambiar el sentido de giro, sin alterar el principio de funcionamiento, ni la eficiencia.
- 5.- Tiene una vida útil más prolongada que los motores neumáticos de turbina. Además de resistir mayores presiones sin ocasionar rupturas; para una determinada potencia de salida.

Desventajas:

- 1.- Problemas en el sello cámaras.
- 2.- Tamaño y peso mayor, que los motores de turbina, para una determinada potencia de salida.
- 3.- Apreciables rozamientos.
- 4.- Existencia de una compresión de aire, debida a la dismi
nucción gradual del volumen dentro del motor.

IV.a.Principio de Funcionamiento del Motor de Paletas Deslizantes.

Dicho motor funciona en base al impulso que el aire da a cada aspa conectada al rotor, que está colocado excéntricamente, respecto del centro del cilindro que lo aloja, llamado estator. La excentricidad ocasionan una variación gradual del volumen entre cámaras; lo anterior permite expansiones y admisiones.

Las aspas deslizan sobre parte del cuerpo del rotor, en dirección radial, de tal manera que siguen siempre el contorno del estator alrededor de toda su circunferencia, aunque el rotor esté colocado en forma excéntrica.

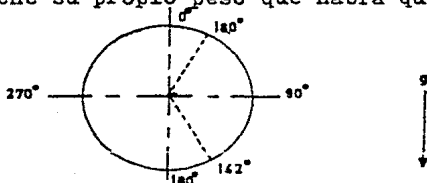
Cada par de aspas crea un espacio o volumen que varía -- conforme gira el motor. Dicho volumen debe mantenerse aislado de las demás cámaras, para esto, se tienen tres medios -- para lograrlo:

a) La fuerza centrífuga que obtienen las aspas al girar -- alrededor del eje del rotor. Esa fuerza es proporcional a --

la masa y al radio de giro del aspa, que en este caso es va
riable.

b) La presión del aire inyectado en la parte inferior —
del aspa, impulsa a ésta hacia afuera y logra sellar las cá
maras en el momento del arranque, esto es cuando la fuerza—
centrífuga debido al giro del rotor es nula. La inyección —
del aire comprimido, por condiciones de diseño, deberá ocu—
rrir entre los 18° y 142° .

c) La fuerza de gravedad ayuda a mantener el sello de cá
maras, entre los ángulos comprendidos de 90 a 270 grados, —
ya que el aspa tiene su propio peso que habrá que tomar en—
consideración.



Aún cuando los tres factores estudiados contribuyen al —
sellado de las cámaras, causan fricción o rozamientos que —
evitan el giro; por lo tanto habrá que cuidar esta aspecto.

IV.b. Análisis geométrico del motor de aire.

Un corte transversal del motor, muestra dos círculos, —
(interior y exterior), que representan al estator y al ro—
tor respectivamente. Sus centros no coinciden a propósito,—
con el fin de aprovechar el fenómeno de expansión que se —
lleva a cabo en este tipo de motores.

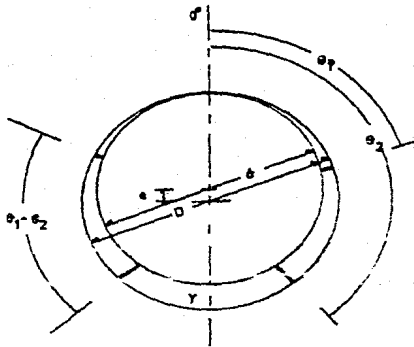
e: excentricidad.

y: máxima distancia de separación entre el rotor y el estator.

L: largo del rotor.

A: área variable que presenta un aspa.

D, d: Diámetros del estator-rotor.



La ecuación que da la magnitud de la separación entre las dos circunferencias rotor-estator es;

$$\frac{y}{2} (1 - \cos\theta) = D-d (1 - \cos\theta) = (R - r) (1 - \cos\theta)$$

Por lo tanto el área que presenta un aspa para una determinada posición angular es;

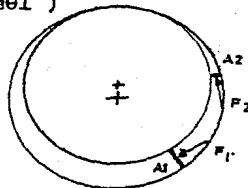
$$A = L(R - r) (1 - \cos\theta)$$

Ahora bien, el flujo de aire al entrar al rotor, encuentra a su paso, en determinada posición, dos espas con distinta área. La ecuación que da el área neta de éstas dos espas es:

$$A_1 - A_2 = (R - r) ((1 - \cos\theta_2) - (1 - \cos\theta_1)) L$$

$$= L(R - r) (\cos\theta_1 - \cos\theta_2)$$

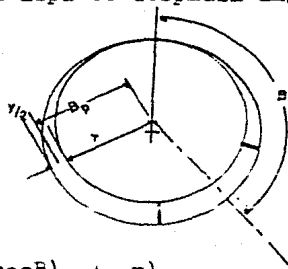
La fuerza producida por la presión del aire se da en una área neta como se muestra en la figura.



Para hallar el par producido por esta fuerza neta se requiere del brazo de palanca, respecto del centro del rotor. Esta distancia varía conforme el aspa se desplaza angularmente.

Bp: brazo de palanca (mts.)

B: ángulo bisectriz que existe entre dos aspas contiguas.



$$B_p = y/2 + r$$

$$B_p = \left(\frac{R-r}{2} \right) (1 - \cos B) + r$$

El ángulo beta se definió así, con el fin de tomar el brazo de palanca promedio entre dos aspas.

En base a lo anterior, ya se puede cuantificar la magnitud del par producido por la presión del aire, para un aspa cuando el flujo de aire incida sobre ésta; e igualmente se puede hallar la magnitud del par para dos aspas, cuando el flujo de aire ataque simultáneamente a ambas.

Para un aspa:

$$T = PL(R - r)(1 - \cos B) \left(\frac{R-r}{2} (1 - \cos B) + r \right)$$

Para dos aspas:

$$T = PL(R - r)(\cos \theta_2 - \cos \theta_1) \left(\frac{R-r}{2} (1 - \cos \theta_1) + r \right)$$

Donde P; es la presión del aire (Pas) Y

T: Par(Nt.m).

Obsérvese que en la expresión anterior, el término correspondiente al brazo de palanca, se ha evaluado para la posición θ_1 , puesto que la fuerza neta va a actuar en el aspa que presenta mayor área.

Por otra parte cada cámara tiene un volumen distinto, ya que sus aspas actúan independientemente, entonces es necesario encontrar el volumen de estas cámaras para cualquier posición angular en que se encuentren. Para esto se hará una breve descripción del expansor de paletas deslizantes.

"Un expansor de paletas deslizantes se puede considerar como una máquina volumétrica, de la misma manera que una máquina de émbolo y al contrario de una turbina, en el sentido de que su funcionamiento se basa en la variación cíclica de un volumen conectado alternativamente con el orificio de admisión y el orificio de escape.

El volumen variable está limitado por dos sectores de los dos cilindros excéntricos, por dos paletas deslizantes consecutivas y por las dos tapas planas en cada extremidad"

Para encontrar este volumen, se partirá de la integral de área, para la función que define la separación, entre el rotor y el estator encontrada anteriormente; $F(\theta)$

$$V(B) = L \left(\frac{1}{2} \int_{\theta_1}^{\theta_2} F(\theta)^2 d\theta \right)$$

donde

$$F(\theta) = \frac{y}{2} (1 - \cos\theta)$$

Obsérvese que en la expresión anterior, el término correspondiente al brazo de palanca, se ha evaluado para la posición Θ_1 , puesto que la fuerza neta va a actuar en el aspa que presenta mayor área.

Por otra parte cada cámara tiene un volumen distinto, ya que sus aspás actúan independientemente, entonces es necesario encontrar el volumen de éstas cámaras para cualquier posición angular en que se encuentren. Para esto se hará una breve descripción del expansor de paletas deslizantes.

"Un expansor de paletas deslizantes se puede considerar como una máquina volumétrica, de la misma manera que una máquina de émbolo y al contrario de una turbina, en el sentido de que su funcionamiento se basa en la variación cíclica de un volumen conectado alternativamente con el orificio de admisión y el orificio de escape.

El volumen variable está limitado por dos sectores de los dos cilindros excéntricos, por dos paletas deslizantes consecutivas y por las dos tapas planas en cada extremidad."

Para encontrar este volumen, se partirá de la integral de área, para la función que define la separación, entre el rotor y el estator encontrada anteriormente; $F(\Theta)$

$$V(B) = L \left(\frac{1}{2} \int_{\Theta_1}^{\Theta_2} F(\Theta)^2 d\Theta \right)$$

donde

$$F(\Theta) = \frac{y}{2} (1 - \cos\Theta)$$

sustituyendo se tiene;

$$V(B) = \frac{L}{2} \int_{\theta 1}^{\theta 2} \frac{y^2}{4} (1 - \cos\theta)^2 d\theta$$

como $(1 - \cos\theta)^2 = 2\text{sen}^2(\theta/2)$ entonces;

$$\begin{aligned} V(B) &= \frac{Ly^2}{8} \int_{\theta 1}^{\theta 2} (2\text{sen}^2(\theta/2))^2 d\theta \\ &= \frac{Ly^2}{2} \int_{\theta 1}^{\theta 2} \text{sen}^4(\theta/2) d\theta \end{aligned}$$

resolviendo para θ queda:

$$V(\theta) = \frac{Ly^2}{2} \left(\frac{3}{8} \theta - \frac{1}{2} \text{sen}\theta + \frac{1}{16} \text{sen}2\theta \right) \begin{cases} B + \frac{2\pi}{2n} \\ B - \frac{2\pi}{2n} \end{cases}$$

donde n es el número de aspas, 2π representa la circunferencia del rotor; por ultimo se obtendrá el volumen de una cámara para una posición angular beta.

$$y = 0.6 \text{ cms.}$$

$$n = 5 \text{ aspas.}$$

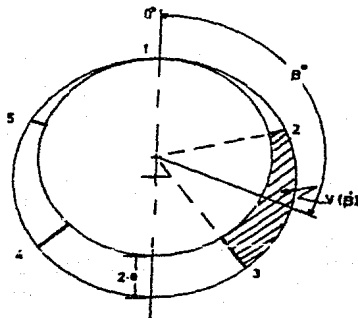
$$L = 7 \text{ cms.}$$

$$V(B) = \frac{7(0.6)^2}{2} (0.47 - 0.587\cos B + 0.118\cos 2B)$$

Simplificando queda;

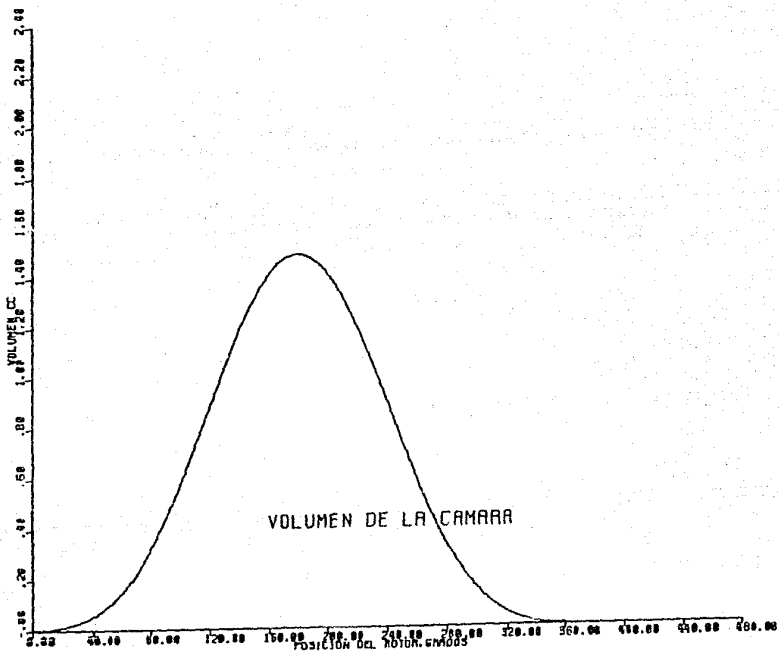
$$V(B) = 0.59376 - 0.7406\cos B + 0.14979\cos(2B) \quad (\text{cms}^3)$$

Con esta ecuación se puede obtener el volumen entre cámaras del expansor de paletas deslizantes, como se muestra en la figura; para cualquier posición angular de la bisectriz que existe entre dos aspas, (B).



En la gráfica 1, se ha trazado la curva de la variación entre la posición de la cámara y el volumen que ocuparía.

Gráfica 1



La variación de la velocidad tangencial de un aspa cualquiera, en función de la posición angular, que guarda con respecto al rotor, es;

Se sabe que $V_t = (\omega)(\text{radio de giro})$

donde V_t : velocidad tangencial.

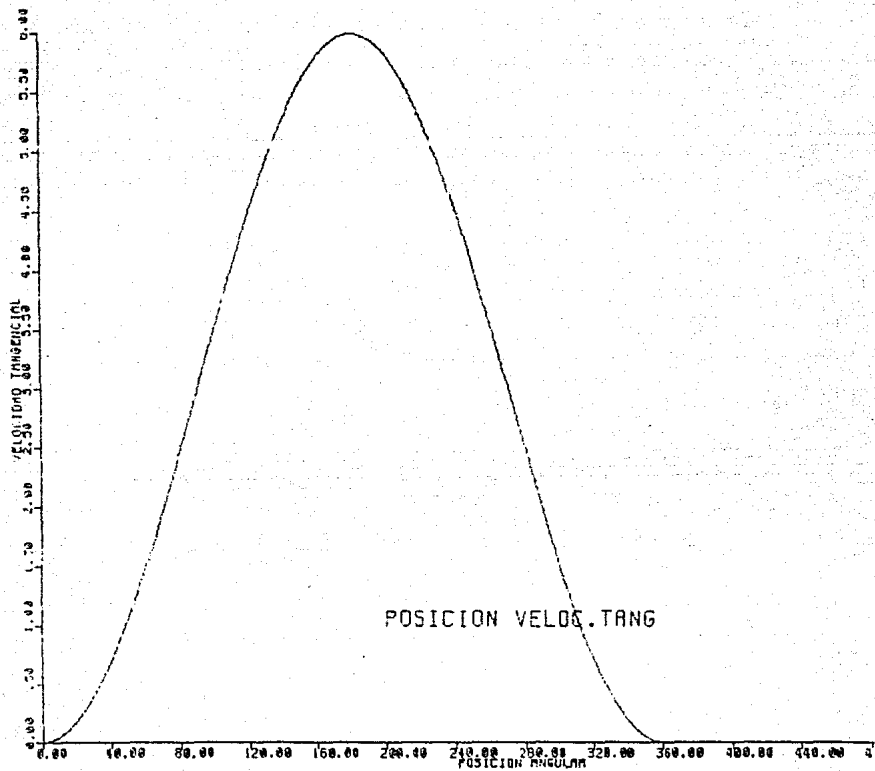
ω : velocidad angular.

Sustituyendo la variación que tiene el radio de giro:

$$V_t/\omega = (R - r)(1 - \cos\theta) \quad (\text{cms.})$$

Que será la velocidad tangencial por unidad de velocidad angular.

La gráfica 2, es parecida pero no igual a la gráfica 1, ya que ésta llega a tocar el eje de las abscisas para una ordenada cero. Con esta gráfica (2), generalizada, es posible encontrar la velocidad tangencial, para una velocidad angular dada.



Gráfica 2

IV.c.Aspectos diversos a considerar en el diseño.

Es necesario considerar al factor $(R-r)$ que aparece en la expresión para la obtención del par. Esta diferencia debe ser grande ,pero limitada por la relación de la longitud -- del aspa y los radios:ya que existe un límite físico,es decir,la longitud del aspa no puede ser mayor,ni siquiera --- igual al radio del rotor (r) ,y la excentricidad igualmente_ no debe rebasar,ni ser igual al ancho del aspa,pues de lo - contrario ésta se saldría del contenedor ubicado en el ro-- tor.

Por otra parte el factor $(1 - \cos\theta)$,depende del número - de aspas o del ángulo comprendido entre éstas.Cuanto más -- grande sea éste ángulo,la diferencia anterior es mayor,por_ lo tanto aumenta el par;pero tener aspas muy separadas oca-- siona que el motor gire pulsadamente,por lo tanto se re--- quieren varias aspas,en tal cantidad que la fricción no sea un problema y la continuidad al giro del motor este asegura_ da.Para esto se considerarán 5 aspas,geométricamente y mecá_ nicamente es conveniente como se verá más adelante.

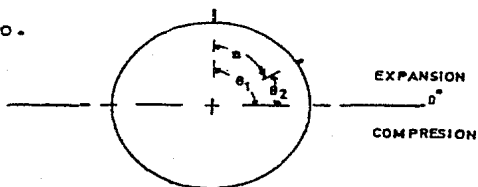
El volumen varía conforme gira el rotor,hasta un punto - en el que el aire es atrapado y se comprime por la gradual_ disminución del espacio que lo guarda,ocasionando pérdidas_ en potencia,disminuyendo la eficiencia volumétrica.Para es- to,se recomienda poner el orificio de salida o escape exac- tamente antes de empezar a comprimir o en otras palabras, - despues de empezar a disminuir el volumen entre cámaras y -

esto ocurre después de que la diferencia ($\cos\theta_2 - \cos\theta_1$) es mínima o empieza a disminuir.

Lo anterior es también función del número de aspas ya -- que la diferencia ($\cos\theta_2 - \cos\theta_1$) es función implícita de -- la distancia angular entre dos aspas $\theta_2 - \theta_1 = a$, donde "a" -- es la distancia angular entre dos aspas consecutivas.

Ya que depende de lo anterior, para que la diferencia de -- los cosenos llegue más rápido a disminuir.

En la parte superior de la línea que divide al círculo -- se tienen las cámaras con el proceso de expansión, en la par -- te inferior se tendrán las cámaras que pueden comprimir el -- fluido de trabajo.



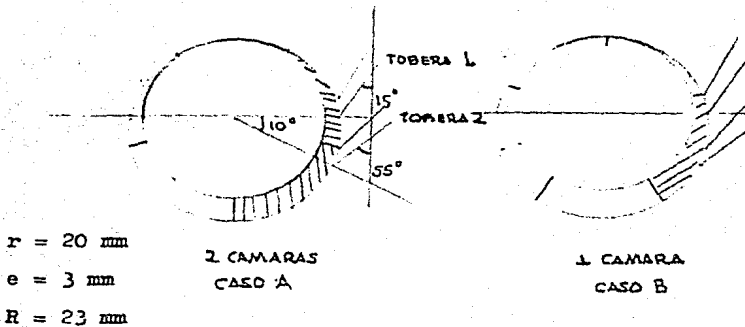
La ecuación para hallar el ángulo, en donde se empieza a -- comprimir es:

$$Ca = 180 - a/2$$

donde Ca : es el ángulo antes de empezar a comprimir.

Con esto ya se conoce la ubicación exacta en donde pue-- de ir colocado el orificio de escape de gases. Entonces lo -- que resta hacer, es encontrar la colocación de los orificios de admisión.

Existen dos posibles casos que encontrará el flujo de ai -- re al encontrarse en distintas cámaras, en el giro del rotor.



Se considerarán esas dimensiones de radio, para no tener mucho peso en la mano del operario, ni un volumen que sea muy estorboso.

Como se puede ver en las figuras anteriores hay dos casos en el flujo de aire a través de las cámaras, uno en donde cada tobera tiene su propia cámara y el otro donde las dos toberas alimentan la misma cámara.

También se puede ver la ventaja de usar 5 aspas, pues si hubiera menos habría que cambiar la posición de las toberas a un ángulo más abierto que el de 35 grados. Se usan dos toberas para no perder continuidad en el movimiento, en el análisis se considerarán los distintos gastos que reparten las toberas en las cámaras. Se denomina al par ocasionado por el gasto que va a dar a una cámara como T_n , y al par entre dos cámaras distintas como T_i .

El par T_i ocurre cada $360/5$ grados o sea se utilizará la ecuación que define al par T_n cuando el gasto da en dos cámaras distintas y la ecuación T_i cuando el gasto de en una cámara.

Para el caso A se tiene:

$$T1_a = \frac{FL(R-r)^2}{2}(1 - \cos a)^2 + FL(R-r)(1 - \cos a)r$$

Esto para el aspa que se encuentra en la posición angular (a), que coincide con la abertura entre aspas. Para la tobera número 1.

Donde a = 72° y L = 70 mm.

$$Tn_a = FL(R-r)(\cos \theta 1 - \cos(\theta 1 + a))\left(\frac{R-r}{2}(1 - \cos(\theta 1 + a)) + r\right)$$

Para el aspa siguiente, en la posición angular (a+01) pero en la tobera número 2, se utiliza la anterior acuación puesto que está entre dos aspas de distintas áreas.

Donde 0 = 90°

Sustituyendo valores y simplificando se tiene:

$$T1_a = (3.047 E -6)P \quad (Ntm)$$

$$Tn_a = (4.568 E -6)P \quad (Ntm)$$

A estos valores de par se considerará, que a cada cámara le corresponde un cierto porcentaje del gasto, éste a su vez función del volumen de cada cámara.

Obtención del porcentaje del volumen total de las dos cámaras que intervienen:

$$Area 1 = A1 = L(R-r)(1 - \cos(a))$$

$$A2 = L(R-r)(\cos \theta 1 - \cos \theta 2)$$

$$\frac{A1}{A2} = \frac{(1 - \cos(a))}{\cos\theta_1 - \cos\theta_2} = \frac{1 - \cos(72)}{\cos 90 - \cos 162} = 0.72$$

La relación de áreas dice que el factor A2 es mayor que A1.

L = 7 cms.

R = 2.3 cms.

r = 2.0 cms.

$$A1 = 1.451 \text{ cm}^2$$

$$A2 = 1.997 \text{ cm}^2$$

$$A_{\text{total}} = 3.448 \text{ cm}^2$$

$$\% A1 = 0.42 = 42\%$$

$$\% A2 = 0.58 = 58\%$$

Usando estos porcentajes para dar una proporción del gas que en un momento dado se distribuye en estas dos cámaras afectando los pares obtenidos para el caso A;

$$T_{1a} = (1.28 \text{ E } -6)P$$

$$T_{2a} = (2.65 \text{ E } -6)P$$

Para el caso B:

Para este caso ocurre un par más grande, debido a la geometría del rotor. Cabe mencionar que poner demasiadas toberas en la admisión, puede dividir mucho la fuerza provocada por la división del gasto.

Se tiene la ecuación para el caso que nos aboca:

$$T_{nb} = PL(R-r)(\cos\theta_1 - \cos(\theta_1+a)) \left(\frac{R-r}{2}(1 - \cos(\theta_1+a)) + r \right)$$

Susutituyendo valores y simplificando queda:

$$Tn_b = (4.5789 \text{ E } -6)P \quad (\text{Ntm})$$

Resumiendo los dos casos:

$$Ti_a + Tn_a = (3.93 \text{ E } -6)P \quad (\text{Caso A})$$

$$Tn_b = (4.5789 \text{ E } -6)P \quad (\text{Caso B})$$

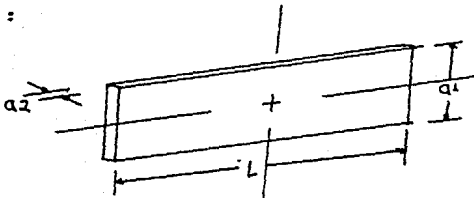
En la siguiente gráfica podemos ver que habrá una fluctuación debido a esta diferencia de pares ,al moverse el rotor y presentar distintas cámaras.(VER GRAFICAS 3 y 4)

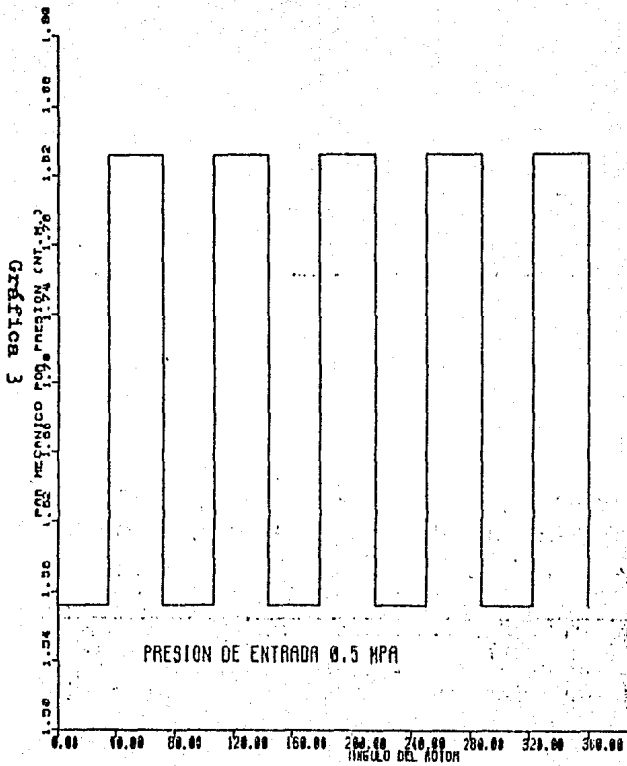
Estas fluctuaciones no son muy bruscas ,en la realidad se asemejarían a una onda senoidal, que tiene una frecuencia que dependerá de la velocidad angular del motor.

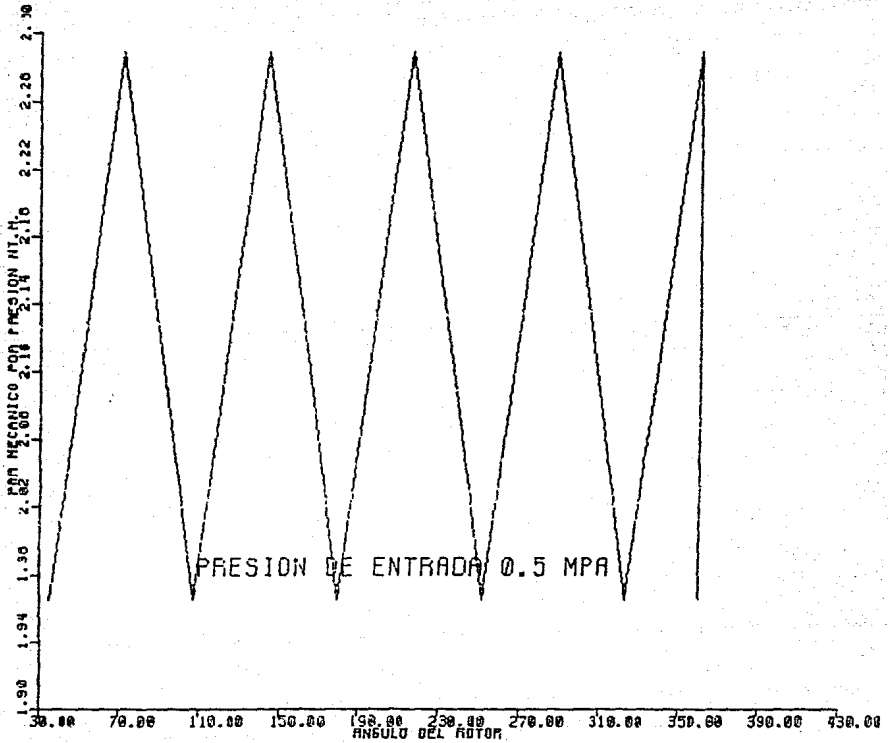
Los pares han quedado en función de la presión de entrada al rotor para análisis posteriores

El último análisis geométrico corresponde al centro de gravedad del aspa .Esta se diseña de tal forma que no presenten dificultad al resbalar en el rotor y que no se llegue a trabar al impulso del aire, que la tratará de levantar.

El centro de gravedad de un aspa del tipo rectangular será :







Gráfica 4

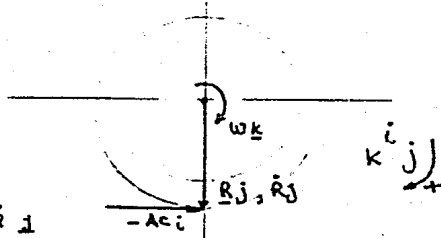
El aspa que se propone , es rectangular, pero con dos curvaturas en sus esquinas inferiores , con el fin de que el flujo de aire entre y penetre más fácilmente y logre levantar al aspa. Para fines de cálculo se considerará la primera.



IV.d. Análisis dinámico del motor de paletas deslizantes.

1) Análisis en el aspa. (fricción aspa-rotor)

Al girar el rotor, el aspa tiene movimiento radial y tangencial o propiamente dicho angular. Este solo hecho hace ver que existe una aceleración de Coriolis que a continuación se obtiene:



$$A_c = 2\omega_k \times \dot{R}_j$$

\dot{R} = velocidad radial del aspa.

ω = velocidad angular del rotor.

m = masa del aspa.

$$\underline{R} = (R-r)(1 - \cos\theta) + r \quad \underline{j}$$

$$\dot{\underline{R}} = (R - r)\dot{\theta} \operatorname{sen}\theta \quad \underline{j}$$

$$\begin{aligned} A_c &= 2(w \underline{k} \times (R-r)w \text{sen} \theta \underline{i}) \\ &= -2w^2(R-r)\text{sen} \theta \underline{i} \end{aligned}$$

Fue^{to} que el aspa y el rotor se friccionan y la -
aceleración de coriolis actúa en la dirección nor-
mal al plano del aspa ,se está en condiciones de -
encontrar la fuerza de fricción que ocurre entre -
estos.Para ésto,es necesario considerar la acelera-
ción de la gravedad ya que el paso del aspa puede-
provocar en ciertas posiciones angulares ,una ma-
yor fuerza normal.

La fuerza debida a la componente del peso,nor-
mal a la superficie de contacto ,es:

$$F_w = mg \text{sen} \theta$$

donde g: es la gravedad

Sumando ambas fuerzas tenemos la normal total:

$$\begin{aligned} F_{\text{Total}} = N &= F_{Ac} + F_w \\ &= 2w^2(R-r)\text{sen} \theta + mg \text{sen} \theta \quad (\text{Nt}) \\ &= \text{sen} \theta (2(R-r)w^2 + g) \end{aligned}$$

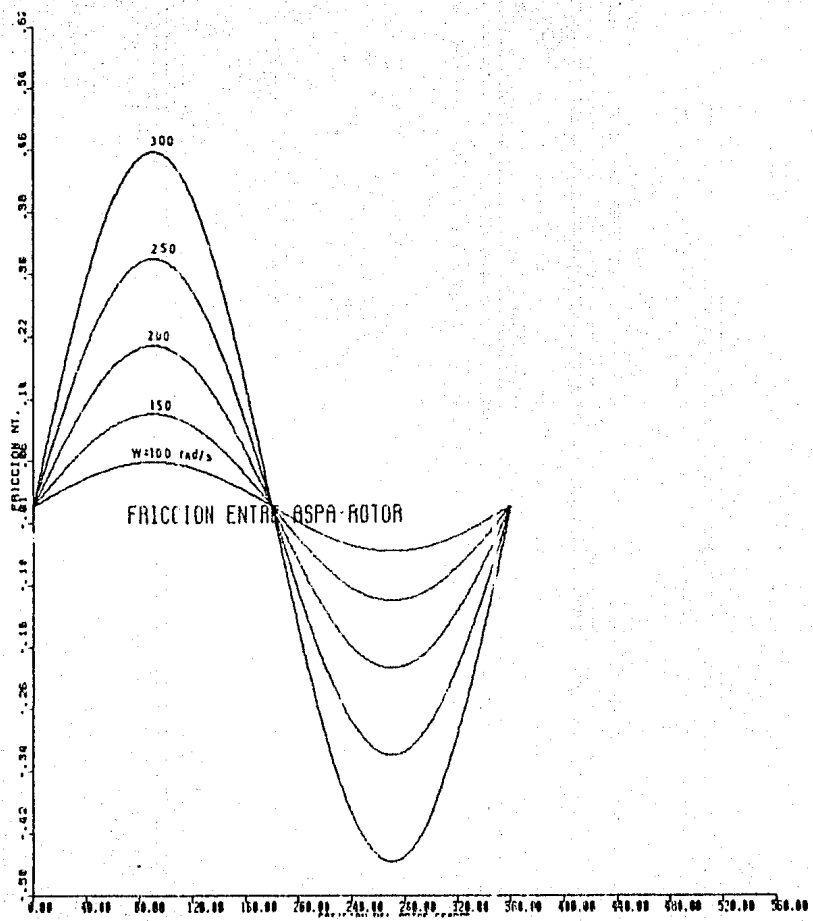
Siendo la fuerza de fricción;

$$F_{f1} = N = \mu \text{sen} \theta (2w^2(R-r) + g) \quad (\text{Nt})$$

Donde F_{f1} =fricción entre aspa y rotor.

μ =coeficiente de fricción dinámico.
(VER GRAFICA 5)

Gráfica 5



2) Análisis en el aspa. (fricción aspa-estator)

Entre el aspa y el estator hay un rozamiento, debido a la fuerza provocada por la masa del aspa, que trata de salir -- del contenedor del rotor, por la velocidad angular.

El estator mantiene al aspa en su sitio, pero como hay un movimiento relativo entre ambos, existe una fuerza de --- fricción que tratará de evitar el giro o el movimiento relativo entre ambos.

Esta fricción esta dada por la siguiente expresión:

$$F_{f2} = \mu N = \mu m D_{cm} w^2$$

donde D_{cm} : Distancia al centro de masa desde el eje de giro del rotor.

μ : coeficiente de fricción dinámico entre estator y las aspas

N : fuerza normal al estator.

w : velocidad angular del rotor.

Esta expresión es válida para un aspa, pero existen 5 -- de éstas que varían independientemente. Para diseño se considera, como si las 5 estuvieran a la misma distancia radial del eje del rotor, pero en la posición más crítica que pudie se haber, por conveniencia para fines de resistencia de materiales.

$$n = 5 \text{ aspas} \quad F_{f2} = m w^2 (D_{cm}) n \mu$$

$$D_{cm} = 1.25 \text{ cms.}$$

$$m = \rho V$$

$$V = \text{volumen del aspa} = 0.07(0.002)0.011 = L(\text{espesor})(\text{ancho})$$

$$V = 1.54 \text{ E } -6 \text{ m}^3$$

$$= \text{aluminio } 6063, 2.7 \text{ kg/dm}^3 = 2700 \text{ kg/m}^3$$

$$m = 4.1 \text{ grms.}$$

$$\mu = 0.2$$

$$w = 200 \text{ rad/seg.}$$

$$g = 9.81 \text{ m/s}^2$$

$$F_{f2} = w^2 0.0002598, (Nt)$$

El par que evita la rotación será:

$$T_f = \mu w^2 0.0002598 (D_{cm})$$

Donde la distancia al centro de masa para una aspa en posición más crítica posible (cuando $\theta = 180^\circ$), es $D_{cm} = 0.026 \text{ m}$.

$$T_f = \mu w^2 6.75 \text{ E } -6 \quad (Ntm)$$

Como se puede ver, el par producido por la fricción es función de la velocidad angular y el coeficiente de rozamiento. Este par se considerará para un análisis de cantidad de movimiento.

Pero el par real considerando los pares críticos o no críticos estará dado cuando se sustituya la variación real de la distancia al centro de masa $D_{cm}(\theta)$. La ecuación dada para este caso considera que todas las aspas están a la misma distancia radial alrededor de su giro. Hay que mencionar que esta fricción puede atenuarse al lubricar la cámara.

$$F_{f2} = 0.207342 \text{ sen}\theta \quad (Nt)$$

La ecuación anterior nos da una aproximación general del par y la fuerza debido a la fricción que existe entre el -- aspa y el estator. Pero con las ecuaciones anteriores es posible obtener una función más precisa.

Si consideramos al coeficiente D_{cm} , distancia al centro de masa, en su valor en función del ángulo del aspa con respecto a la vertical, e igualmente considerando la dirección en que actúa la gravedad se tendrá:

$$D_{cm} = 0.003(1 - \cos\theta) + 0.0145 \quad (\text{mts.})$$

$$F_{f2} = \mu m w^2 D_{cm} + mg \sin(\theta/2) \quad (\text{Nts.})$$

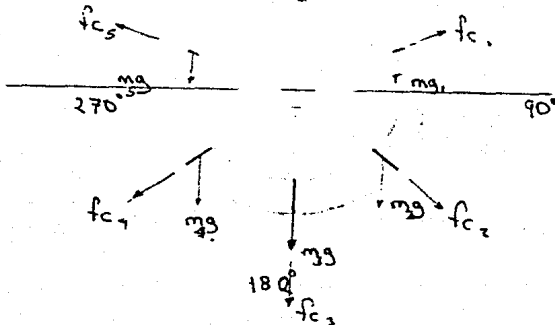
Sustituyendo valores;

$$F_{f2}' = w^2 ((1 - \cos\theta) 2.49E-6) + 0.0407115 \sin(\theta/2)$$

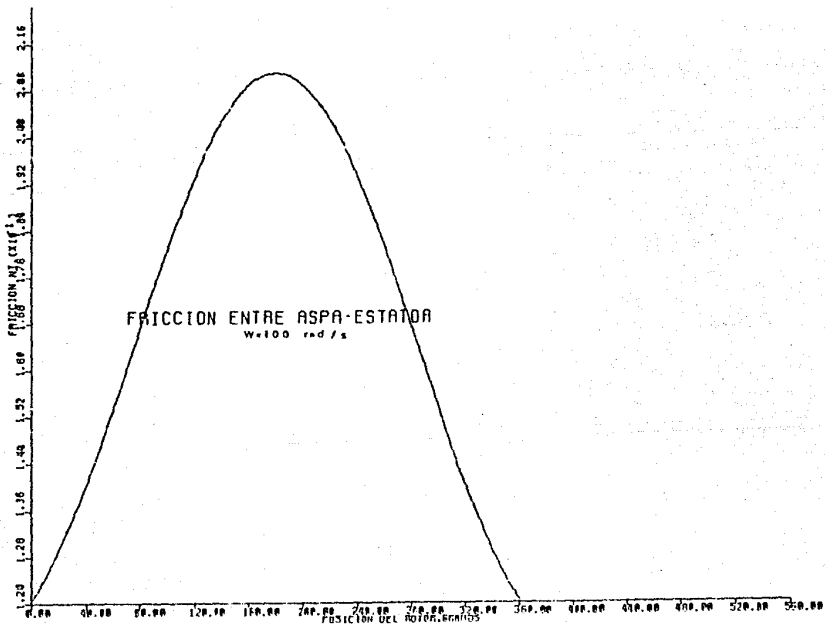
(Ver gráfica 6)

Se presenta en la figura del motor, las fuerzas que actúan debido a la fuerza centrífuga y al peso de cada aspa sobre el estator.

f_c : fuerza centrífuga. 0°



9 Botz



3) Análisis dinámico y termodinámico del sistema Rotor-Aspa-Tobera.

Para determinar el gasto necesario para mover el motor hay que considerar la inercia, fricción y las velocidades de entrada y salida de aire, para esto se recurre al principio de cantidad de movimiento y de energía cinética.

$$E_c = \frac{1}{2} m v^2 + \frac{1}{2} w H_1 = \frac{1}{2} m_2 v_2^2 + \frac{1}{2} w_2 H_2$$

El término de la izquierda se referirá al aire y el de la derecha al rotor. Como el aire no es un cuerpo al que se tenga que considerar el momentum angular el segundo término de la izquierda es eliminado, igualmente el primer término de la derecha, puesto que el rotor no tiene un desplazamiento lineal.

$$E_c = \frac{1}{2} m_1 (v_1^2 - v_2^2) = \frac{1}{2} w_2^2 J_c + E_p$$

v_1 = velocidad del aire a la entrada.

v_2 = velocidad del aire a la salida.

V_2 = velocidad del rotor lineal obtenida.

w_2 = velocidad angular del rotor obtenida.

J_c = momento de masa de inercia, con respecto al centro de masa.

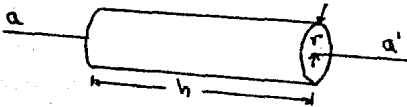
m_1, m_2 = masa del aire y del rotor-aspas, respectivamente.

E = energía pérdida por fugas y fricción.

H_1, H_2 = momentum angular del aire y el rotor.

Antes de proseguir es necesario hallar el momento de inercia de masa del sistema rotor-aspas.

Separando las partes de que consta el rotor del motor.



m_r : masa del rotor

r : 2 cms.

$$J_{c_{aa}} = \frac{1}{2} m_r r^2$$



m_a : masa del aspa.

L : 7 cms.

b : 1.1 cms.

$$J_{c_{aa}} = \frac{1}{12} m b^2$$

Obteniendo el momento de inercia de masa para un eje que pasa por el eje de giro del rotor-aspas, tenemos;

$$I_m = I_{aa'} \text{rotor} + (I_{aa'} + m_a(D_{cm})^2) \text{aspas}$$

Como se tienen 5 aspas independientes cada una respecto del motor, se obtendrá el momento de inercia de masa para cada aspa.

La distancia al centro de masa de cada aspa, desde el eje del rotor es:

$$D_{cm} = 0.3(1 - \cos\theta) + 1.45 \quad (\text{cms.})$$

Por lo tanto el momento de inercia en función del ángulo es:

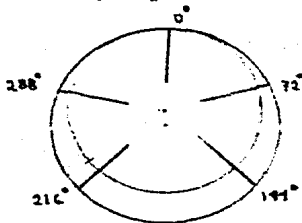
$$J_m = \frac{1}{2} m_r (0.02)^2 + m_a \left(\frac{1}{12} (0.011)^2 + D_{cm}(\theta)^2 + D_{cm}(\theta+72)^2 + D_{cm}(\theta+144)^2 + D_{cm}(\theta+216)^2 + D_{cm}(\theta+288)^2 \right)$$

El máximo momento de inercia de masa está dado, por la —
posición angular $\theta = 0^\circ$, obteniéndose lo siguiente:

$$J_c = 0.0002(mr) + 0.00206(ma) \quad (\text{Kg-m}^2)$$

(Ver gráfica 7)

En la figura se ilustra, la posición del rotor cuando $\theta=0^\circ$



Antes de proseguir con el análisis, se encontrará el gas
to que proporciona la potencia ideal de 1/2 HP. o 372.8 Watt

Potencia.- $(1/2)\dot{m}l(v_l^2 - v_l^2) = 372.8$

$$\dot{Q}_s = \dot{m}l(v_e)$$

Donde \dot{Q}_s :gasto de salida de aire. (m^3/s), volumétrico.

$\dot{m}l$:gasto másico de aire suministrado. (kg/s)

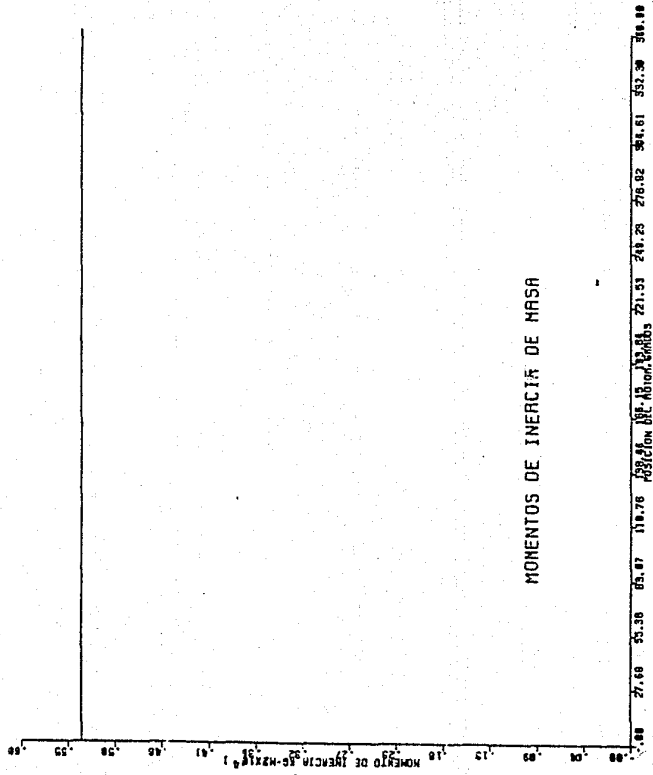
v_e :volumen específico del aire. (m^3/kg)

El volumen específico varía conforme varía la presión, pero se tiene una presión de entrada y otra de salida, entonces se considerará un promedio de ambos volúmenes específicos.

Las velocidades estarán dadas por:

$$v_l = \dot{Q}_e/A_e \quad \text{y} \quad v_l = \dot{Q}_s/A_s$$

pero por continuidad $\dot{Q}_e = \dot{Q}_s$



Gráfica 7

Sustituyendo en la ecuación de cantidad de movimiento:

$$Qs^3(1/Ae^2 - 1/As^2) = 745.2(ve)$$

$$\dot{Q} = \left(\frac{745.2(ve)}{1/Ae^2 - 1/As^2} \right)^{1/3}$$

Ae = 1.96 E -5 m² para un orificio de entrada --
de 0.5 cm. Ø .

As = 7.8 E -5 m² para un orificio de salida --
de 1.0 cm. Ø

ve = 0.17 m³/kg

Obteniendose

$$\dot{Q} = 0.22 \text{ m}^3/\text{min} = 0.00373 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Se hace notar que sólo se está considerando un orificio de entrada y uno de salida; Esta es una condición extrema -- igual a las anteriores y consiste en suponer que los demás orificios no existen. Si se considerarán todos los orificios el gasto obtenido sería menor, el hecho es el de asegurar el funcionamiento del motor en las peores condiciones, posibles.

Las propiedades del aire a la entrada del motor son:

He = 460 KJ/Kg (entalpía)

Te = 300 grados kelvin.

Pe = 0.5 Mpa. (presión)

se = 4.05 KJ/Kg^oK

ve = 0.17 m³/Kg

Las condiciones de salida de aire para una presión de salida, sólo para un proceso isoentrópico son:

$$P_s = 0.35 \text{ Mpa}$$

$$H_s = 430 \text{ KJ/Kg}$$

$$S_s = 4.05 \text{ KJ/Kg}^\circ\text{K}$$

$$v_s = 0.21 \text{ m}^3/\text{kg}$$

$$T_s = 273 \text{ }^\circ\text{K}$$

Como se aprecia en el valor de la temperatura, se ve que en la expansión el aire baja su temperatura conforme el salto de presión sea más grande.

Igualmente que para el gasto, se encontrará el valor de la velocidad angular, como un valor estimativo antes de incluir factores de fricción.

$$\frac{1}{2} \dot{m}l(v_l^2 - V_l^2) = \frac{1}{2} Jc^2 \omega^3$$

$$\dot{Q}_s = 0.00373 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$v_e = 0.17 \text{ m}^3/\text{Kg}$$

$$\dot{m}l = 0.02194 \text{ Kg/s}$$

$$V_l = 47.5 \text{ m/s}$$

$$v_l = 190 \text{ m/s}$$

$$m_a = 0.00415 \text{ Kg.}$$

$$m_r = 0.2375 \text{ Kg.}$$

$$Jc^2 = 0.0002(m_r) + 0.00206(m_a) = 5.6 \text{ E } -5 \text{ Kg-m}^2$$

Obteniéndose:

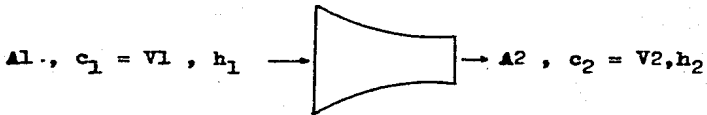
$$\omega = 237.8 \text{ rad/s} = 2271.17 \text{ rpm.}$$

Una de las mejoras a los diseños convencionales ,que se proponen en este trabajo,consiste en alimentar el aire comprimido al motor a través de toberas.Esto ayuda a aumentar la eficiencia total del sistema,ya que al iniciar un trabajo con el motor ,la presión del aire actúa análogamente a la bobina de arranque de un motor eléctrico ,que ayuda a vencer las inercias y los pares al freno provocados por todos los sistemas conectados ,incluyendo a la carga.

Cuando el motor ya está en movimiento ,se tiene que además,que el aire actúa bajo presión en el motor,también hace trabajar al motor bajo un impulso dinámico que involucra la velocidad de la masa de aire que incide en cada aspa;entonces ,al considerar y provocar una velocidad máxima en la entrada ,con una dirección tangencial al rotor,dará como resultado una mayor eficiencia y a consecuencia un mejor aprovechamiento del gasto de aire suministrado,que los motores convencionales no pueden dar;pues éstos sólo trabajan bajo presión y no aprovechan la energía de velocidad o energía cinética ,que en un momento dado llega a tener el flujo de aire.

Considerando que la diferencia de velocidades en una tobera está dada por la diferencia de entalpías unicamente, - si no tomamos en cuenta las otras formas de energía, se tiene:

$$\frac{c_2^2}{2} - \frac{c_1^2}{2} = h_1 - h_2$$



$$P1 = 0.5 \text{ Mpa.}$$

$$h1 = 460 \text{ KJ/Kg}$$

$$c2 = 190 \text{ m/s}$$

$$h2 = 450 \text{ KJ/Kg para una presión de salida de 0.4 Mpa.}$$

$$c1 = (c2^2 - 2(h1 - h2))^{1/2}$$

$$c1 = 126.8 \text{ m/s}$$

Independientemente de la presión de descarga que se tenga siempre habrá un incremento de la energía cinética a costa de una pequeña caída de presión. (Ver gráfica 8)

Se desea encontrar el gasto necesario para vencer inercias y fricciones ;para esto se recurre nuevamente a la ecuación de cantidad de movimiento.

$$\frac{1}{2} \dot{m}l (v1^2 - v1^2) = \frac{1}{2} Jc2 w^3 + w^3(6.75 E -6)$$

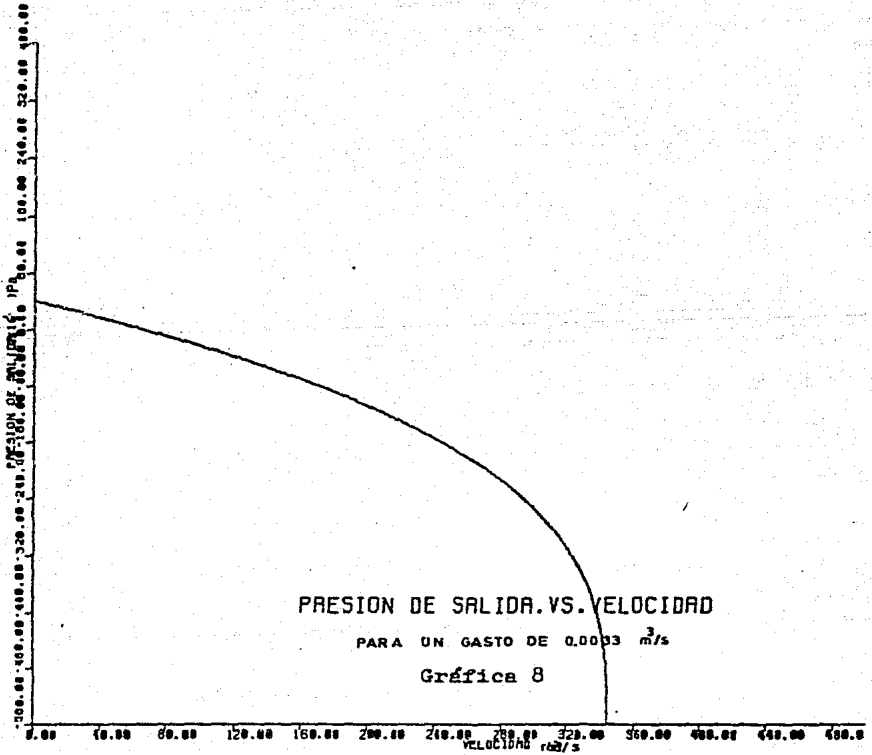
Reacomodando ésta ecuación:

$$\frac{1}{2} \dot{m}l(ve) \left(\frac{\dot{Q}1^2}{A1^2} - \frac{\dot{Q}2^2}{A2^2} \right) = \left(\frac{1}{2} Jc2 w^3 + w^3 6.75 E -6 \right) ve$$

Como; $\dot{m}(ve) = \dot{Q}$ al simplificar;

$$\frac{1}{2} \dot{Q}^3 \left(\frac{1}{A1^2} - \frac{1}{A2^2} \right) = ve \left(\frac{1}{2} Jc2 + 6.75 E -6 \right) w^3$$

Al despejar el gasto volumétrico y sustituir valores ---



PRESION DE SALIDA.VS. VELOCIDAD

PARA UN GASTO DE 0.0033 m³/s

Gráfica 8

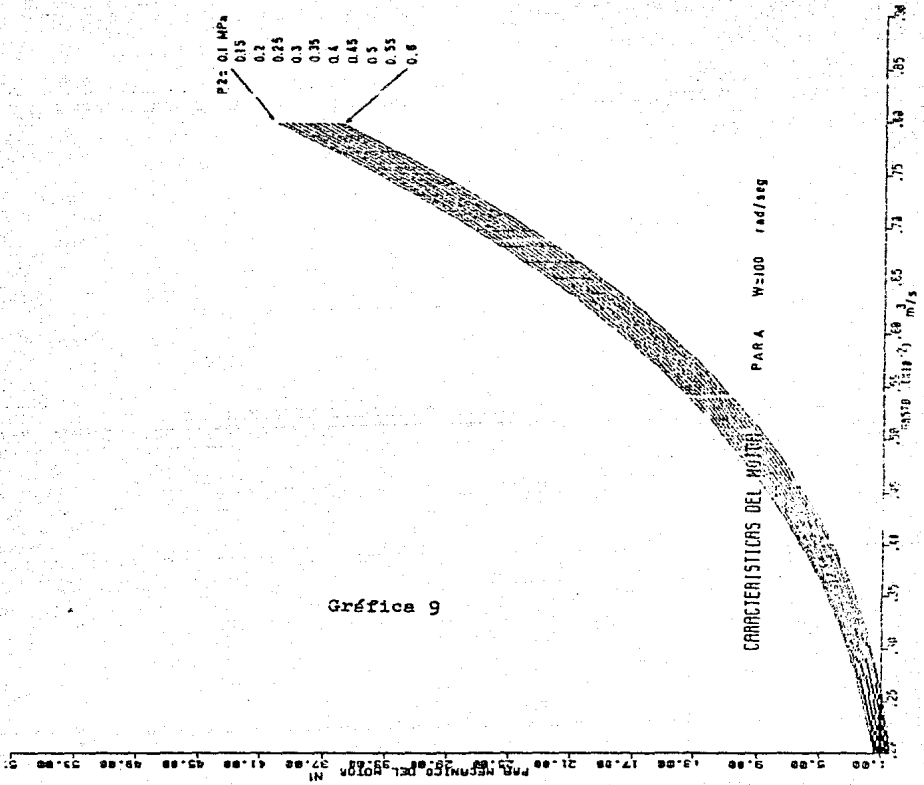
para $w = 232.29 \text{ rad/seg}$, se obtiene un gasto $\dot{Q} = 0.0035 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$
o $0.2143 \text{ m}^3/\text{min}$.

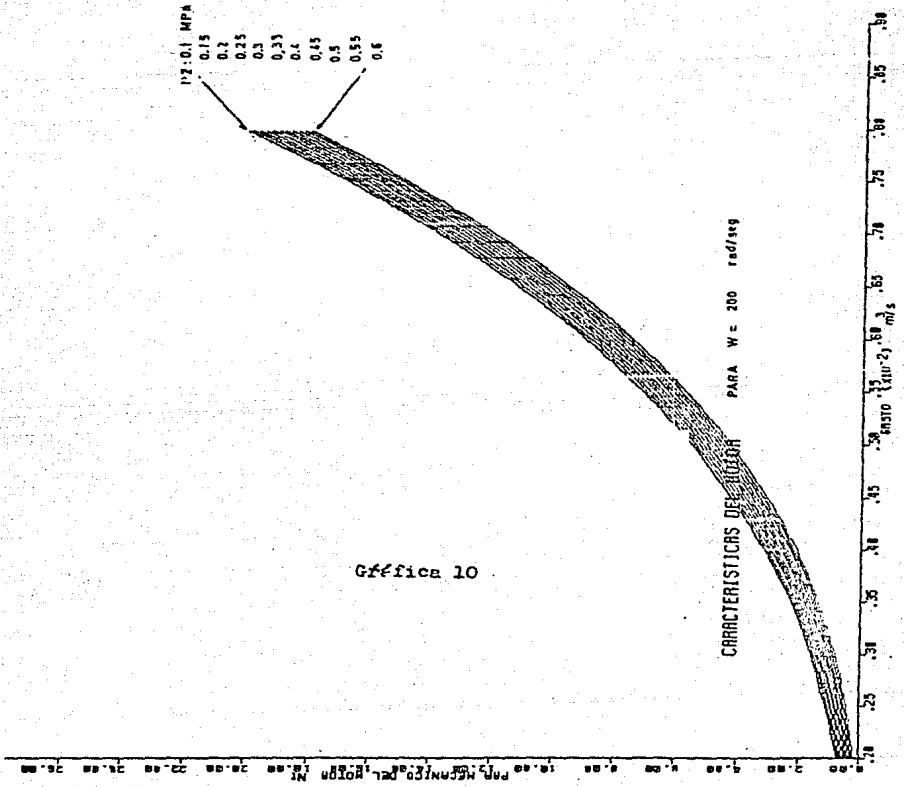
Como puede verse el gasto es un poco mayor ,que el obtenido sin considerar la fricción.Pero en el momento de utilizar el motor,no siempre se tienen las condiciones que se requieren para una operación nominal .Para esto se dan una serie de gráficas que permiten encontrar:

- 1)Rangos de operación.
- 2)Pares netos utilizables
- 3)Gastos requeridos
- 4)Presiones de alimentación y descarga.

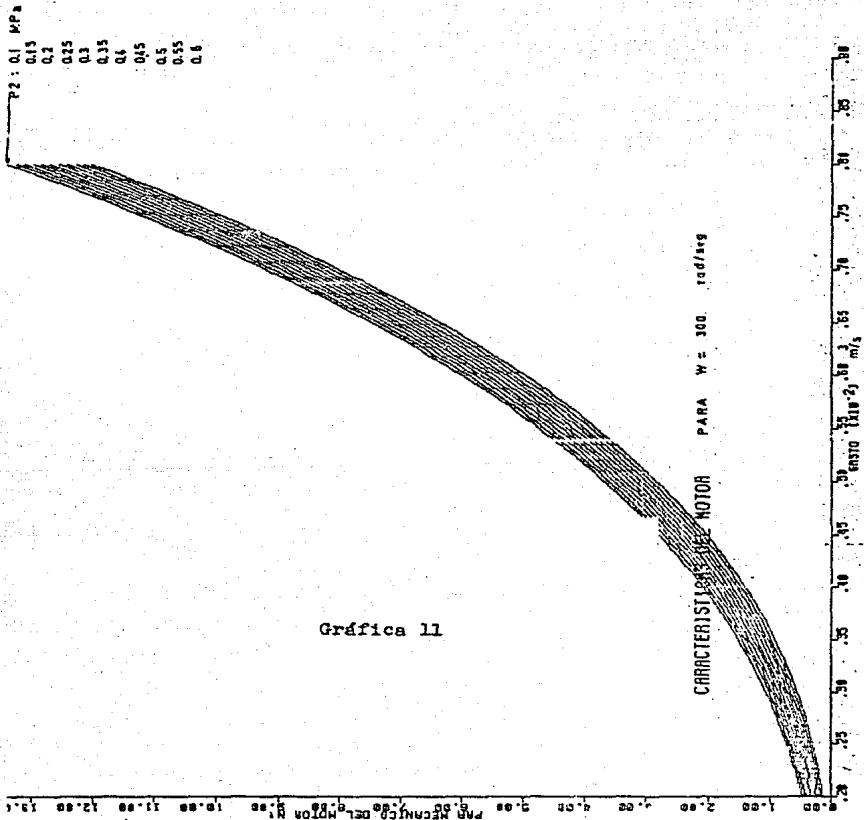
Abundando un poco más en el punto 4 ,se puede decir que en la descarga no siempre se puede contar con un medidor -- para presiones de salida.Las ecuaciones teóricas lo estiman pero realmente puede variar .Se ha cuidado de que ésta presión siempre sea mayor a la presión atmosférica por razones lógicas y no tener problemas por expansiones muy grandes o estancamiento en el escape ,de aire.

Si llegase a ocurrir una expansión ,que provoque la formación de escarcha ,lo más conveniente es utilizar un deshumidificador,antes de inyectar aire al motor.



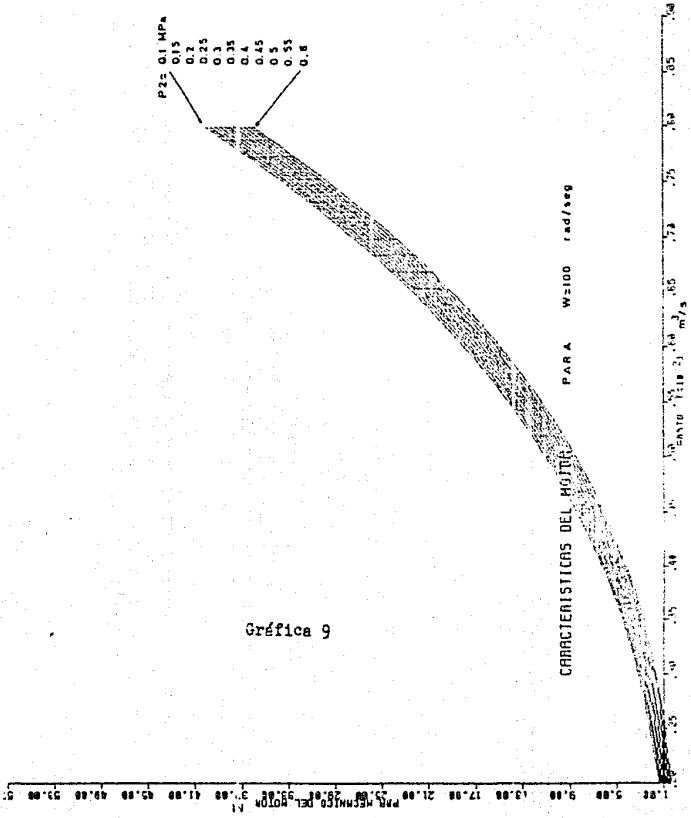


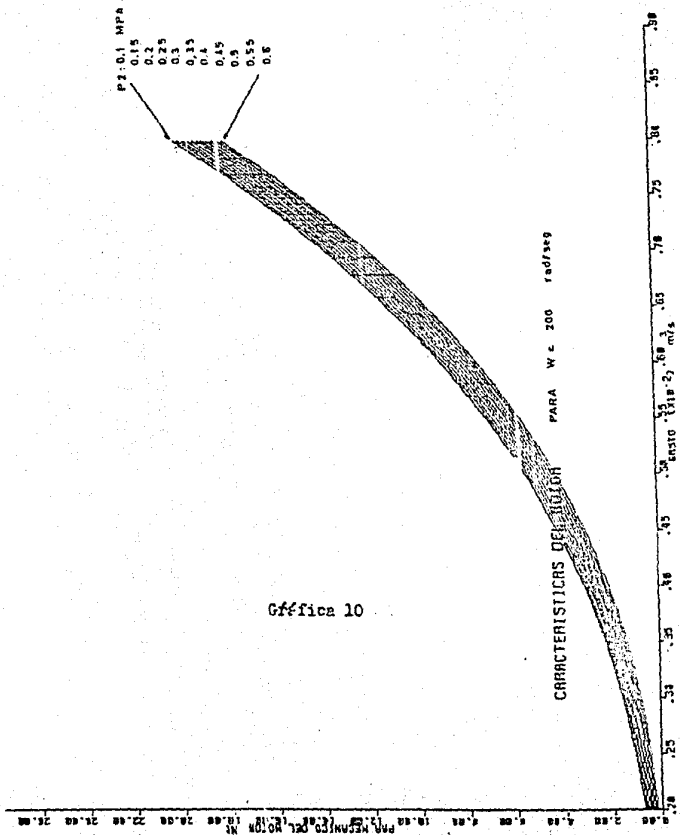
Grafica 10



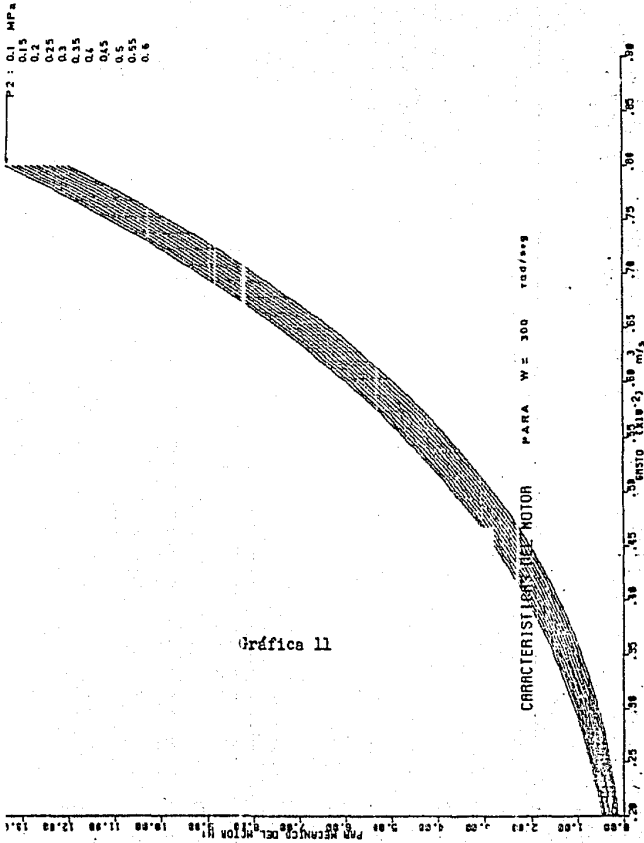
Gráfica 11

CHARACTERÍSTICAS DEL MOTOR PARA $W = 300 \text{ rad/s}$

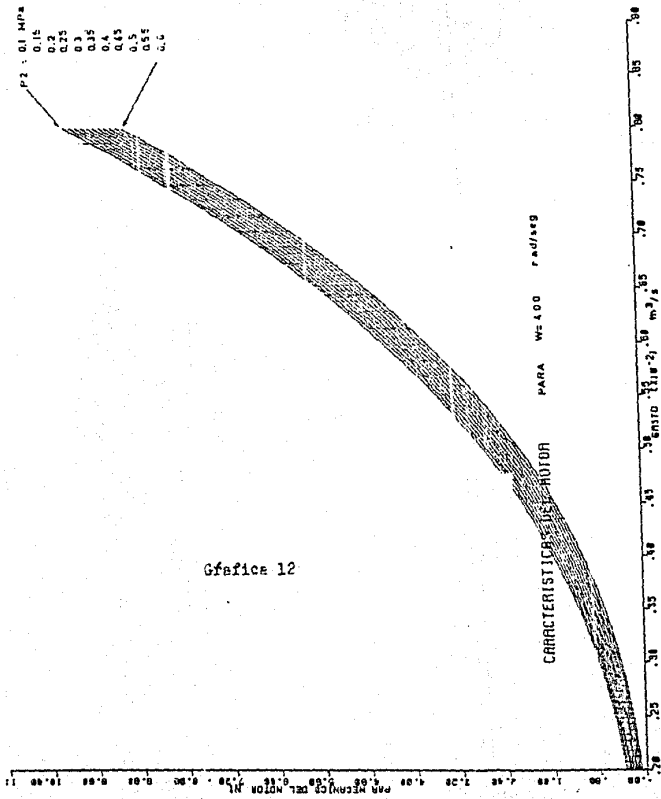




Grafica 10



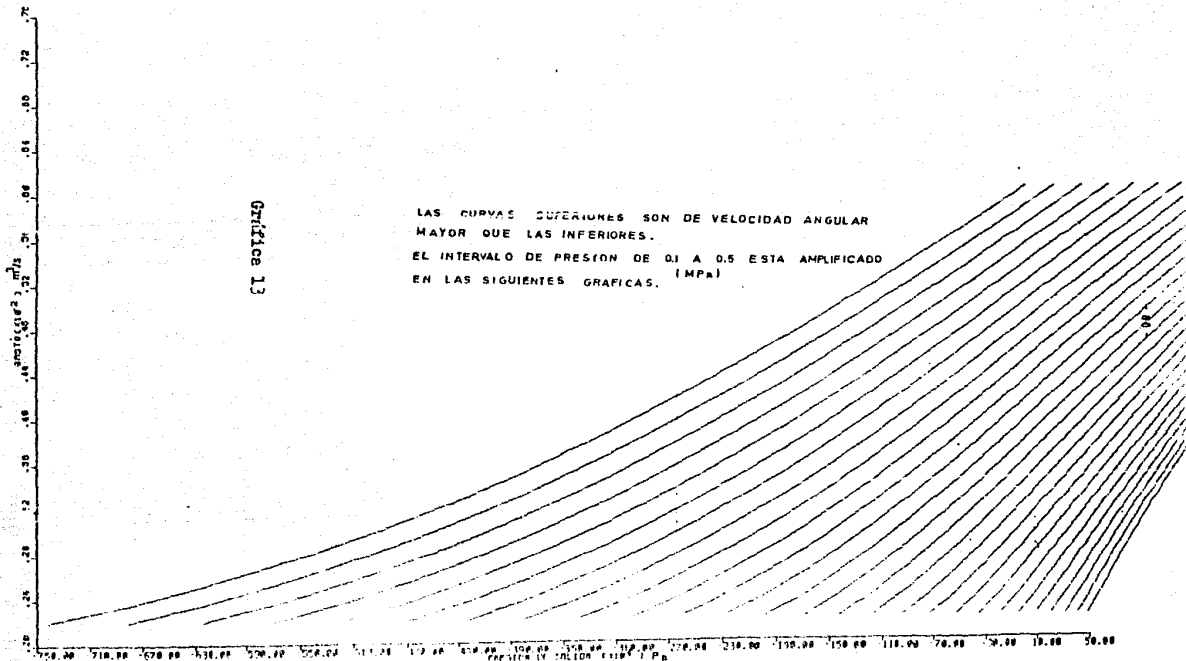
Gráfica 11

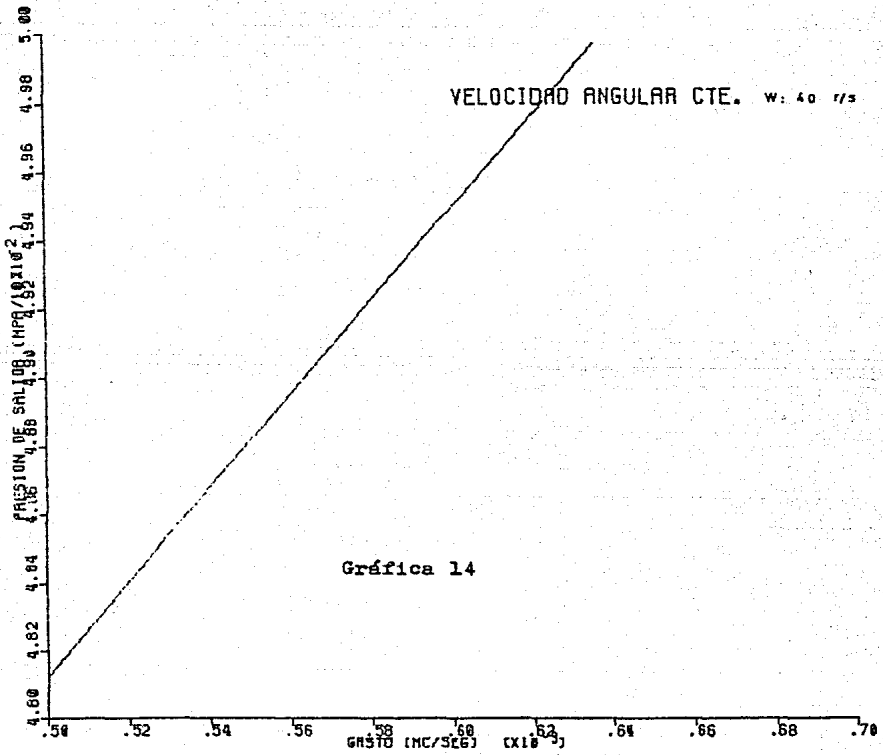


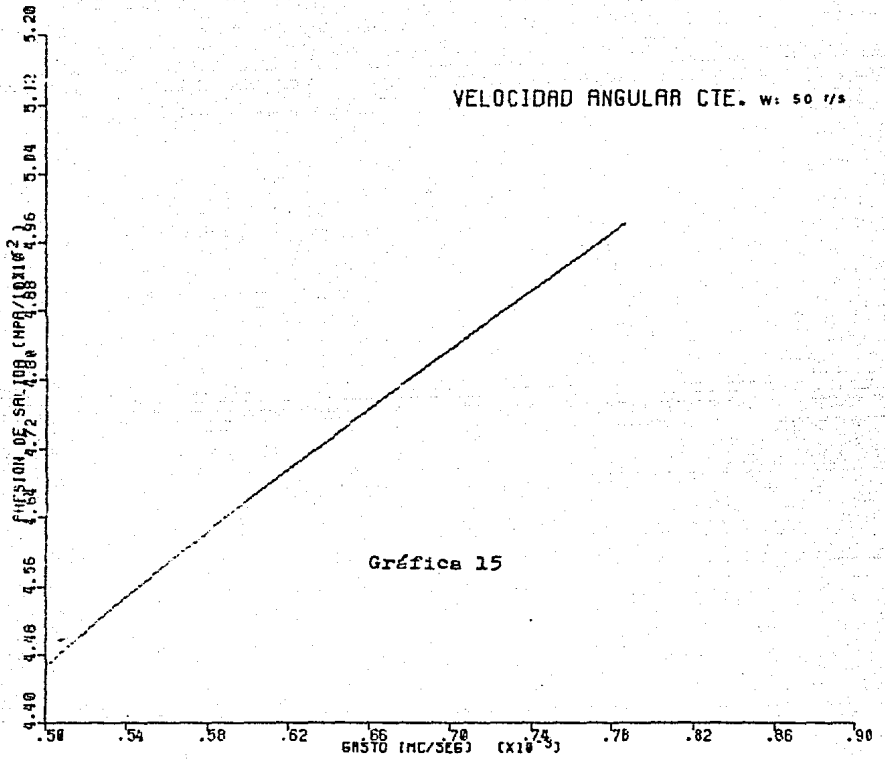
Grafica 12

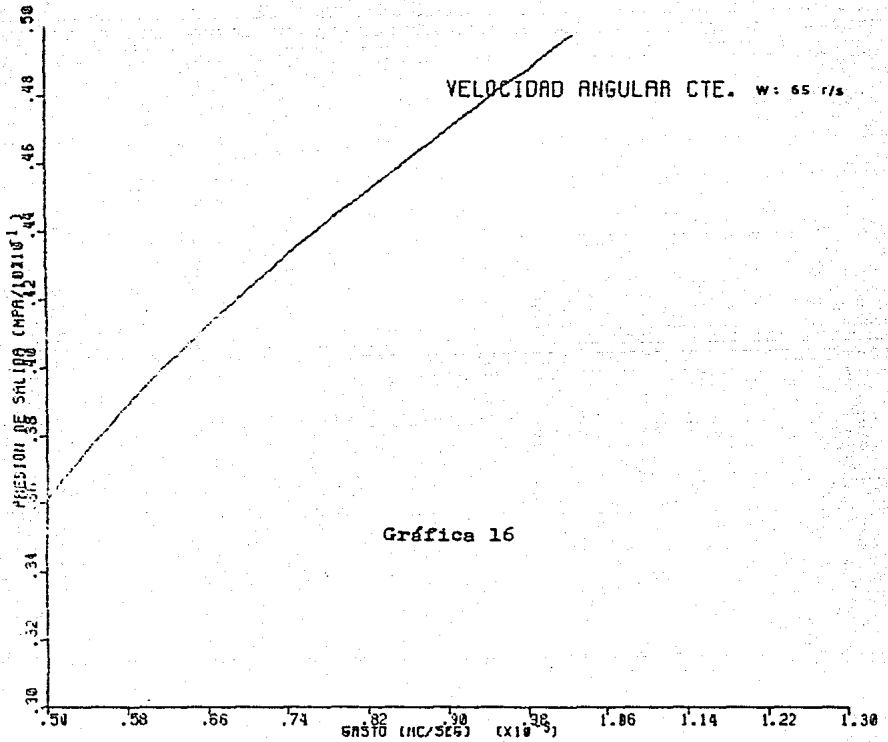
Gráfica 13

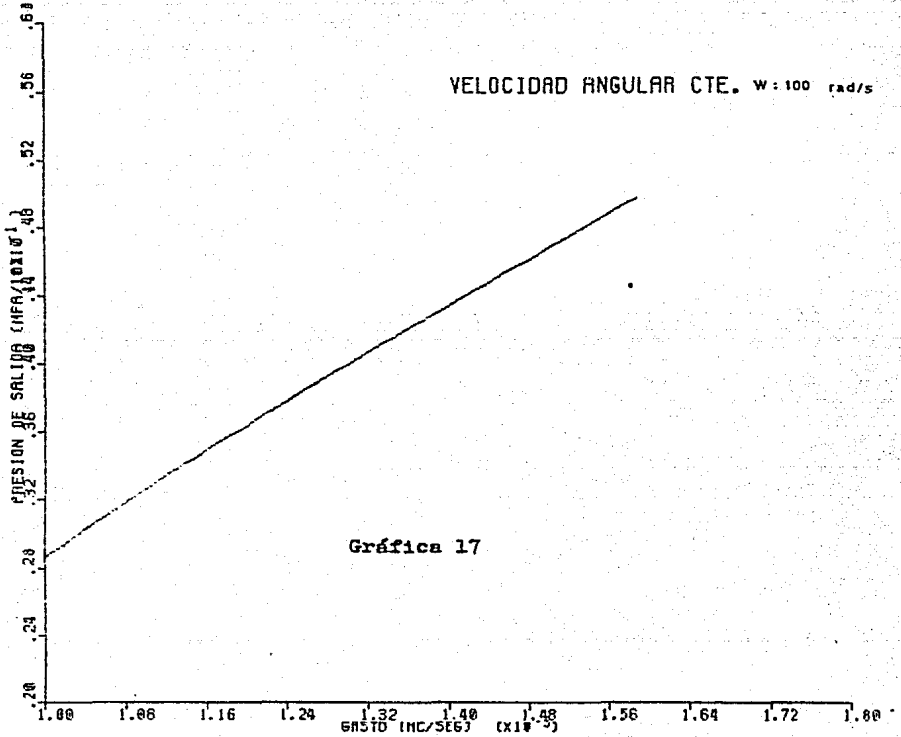
LAS CURVAS SUPERIORES SON DE VELOCIDAD ANGULAR
MAYOR QUE LAS INFERIORES.
EL INTERVALO DE PRESION DE 0.1 A 0.5 ESTA AMPLIFICADO
EN LAS SIGUIENTES GRAFICAS. (MPa)

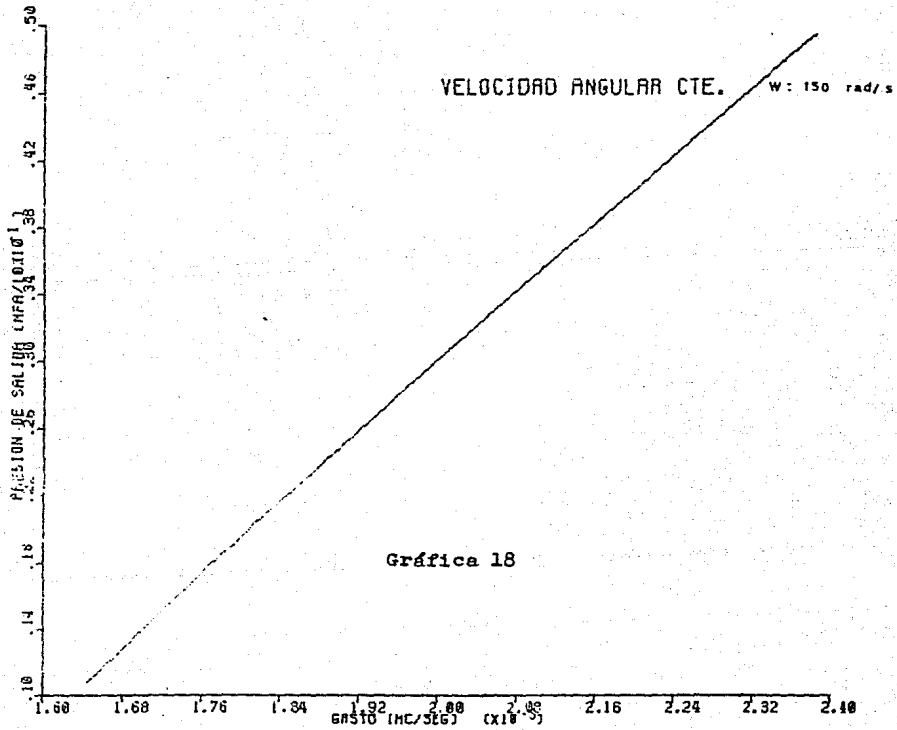


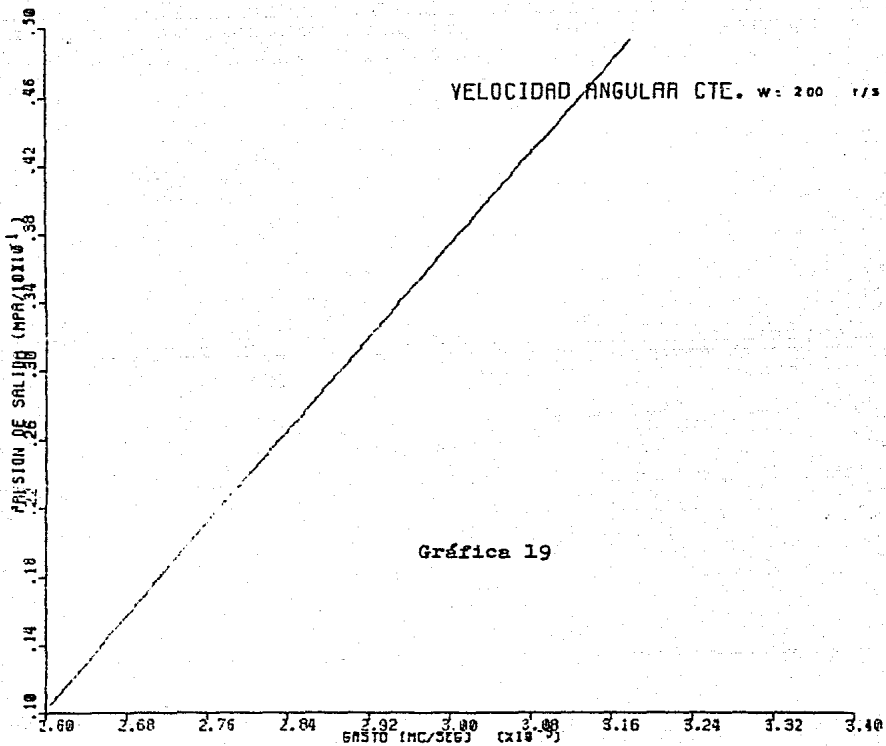


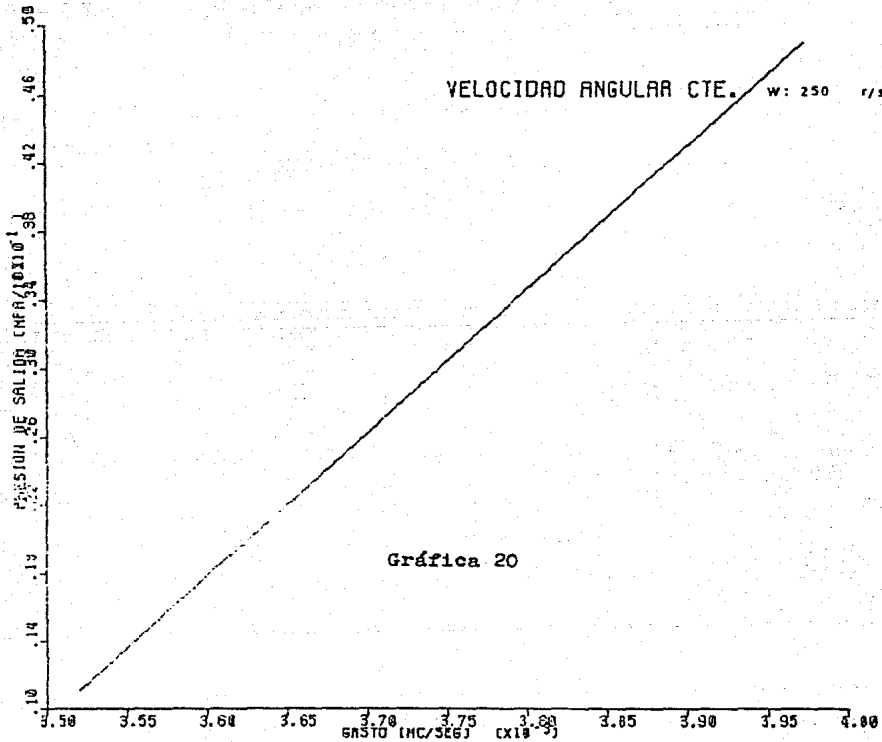


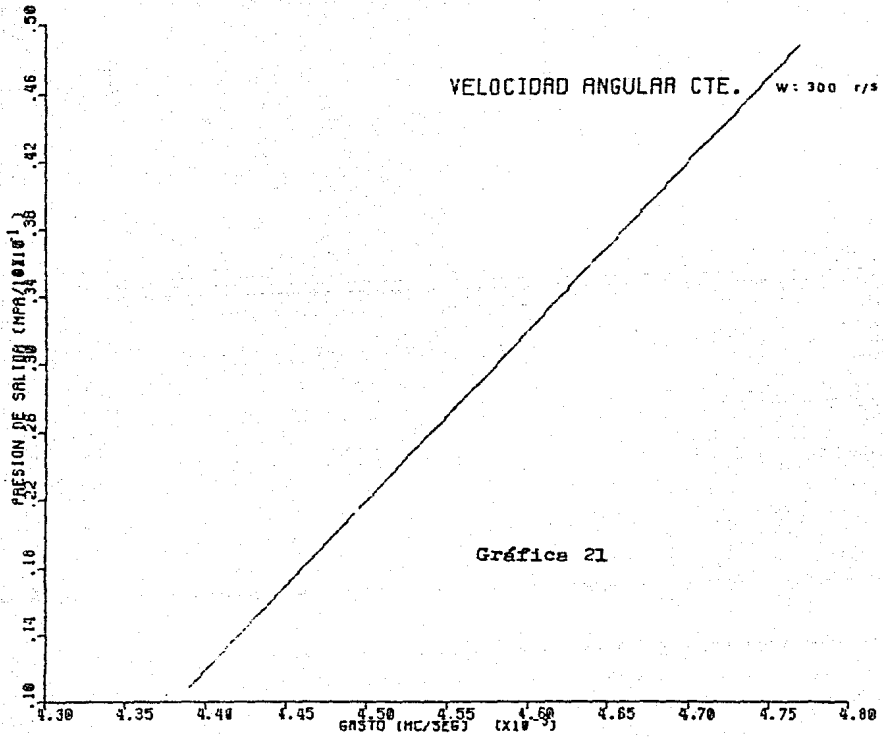


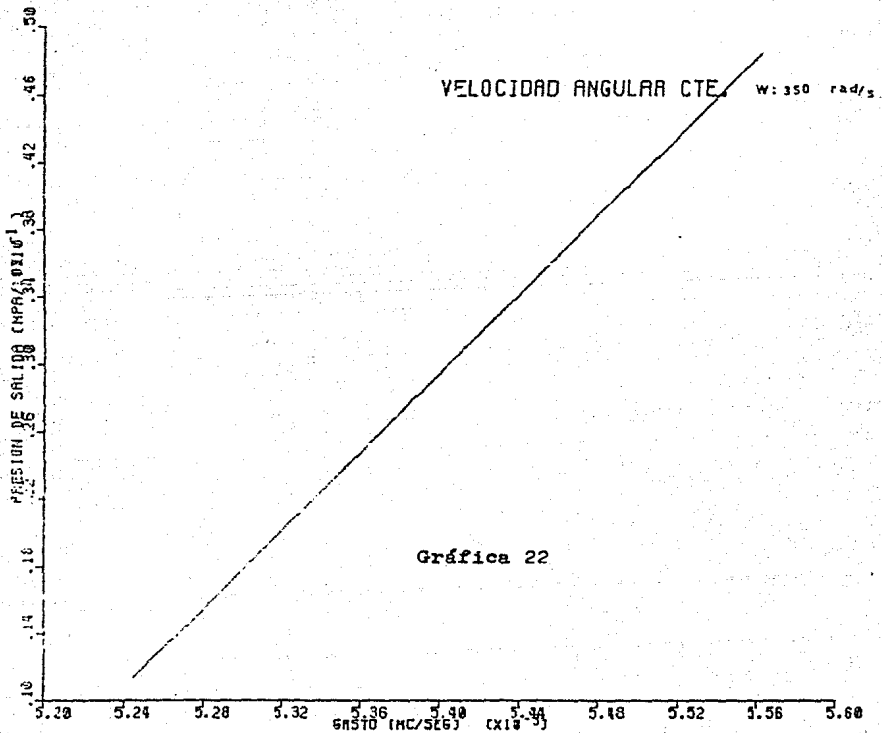


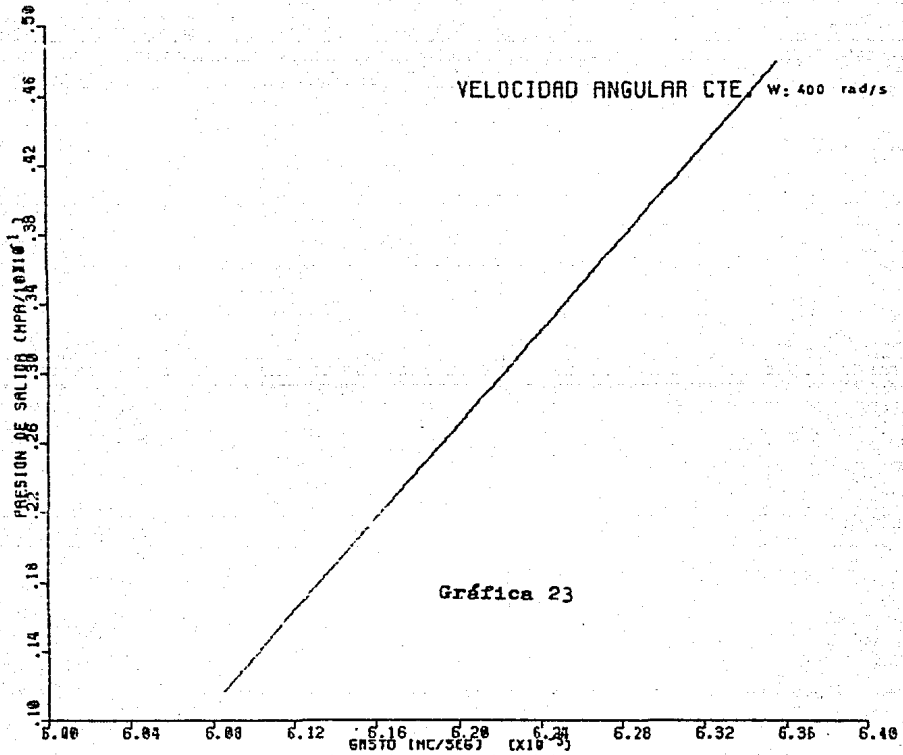


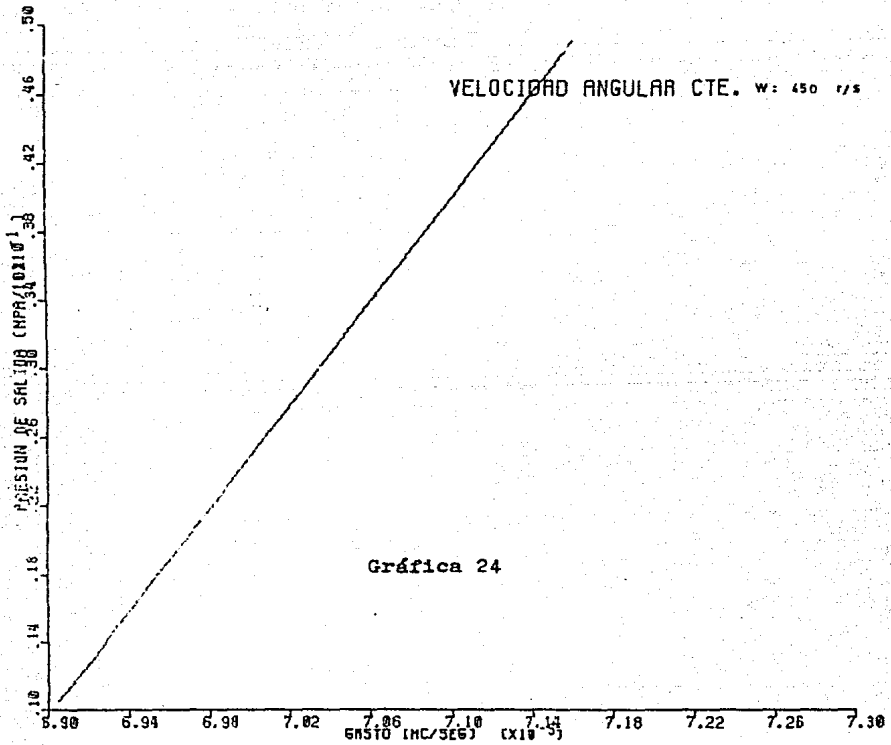


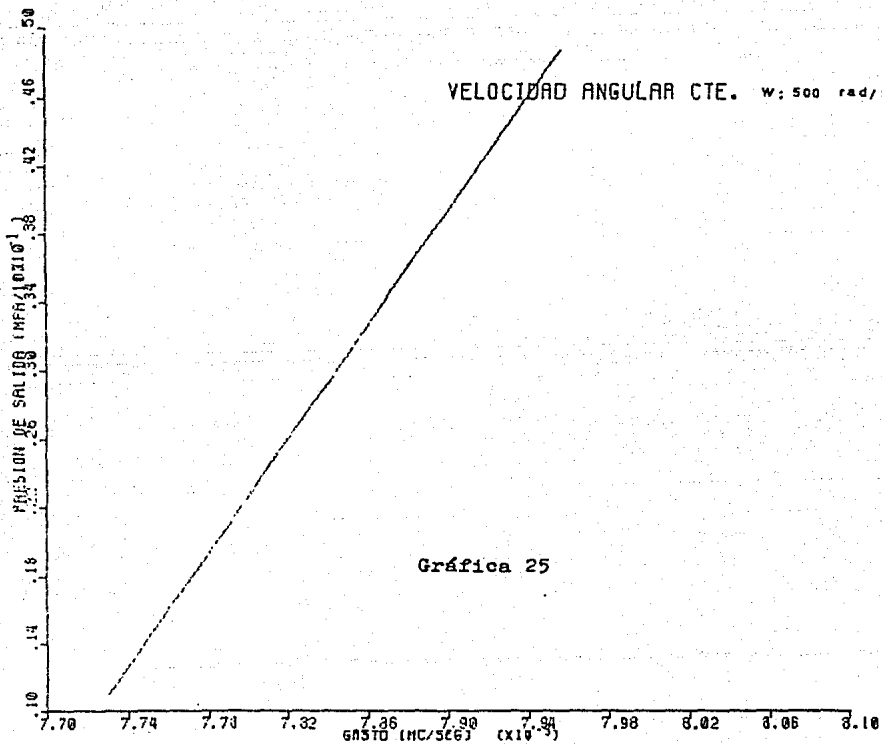


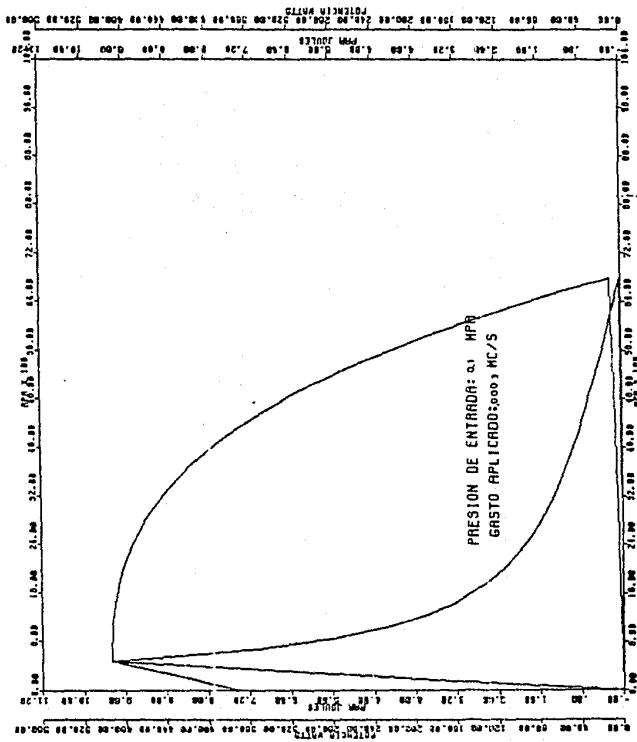




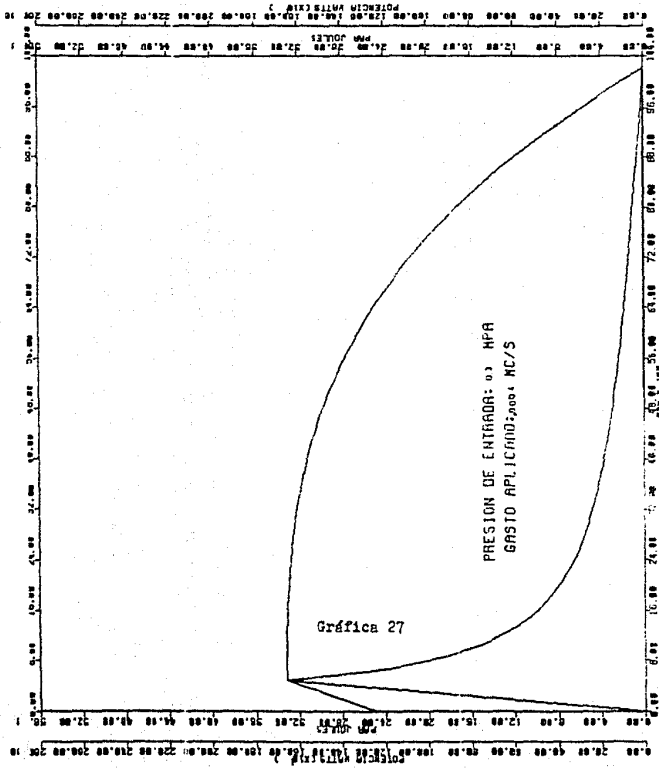


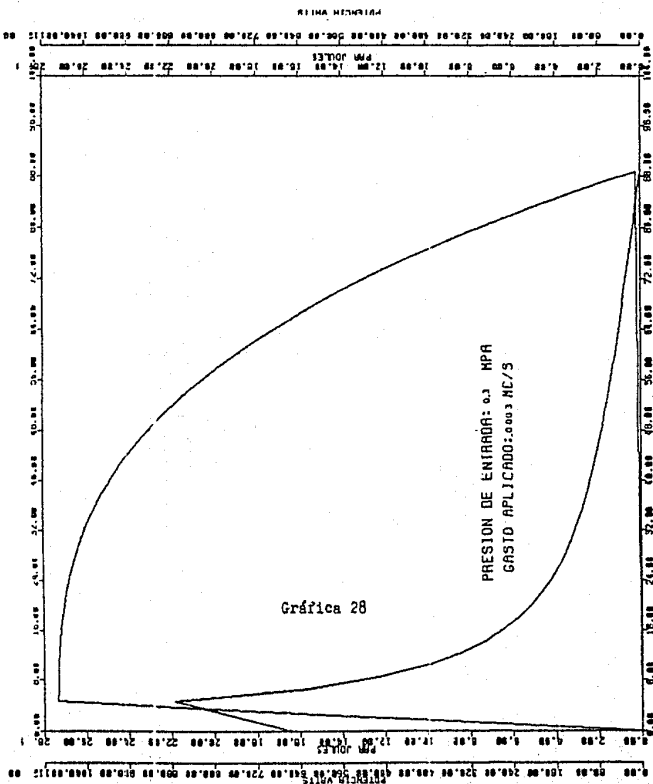


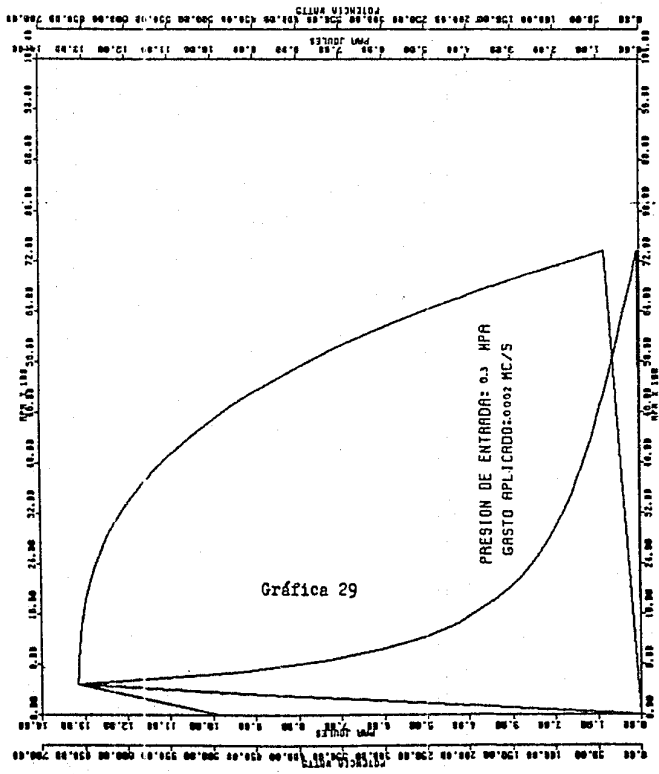


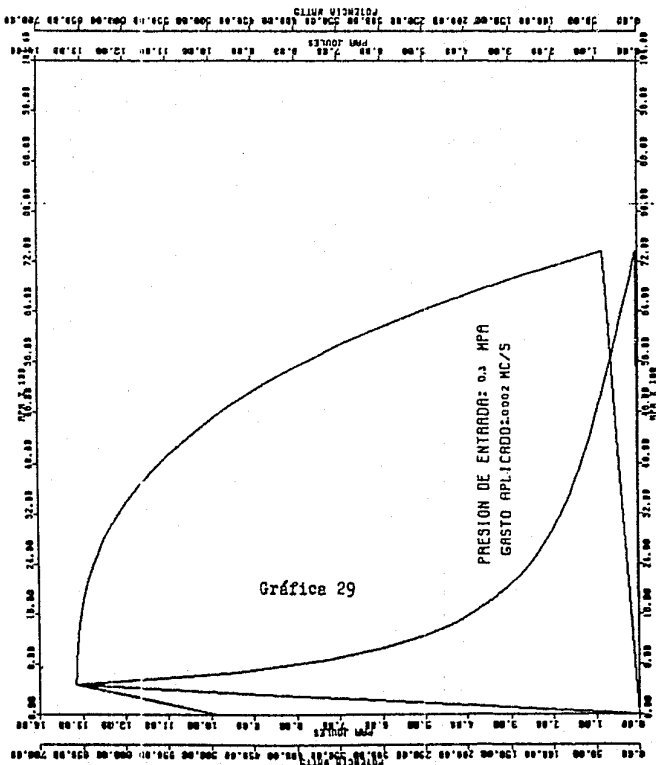


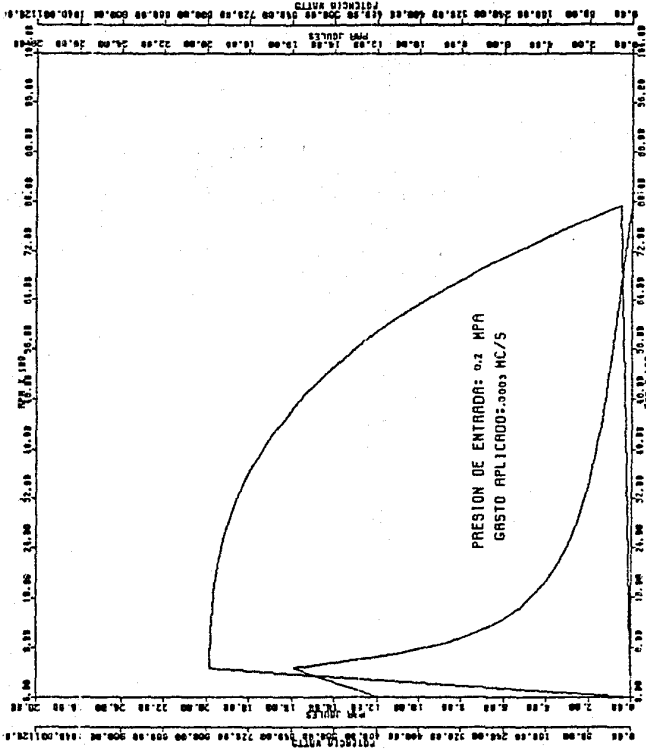
Gráfica 26











Gráfica 30

Un análisis más consiste, en la obtención de una ecuación que nos relacione el par obtenido y las presiones de entrada y salida de aire, para esto se recurre al principio de conservación de la energía, para un flujo estacionario unidireccional, teniendo:

El subíndice (1) indica la sección de entrada y, (2) la salida.

$$\dot{Q} - \dot{W} = -\dot{m}l \left(\underline{h}_1 + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 \right) + \left(\underline{h}_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right) \dot{m}l$$

Donde \dot{Q} es el calor suministrado al fluido por unidad de tiempo; igualmente \dot{W} .

Sustituyendo $\underline{h} = \underline{u} + p/\rho$ queda:

$$\dot{Q} - \dot{W} = -\dot{m}l \left(\underline{u}_1 + p_1 + V_1^2/2 + gz_1 \right) + \dot{m}l \left(\underline{u}_2 + p_2 + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 \right)$$

\underline{h} : entalpía por unidad de masa.

V_1, V_2 : velocidades de entrada y salida.

z_1, z_2 : alturas piezométricas

p_1, p_2 : presiones por unidad de masa.

\dot{m} : flujo másico.

$\underline{u}_1, \underline{u}_2$: energía interna por unidad de masa.

La diferencia de alturas piezométricas es despreciable, -

La variación de la energía interna, es considerable cuando se tienen gastos másicos grandes y caídas de presión altas.

Por otro lado, la expansión brusca, ocasiona bajas temperaturas, teniendo un efecto de enfriamiento, que limita el

aprovechamiento de dicha expansión. Teniendo en cuenta lo anterior, se hará el análisis sin considerar el cambio de energía interna.

$$\dot{W} = -\dot{m}(p_1/\rho + v_1^2/2) + \dot{m}(p_2/\rho + v_2^2/2)$$

Ya que el trabajo es cedido por el sistema, se considerará que este trabajo, es igual al par mecánico aprovechado más el par ocasionado por la fricción.

$$(T_f + T_m)w = (P_1 - P_2)\dot{Q} + (1/A_1^2 - 1/A_2^2)\dot{Q}^3/2ve$$

P1: Presión de entrada, Mpa.

P2: Presión de salida, Mpa.

\dot{Q} : Gasto volumétrico, m³/s

ve: Volumen específico, m³/kg

A1, A2: Áreas de entrada y salida de aire. m²

V1, V2: Velocidad del aire a la entrada y salida. m/s

$$\dot{Q} = VA, \quad \dot{Q} = \dot{m}(ve)$$

Ahora, la eficiencia está dada por:

$$\text{Eficiencia} = \frac{\text{Potencia obtenida}}{\text{Potencia dada}} = \frac{T_m \cdot w}{(P_1 - P_2)\dot{Q} + \frac{(1/A_1^2 - 1/A_2^2)\dot{Q}^3}{2ve}}$$

Se gráfican estos parámetros en función de la presión de entrada, velocidad angular y el gasto.

Para tener una visión más global del funcionamiento del motor neumático, es necesario obtener la eficiencia mecánica y termodinámica, para esto se tienen las siguientes expresiones:

Mecánica;

$$\eta_1 = (2.759 \text{ E-5})\omega^3 / ((P_1 - P_2)5.88 + 1.433 \text{ E}10(Q^3))$$

Termodinámica:

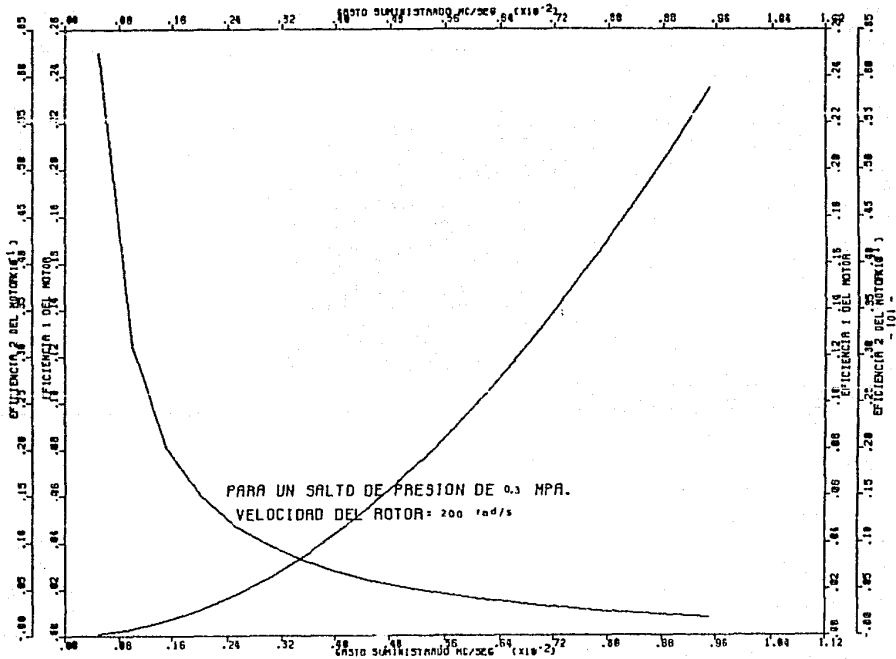
$$\eta_2 = (1.2193 \text{ E}9)Q^2 / ((P_1 - P_2)5.88 + 1.2193 \text{ E}9(Q^2))$$

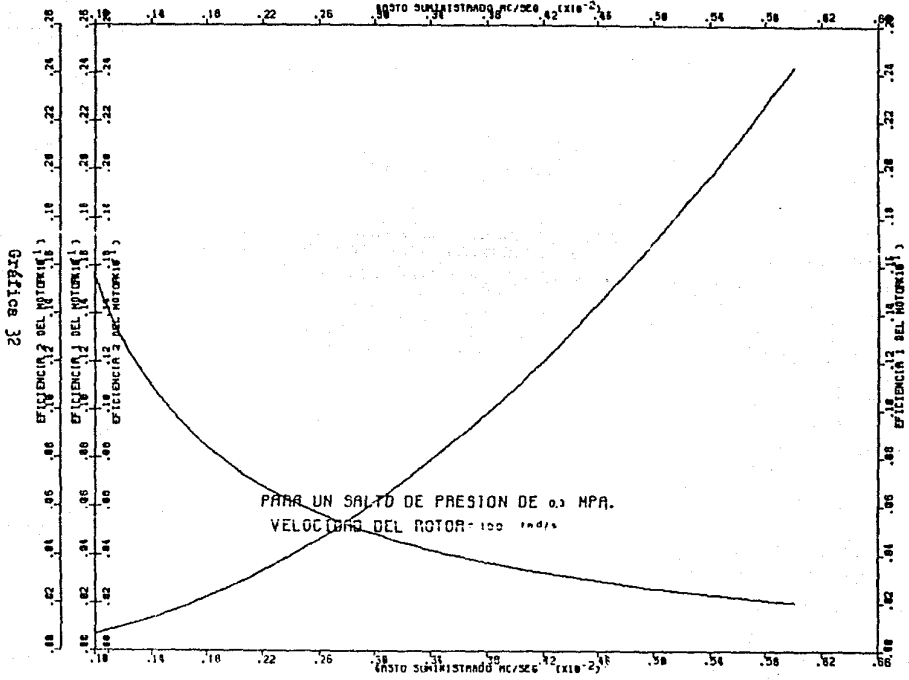
Estas eficiencias divergen, es decir, para un mismo gasto se tienen valores muy distantes, debido a los enfoques que tienen las expresiones anteriores. Para la eficiencia mecánica se relaciona la constante del motor, la caída de presiones y la potencia suministrada para una determinada velocidad angular, de tal manera, que nos dice: cuanta potencia obtenemos mecánicamente por cada unidad de potencia suministrada, lógicamente esta expresión estará acotada en base a los resultados de un modelo real. (Ver gráfica 31)

En cambio la eficiencia termodinámica aquí presentada -- dice, la cantidad de potencia -- o porcentaje de potencia -- adquirida por velocidad del fluido de trabajo, esto es en base a la separación considerada anteriormente. (Energía por -- presión y Energía por velocidad).

En base a lo dicho anteriormente, no se deberá hacer un -- producto de ambas eficiencias con el fin de obtener una e-- quivalente.

Gráfico 31

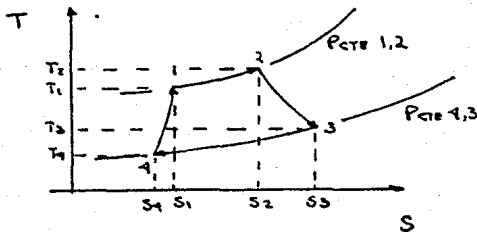
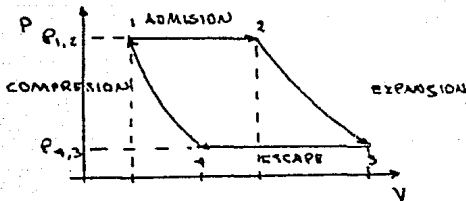




En estos motores, como en la mayoría de los compresores, - existe un espacio perjudicial o volumen muerto; En los com- presores de pistón, este espacio perjudicial , ayuda a amorti- guar el golpe al cambiar de sentido de dirección. Este espa- cio reduce la eficiencia volumétrica y la eficiencia total del sistema , al demandar cierta potencia.

El motor de paletas deslizantes , en un momento dado pue- de comprimir, y de hecho lo hace, pero en un volumen de aire muy pequeño.

Este espacio muerto esta representado por el volumen V_1 ; el volumen admitido absoluto de una cámara esta representa- do por V_2 , la expansión ocurre de 2-3, siendo V_3 el volumen - máximo antes del escape. Este escape ocurre a presión cons- tante . Como queda atrapado cierto volumen V_4 de aire, éste - es comprimido en el proceso de 4-1, para así cerrar el ciclo.



Para este caso, tomando los volúmenes de la gráfica volumen posición angular se tiene:

$$V_1 = 0.00295 \text{ cm}^3 \quad \text{cuando el rotor está a } 0^\circ.$$

$$V_2 = 0.70143 \text{ cm}^3 \quad \text{cuando el rotor está a } 108^\circ.$$

$$V_3 = 1.48415 \text{ cm}^3 \quad \text{cuando el rotor está a } 180^\circ.$$

$$V_4 = 1.23920 \text{ cm}^3 \quad \text{cuando el rotor está a } 216^\circ.$$

$$p_1 = p_2 = 0.5 \text{ Mpa}$$

$$p_3 = p_4 = 0.2 \text{ Mpa}$$

$$\omega = 200 \text{ rad/s}$$

$$\dot{Q} = 0.00373 \text{ m}^3/\text{s}.$$

Para el proceso de expansión tenemos que el índice politrópico es:

$$P_3/P_2 = (V_2/V_3)^{n_e}$$

$$n_e = \frac{\ln (P_3/P_2)}{\ln (V_2/V_3)}$$

$$n_e = \frac{\ln (0.2/0.5)}{\ln (0.7/1.48)}$$

$$n_e = 1.2225$$

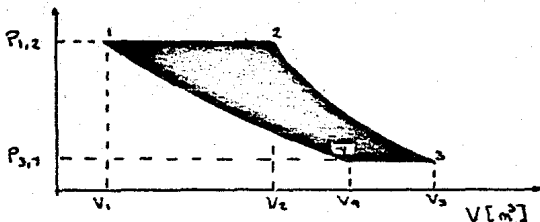
Para el proceso de compresión llevado al cabo de 4 a 1 - tenemos:

$$n_c = \frac{\ln (P_4/P_1)}{\ln (V_1/V_4)}$$

$$n_c = \frac{\ln (0.2/0.5)}{\ln (0.029/1.23)}$$

$$n_c = 0.24403$$

Para estas condiciones el ciclo presión-volumen quedaría:



Los valores de trabajo desarrollado ,por proceso se presentan a continuación:

a) Para el proceso isobárico 1-2:

$$W_{1-2} = -P(V_2 - V_1) = -0.5(0.7 - 0.0029) = -0.34855 \text{ J/Kg}$$

b) Para el proceso de expansión:

$$W_{2-3} = \frac{-1}{n-1} P_2 V_2 \left(1 - \left(\frac{P_3}{P_2} \right)^{\frac{n-1}{n}} \right)$$

$$= \frac{-1}{1.22 - 1} 0.5(0.7) \left(1 - \left(\frac{0.2}{0.5} \right)^{\frac{0.22}{1.22}} \right)$$

$$= -0.2423 \text{ J/Kg.}$$

c) Para el proceso isobárico de 3-4:

$$W_{3-4} = -P(V_4 - V_3) = -0.2(1.23 - 1.48) = 0.05 \text{ J/Kg}$$

d) Para el proceso de compresión de 4-1:

$$\begin{aligned}W_{4-1} &= \frac{-1}{n-1} P_4 V_4 \left(1 - \left(P_1/P_4 \right)^{\frac{n-1}{n}} \right) \\&= \frac{-1}{0.24-1} 0.2(1.23) \left(1 - (0.5/0.2)^{\frac{0.24-1}{0.24}} \right) \\&= 0.3086 \text{ J/Kg}\end{aligned}$$

El trabajo total desarrollado es:

$$\begin{aligned}W_t &= W_{1-2} + W_{2-3} + W_{3-4} + W_{4-1} \\&= -0.34855 - 0.2423 + 0.05 + 0.3086 \\&= -0.23225 \text{ J/Kg}\end{aligned}$$

Si consideramos las 5 cámaras del motor y una velocidad angular de 261.8 rad/seg, junto con un gasto másico de 0.021 Kg/s se tendrá una potencia total de:

$$\begin{aligned}\dot{W} &= W_t \dot{m} (n) \text{ rps} = 0.232 (\text{J/Kg}) 0.0219 (\text{Kg/s}) 5 \frac{(2500)}{60} (\text{rev/s}) \\&= 1.061 \text{ watts/seg.}\end{aligned}$$

V. DISEÑO MECANICO DE LOS
DISTINTOS DISPOSITIVOS DE
OPERACION .

V.a. Motor de aire

Se sabe que en el momento del arranque, bajo carga, se tienen las condiciones más rudas; De los cálculos obtenidos anteriormente se tiene que el máximo par que el aire puede suministrar, venciendo fricciones, está dado por la siguiente expresión:

$$T_n = (4.5789 E^{-6}) \cdot P$$

Siendo función de la presión de entrada. Si la presión de entrada es de 0.5 Mpa se tendrá un par máximo de 2.289 Ntm o 23.33 Kg-cm. El cortante máximo que un material puede permitir, relacionando su diámetro y el par transmitido por éste está dado por:

$$\tau_{\max} = \frac{16 T}{d^3 \pi}$$

Donde d es el diámetro de la sección, del material.

T es el par aplicado.

El material para el rotor, así como de las demás piezas que constituyen el motor, (estator, maneral, etc.), propuesto, es el aluminio de la serie 6xxx en especial el 6063.

Este material tiene buenas propiedades mecánicas, además de ser ligero y tener una buena resistencia a la corrosión. No conduce la electricidad, puede darselé un buen acabado --

Y lo más importante, puede ser tratado térmicamente, aumentando sus propiedades mecánicas.

Las propiedades mecánicas de esta aleación después de tres tratamientos son:

EDO.	TENSION (Mpa)	FLUENCIA (Mpa)	ELONG. %	DUREZA HB 500 kg 10mmball	CORTANTE (Mpa)	FATIGA 5 x 10 ⁶ ciclos
O	90	48	-	25	69	55
T1	152	90	20	42	97	62
T5	186	145	12	60	117	69

Donde O - fundición

T1 - temple de 415 a 28°C de 2 a 3 hrs.

T5 - envejecimiento artificial 205°C - 1 hr.

Coefficiente de Poisson : 0.33

Densidad : 2.69 kg/m³

Líquido : 655 °C

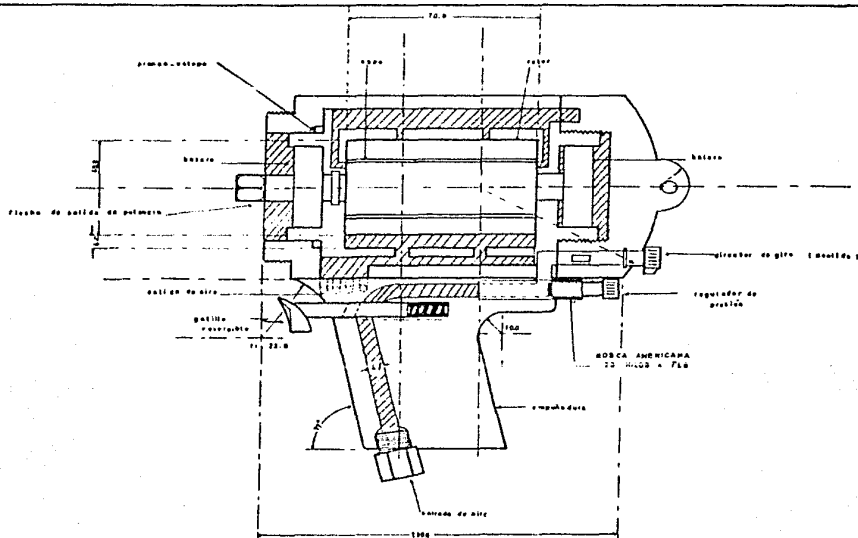
sólido : 615 °C

El tratamiento T5 es el se considerará para los cálculos debido a su alta resistencia al cortante y valores grandes de fatiga.

Al sustituir valores tanto del material como del par aplicado, se tiene:

$$d' = \left(\frac{16(2.289)}{\pi 97 \times 10^6} \right)^{1/3} = 0.0049 \text{ m.}$$

Aplicando un factor de seguridad de 2, para la flecha del rotor, obtenemos: 1 cm. de diámetro.



UNAM-INGENIERIA

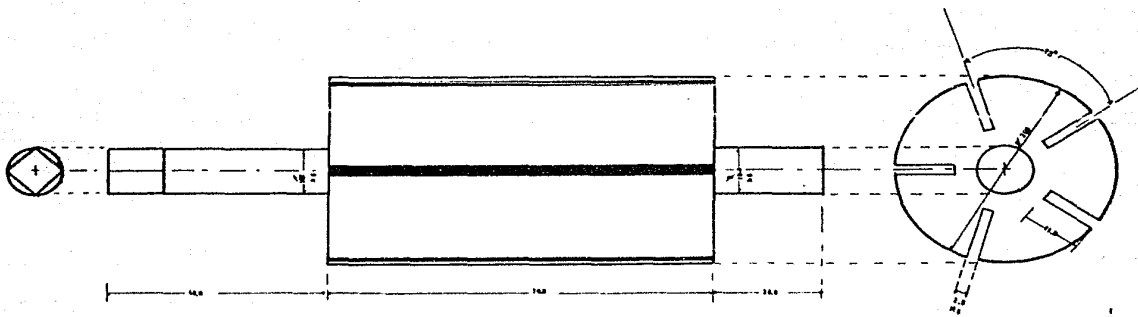
Depto. fluidos y termica

MULTIHERRAMIENTA NEUMATICA (IMPULSOR).

plano: num. 1

fecha: 86-1

elaboro *M. Eduardo Fuentes de Leon*
escala: 1:1
vo.bo.:
acotaciones: m.m.



materiales: aluminio 6061, Tintado, TS
 acabados: alfileado

-110-

UNAM-INGENIERIA
 DEPTO. DE FLUIDOS Y
 TERMICA

MULTIHERRAMIENTA NEUMATICA . ROTOR .

Plano num, 1A

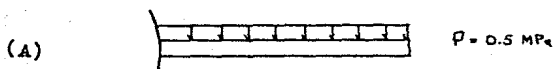
fecha: 86-1

elaboro *M. Eduardo Fuentes de Lara*
 escala: 2:1
 vobo :
 acotaciones: mm

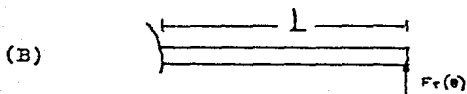
V.b. Aspa del rotor.

El aspa está sometida a flexión debida a la presión del aire, análogamente a una viga en cantiliver, igualmente la fuerza de fricción perpendicular al aspa, provoca una farga en la orilla del aspa, pero en sentido contrario.

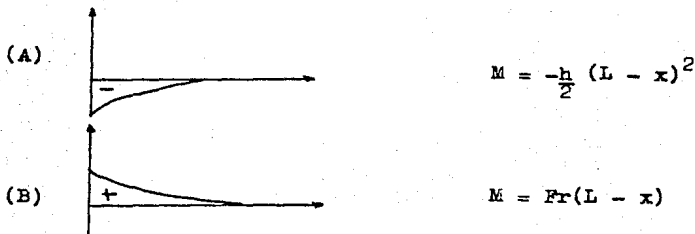
La presión del aire provoca cargas del tipo: (A)



La fricción provoca cargas al aspa en un extremo: (B)



Siendo los momentos flexionantes para cada caso:



Donde h: Es la carga por unidad de longitud.

L: Es la longitud del aspa (en un instante, ya que varía)

Fr: Es la fuerza de fricción entre aspa-estator.

Se superpondrán las dos cargas que concurren en el aspa;
El momento flexionante máximo ocurre para $x = 0$.

$$M_t = Fr(L - x) - \frac{h}{2}(L - x)^2$$

$$M_t = FrL - \frac{h}{2} L^2$$

Donde $h = P \cdot E$

P: presión del aire en pascales.

E: es la envergadura del aspa .

L_x Longitud del aspa variable que depende de la posición del rotor.

Fr: Fricción

Se encontrará el momento flexionante para la posición del aspa más crítica, a 172°

$$L(172) = 0.597 \text{ cms.}$$

$$Fr(172) = 0.0288 \text{ Nt.}$$

Sustituyendo valores ;

$$M_t = 0.028(5.97 \text{ E } -3) - \frac{3500}{2}(5.97 \text{ E } -3)^2$$

$$M_t = -0.6235 \text{ Nt-m.}$$

El momento de inercia para el aspa es : $\frac{E(a^2)^3}{12}$

donde a^2 : es el espesor del aspa.

$$\text{Sustituyendo tenemos: } I_a = \frac{0.07(0.002)^3}{12} = 4.66 \text{ E } -11 \text{ m}^4$$

Siendo el esfuerzo por flexión:

$$= \frac{M_t \cdot y}{I_a}$$

Donde y : es la distancia al eje neutro.

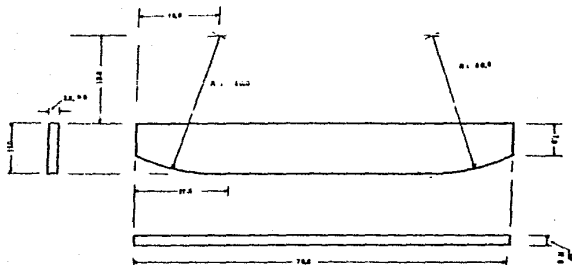
Entonces el esfuerzo flexionante es:

$$\sigma = \frac{0.6235 (0.002/2)}{4.66 \text{ E } -11} = 1.3379 \text{ E}7 \text{ Nt/m}^2$$

Comparando con el límite de fluencia:

$$\sigma_{\text{perm.}} = 1.45 \text{ E } 8 > 1.33 \text{ E } 7$$

Se puede ver que el valor obtenido es nueve veces menor que el valor permisible ,para que el material empiece a fluir es necesario que sobrepase este límite.



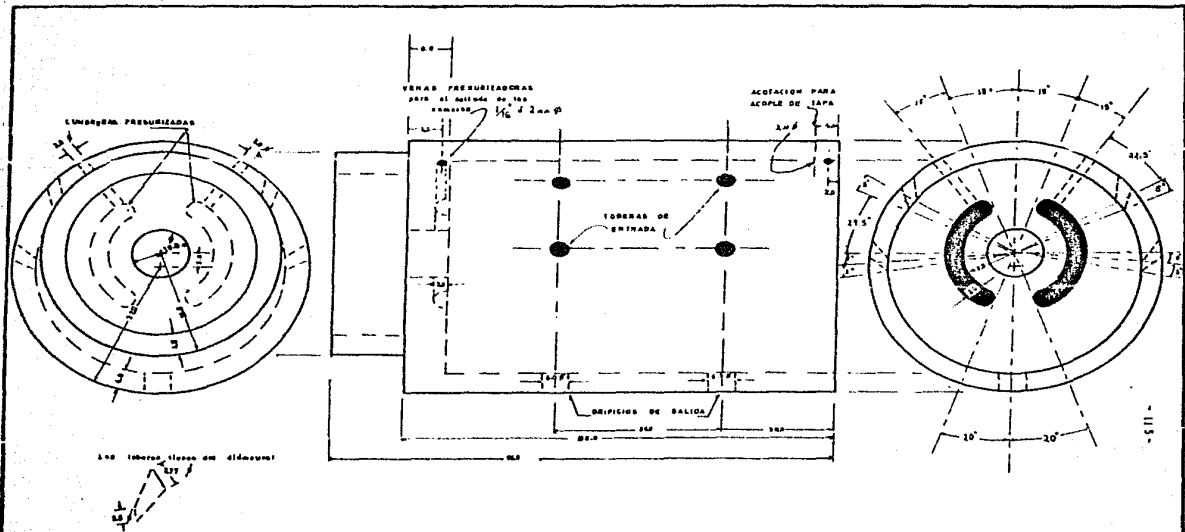
-711-

UNAM-INGENIERIA
DEPTO. DE FLUIDOS
Y TERMICA

ASPA PARA EL ROTOR material: lexan.

Plano num: 1B cantidad: 5 pzas. fecha: enero/86

elaboro *M. Eduardo Fuentes de L.*
escala: 2:1
vobo:
acotaciones: mm



UNAM-INGENIERIA
 DEPTO. FLUIDOS
 ▼ TERMICA

SOPORTE DEL ROTOR

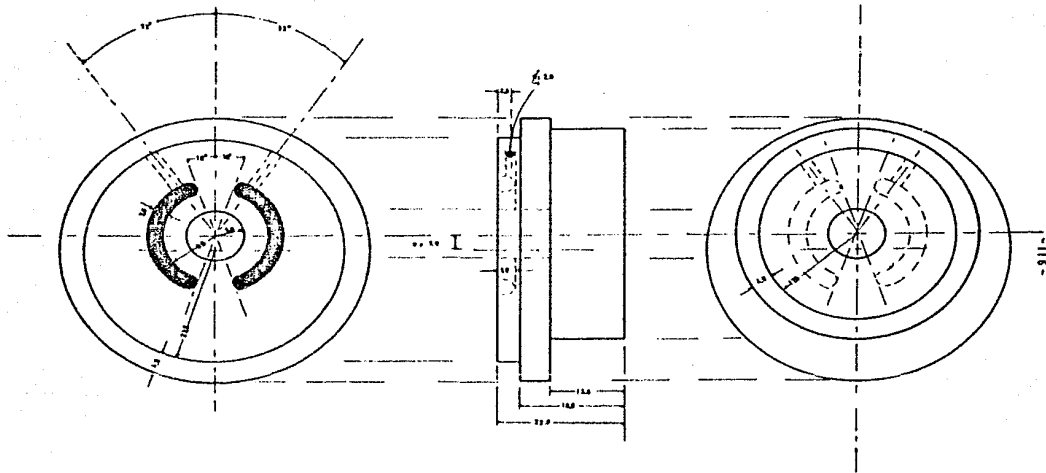
material: ALUMINIO 6061

elaborado M. E. J. J. J. J.
 escala: 2:1
 vobo:
 acotaciones: mm.

Plano num: 1C

cantidad : 1

fecha: 86-1



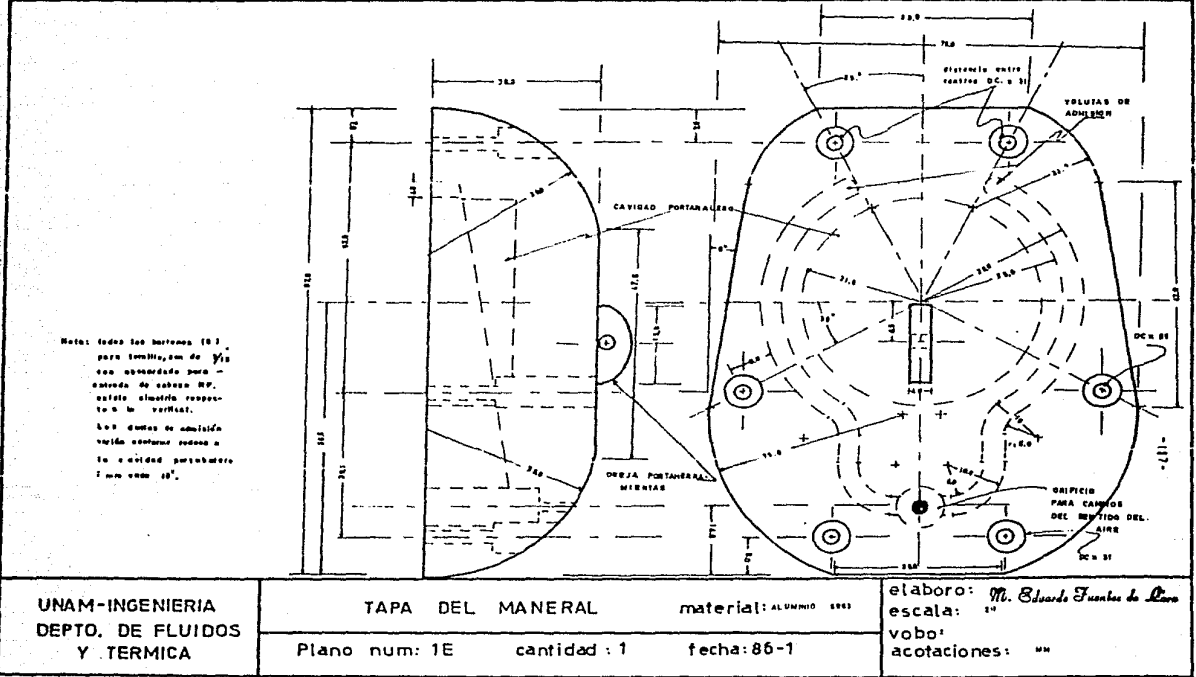
UNAM-INGENIERIA
 DEPTO. FLUIDOS Y
 TERMICA

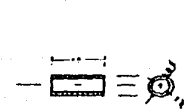
TAPA DEL SOPORTE

material: ALUMINIO 6063

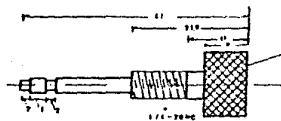
Plano num: 1D cantidad: 1 fecha: 86-1

elaboro:
 escala: 2:1
 vobo:
 acotaciones: mm

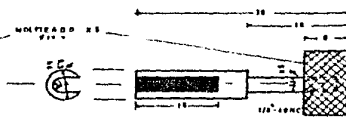




(1) ENPABNE
MATERIAL: LACTOSA

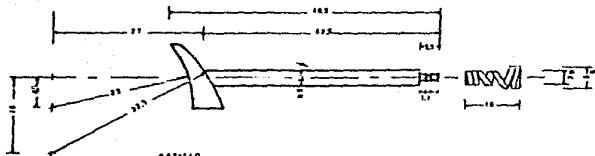


(2) REGULADOR DE PRESION
MATERIAL: AL 7051 A 75



(3) DIRECCIONADOR DE GIRO.
MATERIAL: AL 8051 A 75

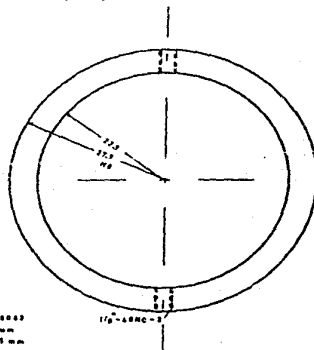
(3A)



(4) BASTILLO
MATERIAL: LEXAN

(5) RESORTE
ACERO DESTINADO EN PRD A327
SALA 10
S.T. Español

A PUNTO APUNTL.
(1) MATERIAL: AL 8052
LONGITUD: 19 mm
TALADRO A 5 mm
3C



= 811 =

<p>UNAM-INGENIERIA DEPTO. DE FLUIDOS Y TERMICA</p>	<p>MULTIHERRAMIENTA NEUMATICA.</p> <p>Plano num: 1G-3C Cantidad: 7 de c/u fecha: 86-V</p>	<p>elaboro <i>M. Eduardo Fuentes de Leon</i> esc. 2:1 vobo: acots: mm</p>
--	---	---

V.c.Llave de impacto.

La llave de impacto como se ha explicado antes, tiene dos masas que debido a un juego que existe entre éstas, permiten el choque de ambas, por lo tanto el material con que se harán estas masas, debe ser indeformable bajo el impacto de la otra masa.

El material propuesto para estas masas, es un policarbonato conocido con los nombres comerciales Lexan y Merlan. Tiene aplicaciones en piezas de máquinas, alabes, lentes, piezas para exteriores de parachoques, cubiertas, etc.

Sus características son:

-Color claro, resistente al calor, resistencia al impacto grande, agrieta con solventes, malo a la intemperie, alto costo.

Resistencia a la tracción: 62.1 Mpa

Alargamiento %: 110

Módulo de elasticidad: 0.246 Kg/mm²

Coefficiente de expansión: 45×10^{-6} 1/°C

Distorsión al calor a: 135°C

Comparando la resistencia a la tracción de un acero 1010 estirado en frío, con el policarbonato se tiene:

Policarbonato	acero 1010	(MPa)
62.1	37.2	

Las masas están sometidas a impactos repetitivos ,tenien
do como ecuaciones las siguientes;

Suponiendo que toda la energía cinética de la masa se con
vierte en energía elástica:

$$\frac{1}{2} ma(Va)^2 = k\frac{y^2}{2}$$

Donde k: constante elásticas= $3EI/L^3$ Nt/m

y: deformación. m. viga en cantiliver.

ma: masa del aspa. Kgrs. (de la masa impactante).

Va: velocidad lineal del aspa. m/s = wr.

r: radio de giro, w: velocidad angular de las masas.

$$\frac{1}{2} ma(wr)^2 = 3EIy^2/2L^3$$

$$y = (ma(wr)^2 L^3 / 3EI)^{1/2}$$

I: momento de inercia, aprox. a una sección rectangular

$$bh^3/12 = 0.01(0.012)^3/12$$

E: módulo de elasticidad del lexan = 2415 MN/m².

w: 400 rad/seg.

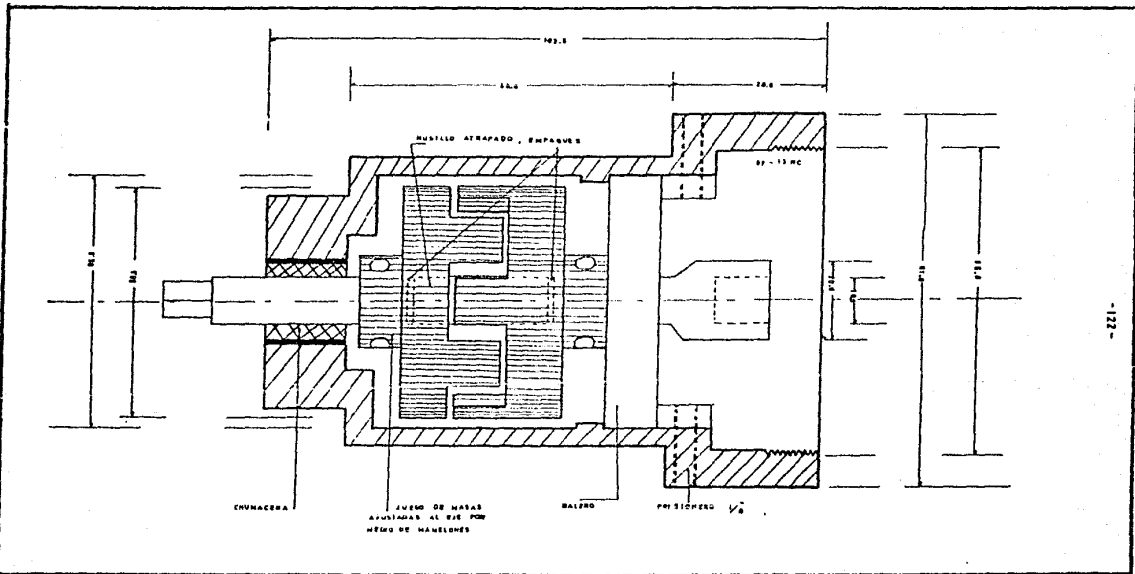
r: 0.02 mts.

L: longitud del cantiliver de la masa = 0.01 mts.

$$y = 2.4768 \times 10^{-3} (ma)^{1/2}$$

Para una masa del aspa del martillo impactante o masa --
golpeante de .1 Kgrms. se tiene una deflexión máxima ,de:

$$y = 7.832 \times 10^{-4} (m)$$



-122-

UNAM-F.INGENIERIA
DEPTO. FLUIDOS Y
TERMICA

MULTIHERRAMIENTA NEUMATICA . LLAVE DE IMPACTO.

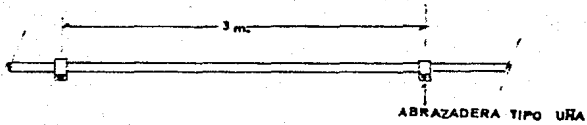
Plano: num. 3

Fecha : ener 86

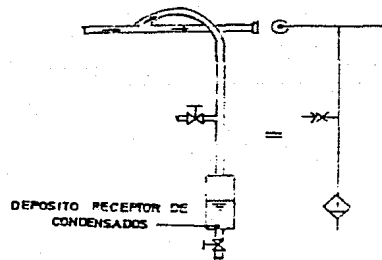
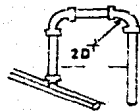
elaboro: *Edwards Fuentes de la Cruz*
escala: 2:1
vobo:
acotaciones : mm

V.ch.-CRITERIOS DE INSTALACION.

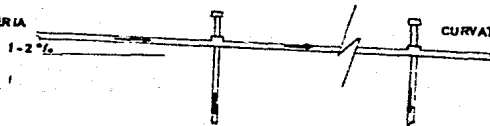
DETALLES EN INSTALACIONES NEUMATICAS.



DETALLE DE TUBERIA EN MURO

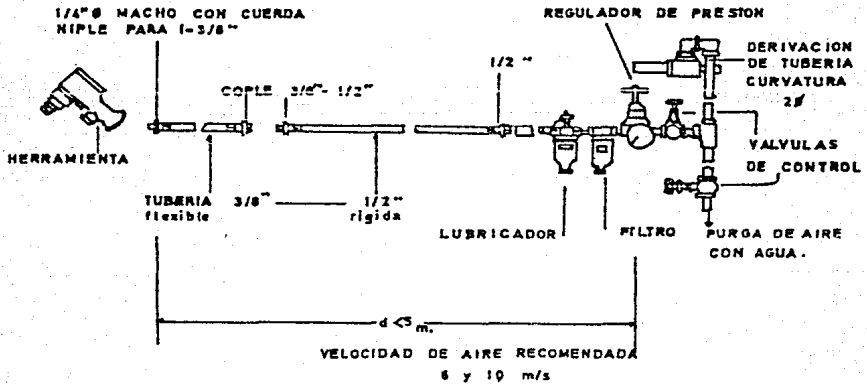


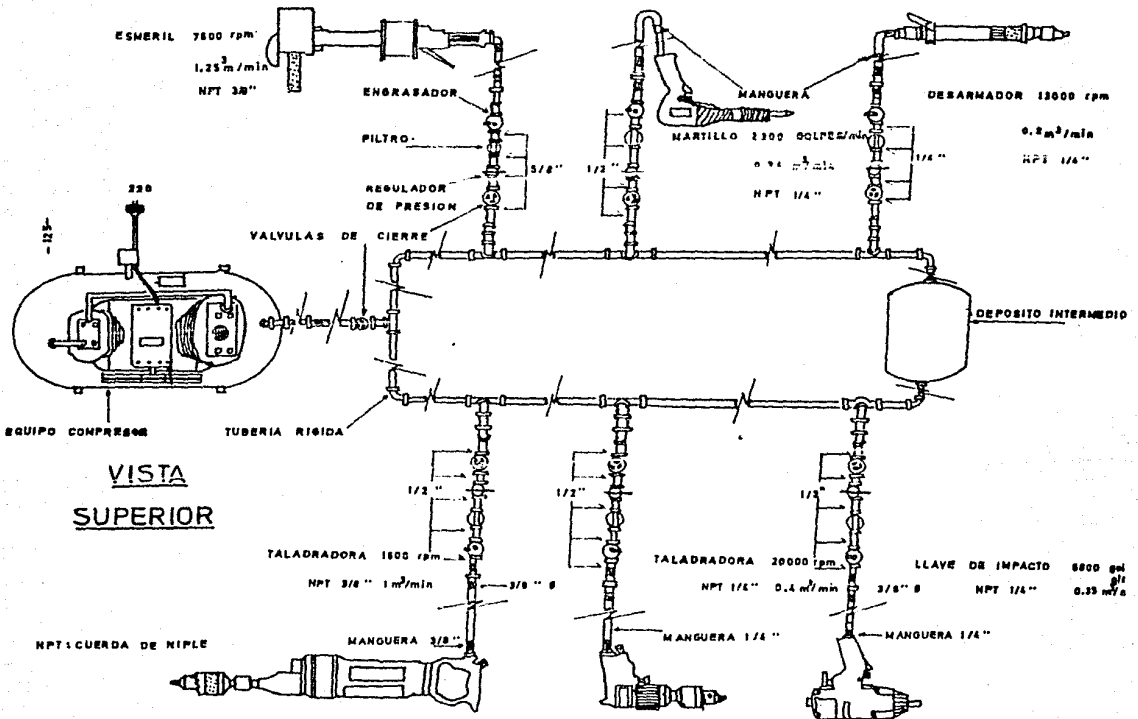
D: DIAMETRO TUBERIA
PENDIENTE



CRITERIO DE INSTALACION
DE LAS HERRAMIENTAS

NEUMATICAS

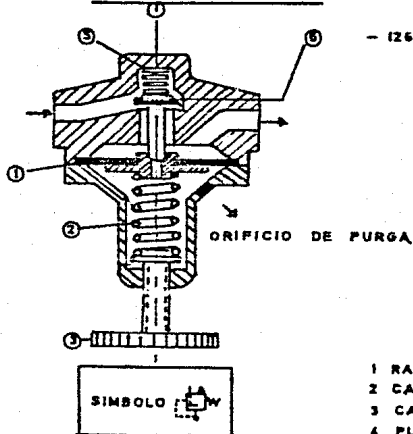




VISTA
SUPERIOR

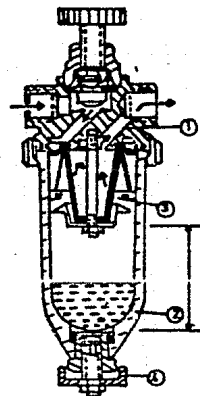
-123-

REGULADOR DE PRESION



- 1 MEMBRANA.
- 2 MUELLE.
- 3 TORNILLO DE AJUSTE DE PRESION SECUNDARIA.
- 4 VALVULA DE ASIEN TO.
- 5 MUELLE AMORTIGUADOR.
- 6 PLATO DE VALVULA.

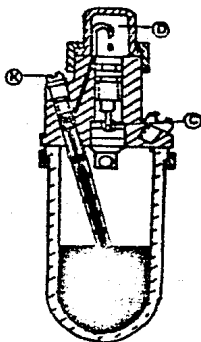
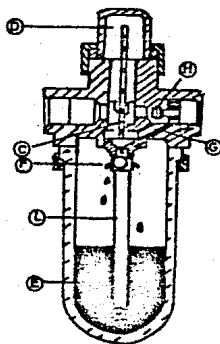
FILTRO PARA AIRE

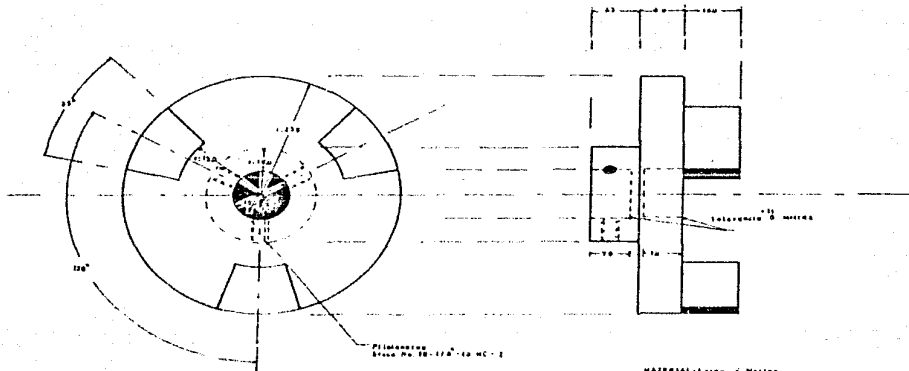


- 1 RANURA DIRECTRIZ
- 2 CARCASA
- 3 CARTUCHO FILTRANTE
- 4 PURGA DE CONDENSACION

- C TOBERA.
- D GOTERO.
- E DEPOSITO DE LUBRICANTE.
- F RETORNO DE ACEITE NO PULVERIZADO.
- G CONDUCTO DE NIEBLA OLEOSA.
- H VALVULA REGULADORA DE AIRE.
- K DE AJUSTE DE GOTEÓ.
- L TUBO DE PLASTICO

LUBRICADOR.





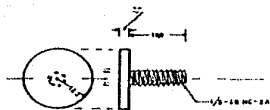
-127-

UNAM-INGENIERIA
 DEPTO. DE FLUIDOS
 Y TERMICA

MULTIHERRAMIENTA NEUMATICA . MARTILLO .

PLano num. 3A Cantidad: 2 pzas. fecha 86-V

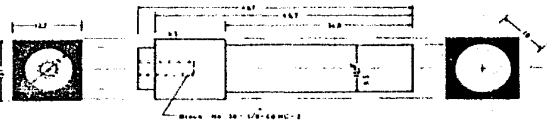
elaboro: *M. Eduardo Fuentes de Lara*
 escala: 2:1
 vo.bo.:
 acotaciones: mm



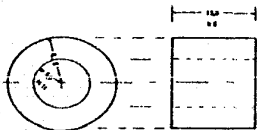
(1) TORNILLO DE AJUSTE DE REJES
MATERIAL: 111



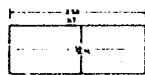
(2) ANILLO RETEN
MATERIAL: 111



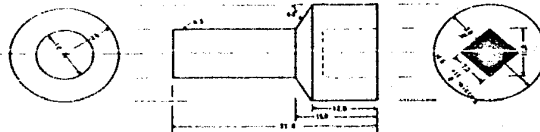
(3) FLECHA DE SALIDA
MATERIAL: ALUMINIO 6062 (1)



CAMARA
MATERIAL: BRONCE AL ESTANÑO (4)
AL ALTO PLANO.



MULTIHERRAMIENTA
MATERIAL: AL 6062 (5)



FLECHA DE ACOMPLIMIENTO AL MOTOR
MATERIAL: ALUMINIO 6062 (6)

UNAM-INGENIERIA
DEPTO. DE FLUIDOS
Y TERMICA

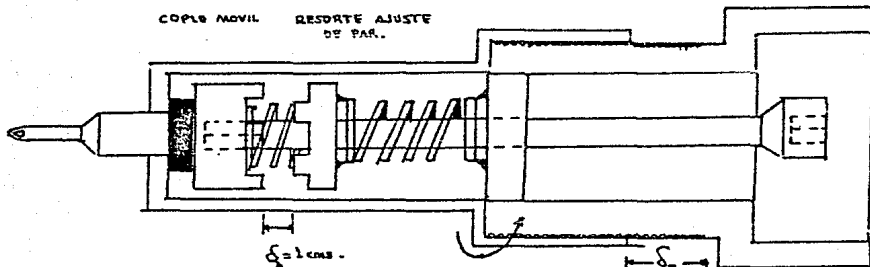
MULTIHERRAMIENTA NEUMÁTICA FLECHAS Y RETEN.

Plano num. 313 Cantidad: 1 de c/u. fecha: 86-V

elaboro: *M. Eduardo Fuentes de Lara*
escala: 2:1
vo.bo.:
acots: mm

V.d.Desarmador.

Para el diseño del desarmador propuesto, se requieren dos resortes calculados en base a ecuaciones de energía y deformación para resortes helicoidales. Igualmente se considera el máximo par que podría soportar un tornillo de 64 hilos por pulgada sin deformarse por causa del mismo desarmador.



Al girar el armazón o carcasa 1, se obtienen distintas fuerzas de apriete, en función de la deformación del resorte B. El resorte A, hace funcionar a los martillos como un coque móvil.

El esfuerzo inducido por una fuerza de compresión esta -
 dado por:

$$a) \quad s_1 = kb \frac{Mc}{I} \quad M = F \cdot Dm$$

$$b) \quad \frac{I}{c} = \frac{Dw^3}{32}$$

$$c) \quad s_1 = \frac{3240}{Dw^{0.19}}$$

Sustituyendo b y c en a) se tiene:

para Dw.

$$Dw = \left(\frac{Mkb}{3240} \frac{32}{\dots} \right)^{1/2.81}$$

c = relación de esbeltez, D_m/D_w .

s_i = esfuerzo inducido en el material. Nt/m^2

k_b = factor de concentración de esfuerzos.

M = momento aplicado al resorte debido a una fuerza de compresión y un radio medio.

I/c = relación del momento de inercia, con las fibras más críticas del resorte.

D_w = diámetro del alambre utilizado.

D_m = diámetro medio del resorte.

Resorte A

Para este resorte de acople, se calculará en función de la fuerza de compresión, en lugar del momento torsionante que se uso para el cálculo del resorte B.

$$D_w = \left(\frac{8PD_m(1 + 1/2c)}{3240 \sqrt{\tau}} \right)^{1/2.81}$$

Donde P; es la carga

Para $c=15$, $D_m=1.9$ y $F=2\text{kgm}$. se obtiene un $D_w=0.129$ cms.

El número de espiras esta dado por la ecuación siguiente:

$$N_c = \frac{\delta GD_w}{8Pc^3} = \frac{1(0.8085 \times 10^6)0.129}{8(2)(15)^3} = 1.75$$

Comparando el esfuerzo calculado con el esfuerzo permisible:

$$s_c = \frac{K8PD_m}{\sqrt{\tau} D_w^3} = \frac{1(8)2(1.9)}{\sqrt{\tau} 0.129^3} = 4491.03 \text{ Kg/cm}^2$$

$$s_{\text{perm.}} = 3240/D_w^{0.19} = 4781.15 \text{ kg/cm}^2$$

Resumiendo:

$$S_c = 4491.03 \text{ Kg/cm}^2$$

$$\text{Sperm.} = 4781.15 \text{ Kg/cm}^2$$

Nc = 2 espiras.

$$P = 2 \text{ Kgrms. ; } \delta = 1 \text{ cms.}$$

$$D_m = 1.9 \text{ cms.}$$

$$c = 15$$

$$D_w = 0.129 \text{ cms.}$$

$$\text{Galga} = 18 = 0.0475''$$

Resorte B

Con la primera ecuación obtenida y con los siguientes -- valores $M = 24 \text{ Kgfcm}$, $k_b = 1.1$ se tiene un $D_w = 0.4124 \text{ cms.}$

Ahora se hallará la carga en función de 5 espiras fijadas por cuestiones de espacio.

$$P = \frac{Nc \delta c^3}{\delta G D_w} = \frac{5(8)6^3}{1(0.8085 \times 10^6)(0.4124)} = 0.0259 \text{ Kg.}$$

$$S_c = \frac{8 P D_m (1 + 1/2c)}{\pi D_w^3} = \frac{8(0.0259)(1 + 1/2 \times 6)}{3.1415(0.4124)^3 1.9^{-1}} = 1.919 \text{ kg/cm}^2$$

$$K = P/\delta = 0.026 \text{ Kg./1 cm} = 0.026 \text{ Kg/cm.}$$

Resumiendo :

$$S_c = 1.919 \text{ kg/cm}^2$$

Nc = 5 espiras.

$$P = 0.026 \text{ kg. ; } \delta = 1 \text{ cm.}$$

$$D_m = 1.9 \text{ cms}$$

$$K = 0.026 \text{ Kg/cm.}$$

$$c = 6$$

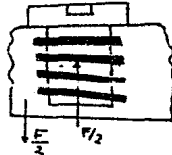
$G = 0.8085 \times 10^6 \text{ Kg/cm}^2$
módulo de elasticidad
en cortante.

$$D_w = 0.4124 \text{ cm. galga } 8$$

Ahora se analizará y encontrará el par que ocasiona daños al tornillo de 64 hilos por pulgada.

Los hilos de rosca del tornillo fallarían por cortante sobre el diámetro menor, si se supone que la carga está distribuida uniformemente a lo largo de la tuerca o del cuerpo roscado, la expresión que lo cuantifica es:

$$\tau = \frac{2F}{\pi d_m h}$$



Si despejamos la fuerza F y multiplicamos ambos miembros por $(D_m/2)$ se tendrá:

$$\frac{D_m (\tau \pi D_r h)}{2} = F D_m / 2 = T_{max.} = \frac{D_m H D_r \tau}{4}$$

Donde F : Carga soportada por los hilos del tornillo

$T_{max.}$: Par referido a la carga .

D_m : Diámetro medio de los hilos del tornillo.

D_r : Diámetro menor " " "

h : longitud en la cual se carga al tornillo.

τ : esfuerzo cortante permisible.

D_{max} : Diámetro máximo de las crestas de los hilos.

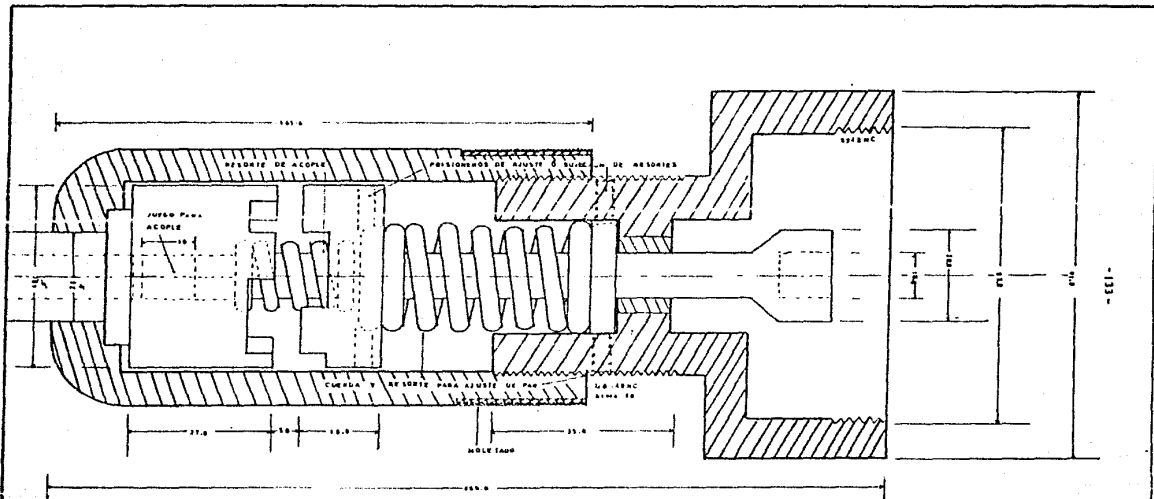
Los datos del tornillo de 64 hilos por pulgada son:

D_{max} : 0.073 pulg. D_r : 0.05353" D_m : 0.06285"

h : 1 pulg. τ : 248.4 MPa ASTM A307 SAE 1-BL00 Rb

$T_{max.} = 10.81 \text{ Ntm}$ que comparado con el par del motor de -

2.289 Ntm, se puede decir que el tornillo no se dañará.



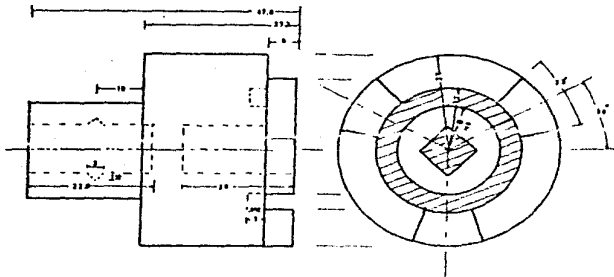
UNAM. FACULTAD DE INGENIERIA
 DEPTO. FLUIDOS Y TERMICA

MULTIherramienta NEUMATICA. DESARMADOR (AJUSTE de PAR

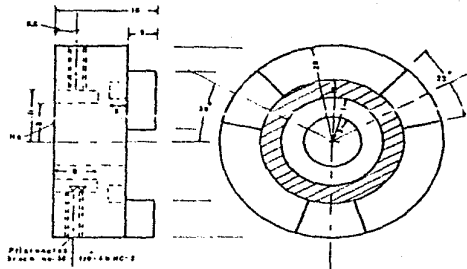
Plano num. 4

Fecha: enero / 86

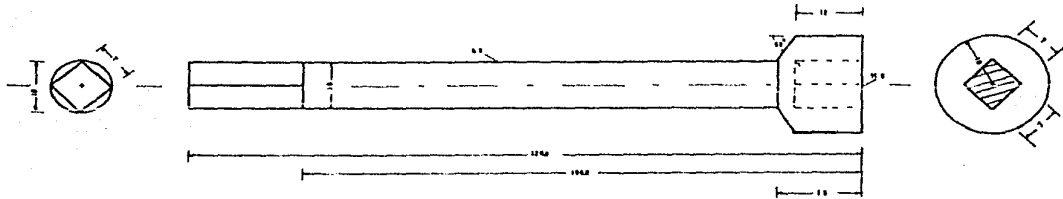
elaboro: *M. Sando Fuentes J.*
 escala: 2:1
 vobo:
 acotaciones: m.m.



(1) MARTILLO DE SALIDA
 MARTILLO ROYAL
 MATERIAL: LEGAN, MERLOW



(2) MARTILLO PIJO
 MATERIAL: LEGAN, MERLOW



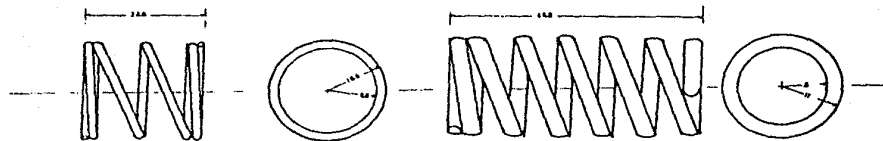
(3) FLECHA DE TRANSMISI3N
 MATERIAL: AL 6062

UNAM-INGENIERIA
 DEPTO. DE FLUIDOS
 Y TERMICA

MULTIHERRAMIENTA NEUMATICA.

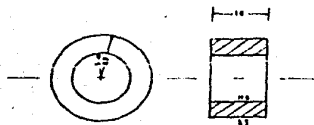
Plano num.:4A. Cantidad 1 de c/u. fecha: 86-V

elaboro: *M. Eduardo Fuentes de Lara*
 esc.: 2:1
 vobo:
 acots.: mm.



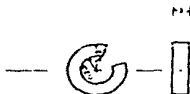
(1) RESORTE DE ACOPLE
 MATERIAL: ACERO ESTIRADO EN FRIO ASTM A227
 ALAMBRE: GALVA 19: 0.0425"
 Diam. exterior: 16 2 espiras.

(2) RESORTE AJUSTE DE PAR
 MATERIAL: ACERO ESTIRADO EN FRIO ASTM A227
 GALVA 19: 0.0425"
 Diam. exterior: 16 3 espiras



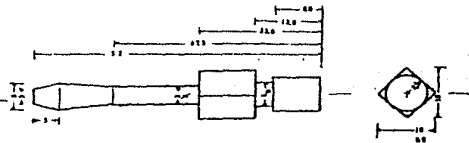
CHUMACERAS
 MATERIAL: BRUNCE AL ESTIAR AL R10 PLANO.

(3)



BIEN PARA PUNTA
 MATERIAL: ACERO INOX. PROBTMOM AIN: (1)
 GALVA 19: 0.0425"

(4)



PUNTA DESARMADE PLANO
 MATERIAL: (1)

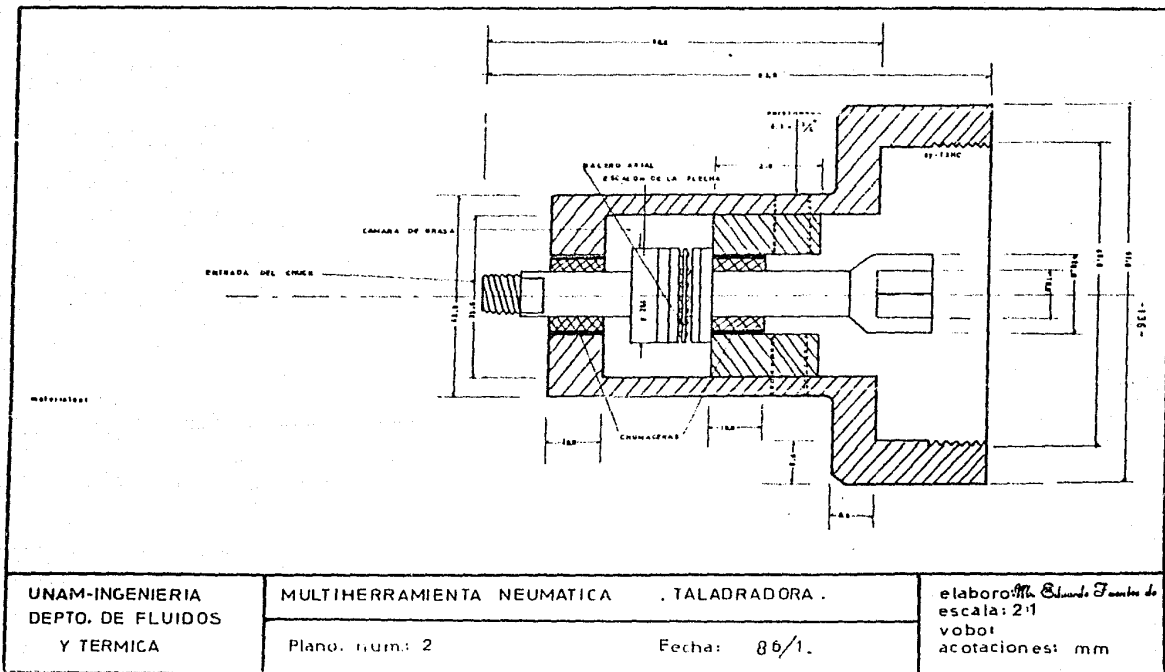
(5)

UNAM-INGENIERIA
 DEPTO DE FLUIDOS
 Y TERMICA

MULTIHERRAMIENTA NEUMATICA

Plano num: 4B Cantidad: 1 de c/u fecha: V-86

elaboro *M. Eduardo Fuentes de Lara*
 esc: 21
 acots: mm
 vobo:



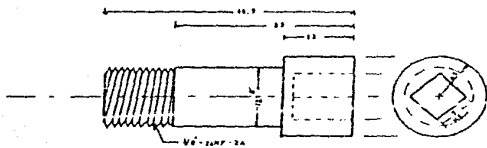
UNAM-INGENIERIA
DEPTO. DE FLUIDOS
Y TERMICA

MULTIHERRAMIENTA NEUMATICA . TALADRADORA .

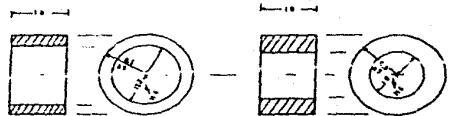
Plano. num.: 2

Fecha: 86/1.

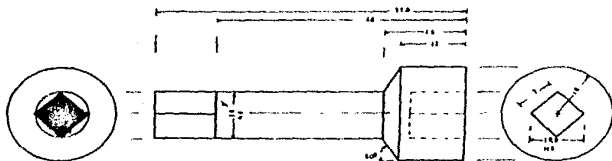
elaboro: *Alfonso Fuentes de la Cruz*
escala: 2:1
vobos
acotaciones: mm



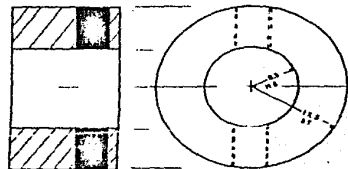
(1) PLACA DE SALIDA AL ENCRU
 MATERIAL: ACERO 431 INOX
 CANTIDAD: 1 PZA.



(2.3) CHUMACERAS
 MATERIAL: BRONCE AL ESTAND
 CANTIDAD: 1 PZA. C/U



(4) PLACA DE ENTRADA DE FUERZA
 MATERIAL: 6063
 CANTIDAD: 1 PZA.



(5) APOYO AXIAL FIJO
 MATERIAL: AL 6063
 CANTIDAD: 1 PZA.

UNAM-INGENIERIA
 DEPTO. DE FLUIDOS
 Y TERMICA

MULTIHERRAMIENTA NEUMATICA.

FLECHAS, APOYOS
 Y CHUMACERAS.

Plano num.: 2A

fecha: 86-V

elaboro *M. Eduardo Fuentes de L.*
 esc.: 2:1
 vobo.:
 acots.: mm.

V.e.Herramientas ergonómicas.

Las recomendaciones que se deben considerar en el diseño de herramientas neumáticas, deben ser tales que, permitan una manipulación más natural, disminuyendo la fatiga del operario. Por medio de un fácil asimiento y operación, bajo peso y un reducido nivel de ruido, teniendo como consecuencia un aumento en la productividad.

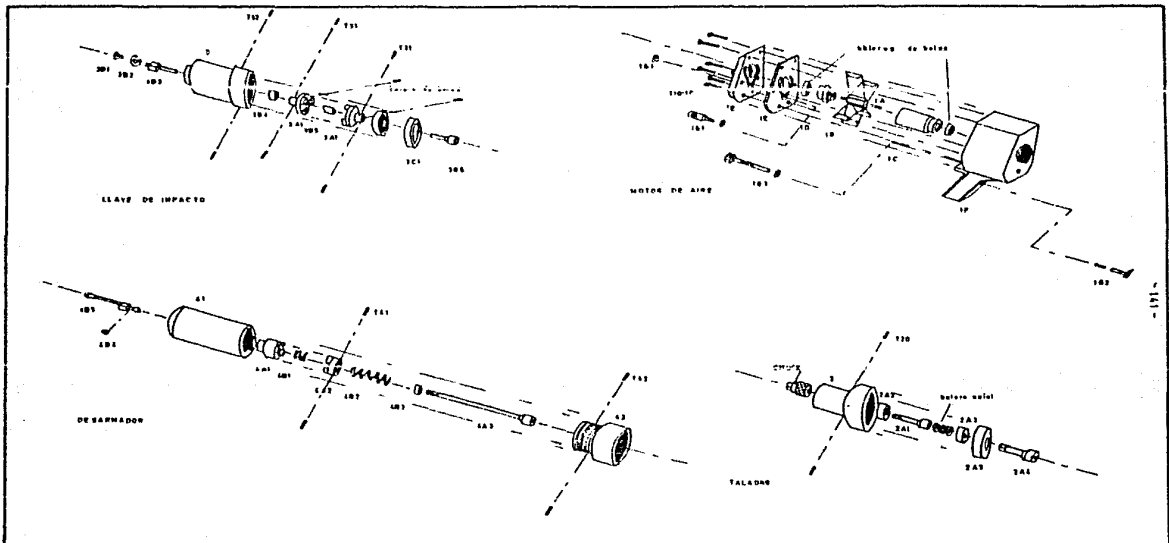
Los siguientes puntos son fundamentales para la construcción de las herramientas neumáticas;

- La mano entera deberá ser capaz de asir la herramienta sin necesidad de contorsiones, incómodas, que no permitan el control de ésta.
- Evitar ángulos poco naturales, para la muñeca de la mano. Cuidando las inclinaciones muy pronunciadas de la herramienta con respecto al centro de línea del punto de trabajo.
- La presión aplicada a la punta de la herramienta, deberá ser ejecutada lo más cerca posible de la línea que pasa a través del antebrazo, la raíz del pulgar y el centro de línea del punto de trabajo. Esto permite la relajación en la tensión de los dedos.
- La parte media de los dedos tiene más fuerza que en los extremos, por lo tanto, para hacer funcionar el gatillo o válvula de admisión, se recomienda usar esta parte media de los dedos.

L I S T A D E P A R T E S .

<u>No. Parte</u>	<u>Cantidad</u>	<u>Nombre y descripción.</u>
1A	1	Rotor Material:Al-6063
1B	5	Aspa " :Lexan o Merlón
1C	1	Soporte del rotor ,Al-6063
1D	1	Tapa del soporte , "
1E	1	Tapa del maneral , "
1F	1	Maneral , "
1G1	1	Empaque ,lactosa
1G2	1	Regulador de presión,Al-6063
1G3	1	Direccionador de giro, "
1G3A	1	Perilla del direccionador"
1G4	1	Gatillo ,Lexan o Merlón
1G5	1	Resorte del gatillo ,2.5 espiras.
T10	6	Tornillo 1/8"-40Nc-7/8"-cabeza redonda
R1	2	Rodamiento de bolas(DI:1,DE:3.5,A:1)
J1	1	Junta de maneral (LE) espesor:0.5 mm
2	1	Carcasa de taladradora , Al-6063
2A1	1	Flecha de salida al chuck,acero.
2A2	1	Chumacera de salida ,Bronce.
2A3	1	Chumacera de entrada, "
2A4	1	Flecha de entrada,Al-6063.
2A5	1	Apoyo axial fijo , "
R2	1	Rodamiento axial (DI:1,DE:1.7,A:0.6)
CH1	1	Chuck de tres mordazas. 3/8"-24NF-(0,1/4")
T20	2	Prisionero 1/4"-20NC-1/2"
3	1	Carcasa de llave de impacto,Al-6063
3A	2	Martillo ,Lexan o Merlón.
3B1	1	Tornillo de sujeción de retén ,acero.
3B2	1	Anillo retén,acero.
3B3	1	Flecha de salida,acero.
3B4	1	Chumacera,bronce.
3B5	1	Husillo separador,Al-6063.
3B6	1	Flecha de acoplamiento al motor,Al-6063.
Accl	1	Juego de dados,entrada 1/2"

<u>No. Parte</u>	<u>Cantidad</u>	<u>Nombre y descripción</u>
T31	6	Prisionero 1/8"-40NC-1/4"
T32	2	Prisionero 1/8"-40NC-11/16", 3/4"
41	1	Carcasa móvil, Al-6063.
42	1	" Fija , "
4A1	1	Martillo de salida, Lexan.
4A2	1	" fijo , "
4A3	1	Flecha de transmisión, Al-6063.
4B1	1	Resorte de acople, acero.
4B2	1	Resorte ajuste de par, acero.
4B3	1	Chumacera, bronce.
4B4	1	Retén para punta, acero.
4B5	1	Punta desarmador plano, acero.
T41	2	Prisionero 1/8"-40NC-3/8"
T42	2	" " " "



-101-

UNAM-INGENIERIA DEPTO. DE FLUIDOS Y TÉRMICA	MULTIHERRAMIENTA NEUMÁTICA. DESPIE E 1,2,3 Y 4	elaboro: <i>Dr. Eduardo Fuentes de Haro</i> esc: vobo: acots:
	Plano num: 5.	fecha: 86-V

CONCLUSIONES

La fabricación de cada una de las piezas propuestas, puede hacerse en un taller que tenga: fresadora vertical, torno horizontal, taladradora, machueladora, sierra cinta, cepillo y mortajadora. Además de un taller de fundición, con equipo metalográfico, para preparar la aleación en base a aluminio, así como hornos con control de temperatura para el tratamiento de las piezas.

Las aleaciones a base de aluminio-zinc de la serie 7 tienen alta resistencia mecánica a la corrosión, tienen buena maquinabilidad. Estas aleaciones desarrollan las más altas propiedades tensiles que se pueden obtener en las aleaciones de aluminio y en especial la aleación 7178-T6, para ser maquinado es ideal para la herramienta propuesta, pudiendo sustituir a la aleación 6063 que tiene bajo contenido en cobre y una menor maquinabilidad. En base a lo anterior se tiene una mayor versatilidad en la sustitución de materiales, para el equipo propuesto.

Se desarrollaron expresiones para:

- La variación del área que presenta un aspa al girar alrededor del rotor.
- El volumen variable de la cámara de aire.
- El par debido a la presión de aire en una cámara.
- Para la fuerza de fricción existente en estator-aspas y rotor-aspas.

- El momento de inercia de masa para el conjunto rotor-aspas.
- Velocidad angular y gasto del motor de paletas deslizantes.
- Eficiencia, termodinámica y mecánica.

De lo anterior fue posible hacer un análisis de los factores que intervienen en el funcionamiento del motor neumático.

Conociendo cada una de las partes de que consta el motor, así como la función que lleva dentro de la operación, fue posible dar las geometrías de estas piezas, de tal manera que sea más eficiente desde el punto de vista mecánico y termodinámico, aprovechando las ventajas de los modelos convencionales, como la conjunción de las válvulas de regulación de presión, de cambio de giro, gatillo reversible y embragues, en un solo motor y nuevos arreglos o diseños propuestos en este trabajo como son:

- Toberas a la entrada de aire en el motor.
- Colocación estratégicas de toberas para evitar pulsos extremos.
- Contenedor o estator único sellado.
- Manejo de aditamentos de manera sencilla.
- Mínimo número de piezas por aditamento y motor.
- El diseño de las aspas, para que éstas aseguren un sello entre cámaras.
- Conducto de entrada en forma de voluta, para aprovechar y transformar la energía por presión del aire, en energía por velocidad.

Las características generales principales del motor neumático, están dadas por parámetros tales como la presión a la entrada, gasto de aire, revoluciones por minuto y potencia. Pero como éstas varían conforme uno de estos parámetros cambia, es necesario especificar las características nominales para este sistema:

Dispositivo	Longitud	Peso(Kgrms.)	Presión(Mpa)	Manguera(p)
Taladro.	9.3 cms.	0.2282	0.5	1/4"
Esmeril.	9.3 "	0.2282	0.5	"
Llave de IMP.	10.35 "	0.5337	0.5	"
Desarmador.	15.8 "	0.4668	0.5	"
Motor.	13.0 "	3.4651	0.5	"

Gasto	Velocidad(RPM)	Ptencia(HP)
0.003 m ³ /seg.	2300	1/2

Igualmente se ha considerado la comodidad en la manipulación, por parte del operario, al tomar en cuenta la fuerza en la parte media de los dedos, aplicada directamente sobre la línea que pasa por el eje del punto de trabajo, considerando aplicación de la fuerza del conjunto antebrazo-muñeca-base del pulgar.

Por otra parte, el desglose de información tanto de los motores de aire, así como la de las herramientas neumáticas y su funcionamiento, nos da un pequeño acervo, para posteriores trabajos.

B I B L I O G R A F I A .

- Compressed air Handbook, Compressed air and gas institute. 2a. Edición. Mc Graw Hill.
- Compressed air and gas Data, Ingersoll-Rand, Charles W. Gibbs. 2a. Edición.
- Energía mediante vapor y aire, Severns.
- Catálogos Uryu de herramientas, Uryu Seisaku, LTD, Japan
- Catálogo Thor de herramientas, Stewart-Warner, Illinois E.U.
- Catálogo Cleco de herramientas, Dresser international S.A., USA
- Metals Handbook, Metals no ferrosos.
- Manual del aire comprimido. Pokorny.
- Diseño en ingeniería mecánica, Shigley Mitchel 4a. Edición, Mc Graw Hill.
- Diseño de elementos de máquinas, M. Faïres 1.a. Edición .Montaner y Simon S.A. Editores.

- Manual de ingeniero mecánico, Marks, Mc Graw Hill.

- Mecánica de fluidos, Frank m. White.
1a. Edición. Mc Graw Hill .

- Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas, Claudio Mataix. 2a. Edición .Harla.

- Ingeniería termodinámica, Reynolds y Perkins.
1a. Edición. Mc Graw Hill.

- Termodinámica, J.P. Holman
2a. Edición, Mc Graw Hill.

- Introducción a la Mecánica de sólidos, Egor P. Popov
4a. Edición. Limusa.

- Introducción a la Metalurgia Física, Sydney H. Avner
2a. Edición Mc. Graw Hill.

- Materiales de Ingeniería y sus aplicaciones, Richard A. Paul K. Trojan, 1a. Edición Mc Graw Hill.

- Interpretación de dibujo Mecánico, Coover y Helsel.
1a. Edición. Mc Graw Hill.

- Dibujo en Ingeniería, Guiseke, Mc Graw Hill.

- Manual de fórmulas técnicas , Kurt Gieck
18a. Edición. Representaciones y servicios de Ingeniería S.A.

- Normas y Tolerancias, Dirección General de Educación tecnológica Industrial, DGETI, 1a. Edición, CECSA.

MACHINE DESIGN, How motors compare, Nov. 26-1981
94-98 pag.

" , Fluid Motors, Sept. 18-1980
166-167 pag.

" , Air Motors, D.K. Skoog, Sept. 18-1980
66-68 pag.

" , Tips on Selecting Air Motors
J.R. Webb, March 18-1971, 66-68.

ENGINEERING LONDON, Fenner Range of Vane Air Motors
vol 225 #3 March 1985

CHEMICAL ENGINEERING, Air-Motor drives for small pumps
Rogers Simnett, Dec. 12-1983, 73-75 - vol. 90

Machine Design , Fluid Motors, Sept. 27, 1979
176-177 pag.

MACHINE DESIGN, Turbine Air Motors Shed Their High-Cost
image, Robert G. Graham. Nov. 26-1981, 93-98 pag.

MACHINE DESIGN, Which type of Fluid motor?, Sep 30-1976
175-177 pag.

AUTOMOTIVE ENGINEERING, Telemetry Aids Rotatory Engine
study , Ja-78, 44-48.

- MEMORIAS DEL IV CONGRESO DE INGENIERIA, Diseño de un expansor de paletas deslizantes. Pierre Louis Marec.
Pág. 52-55

- GAS AND OIL POWER, Vol. 64,63-1971,1967

- JOURNA OF ENGINEERING FOR GAS TURBINES AND POWER
Vol. 106-1,2,3,4 -1985

- EL AIRE COMPRIMIDO EN LAS MAQUINAS HERRAMIENTAS, Millan Lavin

- INDUSTRIAL ENGINEERING, Vol. 5, sept.-1973, Pág. 45

- PLANT ENGINEERING, Vol. 27 # 7 abril-1973, Pág. 92-95