

427 162



19 60 37

P.- 57.726

1008

MEMORIA DESCRIPTIVA

F25B, F24F

para solicitar PATENTE DE INTRODUCCION por 10 años

a nombre de THOMAS C. EDWARDS

de nacionalidad norteamericana

residente en Casselberry, Seminole, Florida, Estados Uni
dos de América.

por: "PERFECCIONAMIENTOS INTRODUCIDOS EN UN DISPOSITIVO
DE REFRIGERACION"

(Clase Internacional F25b, F24f)



FUNDAMENTOS DE LA INVENCION

La presente invención se refiere a un sistema perfeccionado de acondicionamiento de aire, particularmente adecuado para requisitos de enfriamiento de media capacidad, tales como en el acondicionamiento de aire en automóviles.

Los sistemas de acondicionamiento de aire actualmente en uso en automóviles emplean un sistema de refrigeración en dos fases. Los componentes son complicados, y también costosos. Por ejemplo, el compresor de vapor-líquido del sistema usual viene en varias variaciones (plato oscilante, cigüeñal-corredera), todas las cuales contienen muchas piezas de tolerancia ajustada y requieren cierres herméticos de alta presión contra la contaminación y fuga de refrigerante. Tales sistemas requieren también dos intercambiadores de calor líquido-vapor a aire, con problemas similares. Los sistemas usuales requieren también una válvula de expansión y un cierto número de tuberías de refrigerante a alta presión, y los accesorios adecuados. En el lado evaporador se han de disponer medios independientes para conducir el aire desde el espacio refrigerado alrededor de los serpentines del evaporador hasta el área a enfriar.

Los dispositivos de refrigeración con fluido único no son nuevos. Por ejemplo, el ciclo llamado "de aire denso" (un ciclo Brayton inverso cerrado) ha sido conocido durante años, y se usaba anteriormente, principalmente en maqui



naria grande de pistón alternativo. Este sistema se ha aban-
donado desde hace mucho para fines comerciales, debido al
gran tamaño requerido para proporcionar incluso una canti-
dad moderada de enfriamiento.

5

RESUMEN

Un objeto de la presente invención es proporci-
onar un dispositivo de refrigeración con fluido único, de
tamaño compacto, para cumplir con requisitos de enfriamien-
to moderados, tales como se presentan para usos en automó-
viles, así como para otras aplicaciones.

10

Otro objeto es proporcionar un dispositivo de re-
frigeración compacto con fluido único, de construcción re-
lativamente barata en comparación con los sistemas usuales
en dos fases actualmente en uso.

15

Otro objeto de la invención es proporcionar me-
dios para usar en una bomba o un compresor rotativos, para
aumentar el desplazamiento efectivo de los álabes, para ha-
cer posibles unas capacidades aumentadas de manipulación
de fluidos.

20

La Fig. 1 es una vista en perspectiva, en despie-
ce ordenado, de una realización de la presente invención.

La Fig. 2 es una vista en sección recta a través
del rotor y estator de la realización preferida de la pre-
sente invención.

25

La Fig. 3 es una representación gráfica de la cur-



-3 30

va P-V de la realización preferida que se muestra en la Fig. 2.

La Fig. 4 es una representación gráfica de la curva T-S de la realización preferida que se muestra en la Fig. 2.

La Fig. 5 es una vista diagramática, a través del rotor y estator, de otra realización de la presente invención, mostrando diagramáticamente una lumbrera de salida móvil de un intercambiador de calor.

La Fig. 6 es una vista diagramática, a través del rotor y estator, de otra realización de la presente invención que incluye medios de corredera ajustables dentro del núcleo del rotor, para suministrar fluido enfriado al lado de expansión del dispositivo.

La Fig. 7 es una vista diagramática, a través del rotor y el estator, de otra realización de la presente invención, donde el eje del rotor está desplazado excéntricamente como otro medio de compensar el volumen VHXE.

La Fig. 8 es una vista diagramática, a través del rotor y estator, de otra realización de la presente invención, estando situado el rotor dentro de un estator asimétrico, con lo que se proporciona aún otro medio de compensación de VHXE.

La Fig. 9 es una representación gráfica de la curva P-V de un diseño sin compensación de VHXE.

La Fig. 10 es una representación gráfica de la curva T-S de un diseño sin compensación de VHXE.

La Fig. 11 es una vista diagramática, a través del rotor y el estator, de la realización preferida de la presente invención y los conductos asociados de toma y escape, equipados con deflectores y medios para captación y utilización de la humedad, y mostrando medios de sollicitación de álabes por banda de muelle.

Las Figs. 12 y 13 son vistas en sección recta parcial, a través del rotor y el estator, que indican el desplazamiento de una masa dada de aire en 45° de rotación del rotor.

La Fig. 14 es una vista en sección recta que muestra una lumbrera móvil de escape.

15

FUNCIONAMIENTO DEL DISPOSITIVO

La Fig. 1 muestra una vista "en despiece ordenado" del dispositivo básico de la invención y sus componentes relacionados. El estator 1 del dispositivo se mecaniza de tal manera que las paredes interiores sean muy paralelas. La sección recta del interior del estator tiene una forma sustancialmente elíptica. El estator 1 se construye con una serie de lumbreras que están especialmente situadas con el fin de permitir que el aire fluya por ellas en diversos momentos, en la secuencia apropiada. El rotor 4 está provis-



to de una serie de ranuras 5 dispuestas axialmente en el rotor, y que reciben a los álabes 6. Las ranuras se disponen simétricamente alrededor de la circunferencia del rotor, y en estas ranuras se ajustan los álabes 6 deslizantes. Estos álabes se mantienen en contacto, durante la rotación del rotor, por una presión que actúa hacia fuera desde el núcleo 7 del rotor. Esta presión se puede establecer mediante una fuente exterior de presión (método común en la técnica), por unos medios interiores de cojín de aire, descritos en la patente de los EE.UU. nº 3.434.655, o mediante una banda 101 elástica que se puede expandir hacia fuera, como se muestra en la Fig. 11. Se cree que la banda 101 es nueva, y será descrita en detalle más adelante. En la Fig. 1 no se muestran las dos placas finales que están provistas de rodamientos y cierres de eje, y dichas placas mantienen firmemente al conjunto rotor-álabes en su lugar en el interior del estator, de manera usual. El intercambiador 8 de calor, de tubos de aletas, está conectado directamente (o a través de un simple colector que no se muestra) a las lumbreras 9 de entrada y 10 de salida del intercambiador de calor, que están mecanizadas en el estator.

El conductor 11 de aire, que se muestra esquemáticamente en la Fig. 1, sirve para separar el aire caliente de entrada, indicado por la flecha marcada 12, del aire enfriado indicado por la flecha marcada 13 que pasa al espa-

cio que se está enfriando. Como se muestra en la Fig. 11, la pata 102 de salida del conducto de aire puede estar provista de diversos deflectores 103 que atrapan a la humedad condensada o congelada, indicada como partículas 104, y
5 amortiguan el ruido de las lumbreras. Estos deflectores se rán descritos en más detalle más adelante.

El rotor 4 está accionado por una fuente de energía exterior (en la descripción siguiente se supone una rotación contraria a la de las agujas del reloj). El aire de
10 entrada fluye a un segmento de volumen de álabe rotatorio (indicado como VNLT) debido a la presión atmosférica y a la expansión de VNLT, estando definido tal segmento de vo-
lumen de álabe como un álabe 14 anterior y un álabe 15 posterior. Según gira el rotor un total de $360/Z^{\circ}$, donde Z es
15 el número de álabes (45° para la máquina de 8 álabes que se muestra), desde VNLT hasta el Volumen de Comprensión, indicado como VOC, se alcanza un volumen máximo. El borde posterior del segmento de volumen de álabe, VOC, definido por
20 el álabe 14, pasa justamente entonces por la última lumbrera 3 de salida.

Durante otra rotación de 45° , el segmento de vo-
lumen de álabe es comprimido hasta el Volumen de Intercam-
biador de Calor, lado de Comprensión (indicado como VHXC).
En este punto, el álabe 16 anterior que define VHXC pasa
25 la lumbrera 9 de entrada al intercambiador de calor, y el



-3 JUN. 1974

volumen de aire calentado y comprimido es sacado por bombeo de VHXC y al intercambiador 8 de calor, a medida que el rotor continúa girando otros 45° . Algo del aire comprimido es arrastrado por el Volumen de Tolerancia (indicado como V9 C) situado entre las lumbreras 9 de entrada y lumbreras 10 de salida del intercambiador de calor. El calor del aire comprimido es parcialmente rechazado luego, a medida que es bombeado por el intercambiador de calor.

Durante el curso de la comprensión a la izquierda (según se vé en la Fig. 2), el segmento de volumen de álabe a la derecha, definido ahora por el álabe 17 y el álabe 18, y llamado el lado de Expansión de Volumen del Intercambiador de Calor (indicado VHXE), ha estado admitiendo el aire relativamente enfriado procedente del intercambiador de calor. Luego, el aire enfriado contenido en VHXE es expandido, y por ello enfriado mucho, a medida que VHXE se expande durante la siguiente rotación de 45° del segmento de volumen de álabe, hasta la posición llamada Volumen de Expansión (indicada como VOE) y definida por el álabe 19 anterior y álabe 18 posterior. Este proceso de expansión recupera una gran fracción del trabajo inicial de comprensión que tuvo lugar en el lado izquierdo del dispositivo.

Los siguientes 90° de rotación del rotor desplazan el segmento de volumen que se está considerando, desde VOE hasta el Volumen de Escape (indicado como V9OE), y esto



fuerza al aire enfriado a salir por las lumbreras 20 de es
cape al espacio que se está enfriando.

Una revolución completa del rotor 4 lleva a una
carga de aire a través de un ciclo de enfriamiento abierto
5 completo, según se indica por la trayectoria a-b-c-d-e-f-g-a
en las Figs. 3 y 4. Durante una revolución de 360° el dispo
sitivo efectúa las siguientes funciones:

1. aspira aire ambiente,
2. comprime y calienta el aire,
- 10 3. bombea al aire caliente a través del intercam
biador de calor, con el fin de enfriarlo,
4. expande el aire de enfriamiento, a relativa-
mente alta presión, hasta la presión atmosfé
rica, reduciendo considerablemente su tempera
15 tura y recuperando trabajo de compresión, y
5. impulsa y hace circular el aire enfriado al
espacio que se está enfriando.

La anterior descripción ilustra en base cualita-
tiva las ventajas de este nuevo y novedoso sistema. Se pue
20 de demostrar en base analítica que el dispositivo es capaz
de suministrar cantidades sustanciales de energía de en -
friamiento, en tamaños pequeños. El siguiente análisis,
que ha sido substanciado por experimentación, prueba analí
ticamente la utilidad de una realización del dispositivo
25 descrito.



APRECIACION TEORICA DEL RENDIMIENTO DEL DISPOSITIVO

El siguiente análisis contiene estas suposiciones y restricciones físicas:


1. El aire se comporta como gas ideal,
- 5 2. Los flujos de aire se consideran esencialmente estacionarios,
3. Se desprecian las pérdidas de presión pequeñas y el rozamiento mecánico,
4. Los cambios de energía cinética son desprecia
- 10 bles.

(Nota: aunque este análisis considera al aire como el fluido de trabajo, no está limitado a él).

El rendimiento (capacidad de enfriamiento y coeficiente de rendimiento) de un dispositivo de refrigeración dado, según se describe, se puede predecir por un análisis de sistema basado en la primera ley de la termodinámica. La termodinámica en estado estacionario del dispositivo depende primordialmente del contorno del interior del estator 1 respecto al eje 2l del rotor, de la situación física de las diversas lumbreras, y del número de álabes usado. También influyen otros parámetros, tales como las condiciones ambiente.

La capacidad de enfriamiento se define aquí como el producto del cambio total específico de entalpía conseguido entre las corrientes de aire de entrada y salida

-3



que pasan por el dispositivo, y el caudal másico de la corriente de aire. Es decir:

$$QCAP = \dot{m}(h_i - h_o)$$

$$QCAP = \dot{m}C_p(T_i - T_o) \quad (1)$$

5

10

donde QCAP es la capacidad de enfriamiento dada en base al caudal, \dot{m} es el caudal másico de aire a través del sistema, T_i es la temperatura de la corriente de aire de entrada, y T_o es la temperatura de la corriente de aire de salida. C_p es el valor específico del aire a presión constante.

15

20

25

Suponiendo que se conoce la temperatura del aire de entrada, el problema es el cálculo de la temperatura de salida, T_o , y del caudal másico de aire \dot{m} . El caudal másico se puede deducir en función de las condiciones ambiente de entrada, máximo volumen de entrada y velocidad de funcionamiento. La temperatura de salida, T_o , se puede hallar considerando los cambios de estado por los que pasa el aire que ocupa algún segmento de volumen representativo, a medida que el rotor gira según un ciclo completo típico tras haberse alcanzado el funcionamiento estacionario. El primer proceso para cambiar el estado del aire de entrada es el proceso de compresión que tiene lugar a medida que el volumen de entrada máximo, VOC , disminuye hasta el volumen de entrada al intercambiador de calor, lado de compresión,



-3

VHXC, a medida que el rotor gira. La temperatura del aire que ocupa este volumen puede ser calculada a partir de las relaciones politrópicas reversibles tales como

5

$$THXC = TNL1T (VOC / VHXC)^{n-1} \quad (2)$$

donde THXC es la temperatura del aire en VHXC, y n es el índice politrópico del proceso.

Inmediatamente después de alcanzar VHXC, como se vé en la Fig. 12, el álabe 110 anterior pasa la lumbrera 9 de entrada al intercambiador de calor. Lo que suceda ahora a la masa 112 de aire que ocupa VHXC depende de lo que haya estado sucediendo a la generación anterior de cargas de aire a medida que se les hace pasar a través del intercambiador de calor y seguir hasta VHXE, el volumen de entrada lado de expansión, como se muestra en la Fig. 13. Si el volumen VHXE se reduce en la cantidad justamente precisa para compensar el volumen específico disminuido del aire en el lado de expansión del dispositivo (debido al enfriamiento del aire según pasa por el intercambiador de calor), tendrá lugar un proceso sustancialmente a presión constante a medida que VHXC gira, primero hasta V90C y luego más allá hasta VHXE. Las Figs. 12 y 13 muestran estas dos posiciones sucesivas del conjunto rotor-álabe, a medida que el rotor gira 45° (como sucedería para una configuración de ocho álabes). Dado que V90C es muy pequeño en

10
15
20
25



comparación con VHXC y VHXE, la anchura finita de las lumbreras 9 de entrada y lumbreras 10 de salida del intercambiador de calor tiene poca influencia sobre el análisis, debido a la pequeña cantidad de masa contenida en V90C.

5 Sin embargo, es importante observar que las lumbreras de entrada y salida del intercambiador de calor nunca están en comunicación directa a través de V90C, como se muestra en las Figs. 12 y 13, ya que el aire caliente podría cortocircuitar al intercambiador de calor a través de ese pa
10 so.

Por rotación de otros 45° tras el proceso de entrada, algo de la masa que originalmente ocupaba el segmento de álabe VHXC pasó al intercambiador de calor, y algo de la masa del intercambiador de calor pasó a V90C según
15 se expandía a VHXE. Así se consigue un proceso de sistema cerrado. Aplicando a este proceso la primera ley de la termodinámica:

$${}_a Q_b = {}_a W_b + (U_b - U_a) \tag{3}$$

20 donde ${}_a Q_b$ es la cantidad de calor transmitido desde el sistema durante el proceso de a a b, y ${}_a W_b$ es la cantidad de trabajo realizado por el sistema durante el proceso. U_a y U_b son las energías internas del aire en el sistema.

Suponiendo que la transmisión de calor tenga lugar primordialmente en el intercambiador de calor, se pue
25

-3 AGO 1974

de escribir, por la forma de estado estacionario de la primera ley (despreciando las energías potencial y cinética):

$$Q_{a,b} = (\text{masa por HX}) C_p (THXI - THXO) = C_p (MHXC - M90C) (THXI - THXO) \quad (4)$$

5 donde THXI y THXO son las temperaturas globales de entrada y salida, respectivamente, del aire que atraviesa el intercambiador de calor (HX). MHXC y M90C representan las masas que ocupan VHXC y V90C; las anteriores representaciones se usan consistentemente en los dibujos.

10 Pasando al término de trabajo $W_{a,b}$, se vé que el trabajo hecho por el proceso desde a a b esta dado por:

$$W_{a,b} = \int_{VHXC}^{V90C} p dV + \int_{V90C}^{VHXE} p dV$$

15 donde $p = PHXC$. Dado que se supuso al principio que los procesos de bombeo y transmisión de calor tenían lugar sustancialmente a presión constante, el término de trabajo se reduce a:

$$20 \quad W_{a,b} = PHXC (VHXE - VHXC) \quad (5)$$

Finalmente, los términos de energía interna, U_b y U_a , se pueden escribir como:

25

27-7-74



$$U_a = (MHXC)C_v(THXC) + (M90C)C_v(THXC) + (MHXT)C_v(THX)$$

$$U_b = (MHXE)C_v(THXE) + (M90C)C_v(THXC) + (MHXT)C_v(THX) \tag{6}$$

5 donde C_v es el calor específico del aire a volumen constante, MHXT es la masa total en el intercambiador de calor, y THX es la temperatura global del aire en el intercambiador de calor.

10 La sustitución de las Ecuaciones (4), (5) y (6) en (3) produce:

$$C_v(MHXC - M90C)(THXO - THXI) = PHXC(VHXE - VHXC) + C_v(MHXE)(THXE) - C_v(MHXC)(THXC) \tag{7}$$

15 Bajo condiciones de estado estacionario, no se acumulará ni agotará ninguna masa del intercambiador de calor. Es decir, MHXE será igual a MHXC. Además, es totalmente razonable suponer que YHXI es igual a THXC. Por tanto, la Ecuación (7), tras despejarla para THXE, se convierte en:

20

$$THXE = THXC + (1,0 - M90C/MHXC)(THXO - THXC) \tag{8}$$

Dado que se ha supuesto que el proceso tiene lugar a presión constante, y usando la definición de gas ideal, la Ecuación (8) se puede simplificar más a:

25

$$THXE = THXC + (1,0 - V90C/VHXC)(THXO - THXC) \tag{9}$$

27-7-74

-3
10
AGG 1974

Las Ecuaciones (8) y (9) son dimensionalmente homogéneas, y se pueden comprobar más considerando dos condiciones limitadoras conocidas.

5 1. Cuando el volumen de arrastre, V_{90C} , es cero la Ecuación (9) da:

$$THXE=THXC,$$

10 que es el resultado esperado, debido a que la temperatura del aire que pasa a $VHXE$ solo sería función de la temperatura de salida del intercambiador de calor, $THXO$.

2. Cuando $THXO$ es igual a $THXC$ (ninguna transmisión de calor), la Ecuación (9) da:

$$THXE=THXC,$$

15 que es, de nuevo, el resultado esperado, ya que en este caso no se transmite calor.

Así se ha desarrollado una expresión para predecir la temperatura lado de expansión del aire en el dispositivo refrigerador, tras pasar la lumbrera 10 del intercambiador de calor, en función del tamaño de la unidad y de la temperatura de salida del intercambiador de calor. Ahora que se dispone de $THXE$, la temperatura final de salida del aire del dispositivo ($TOLT$) se puede hallar a partir de las relaciones politrópicas, como:

20

$$TOLT=THXE(VHXE/VATM)^{N-1}$$

(10)



donde V_{ATM} es el volumen correcto al que se ha de expandir el segmento de volumen de masa de aire de entrada original (VOC) para alcanzar justamente la presión atmosférica y hacer así mínimo el ruido de la lumbrera de escape.

5 Ahora se deriva el caudal másico de aire, m , como:

$$m = (\text{densidad del aire de entrada}) \cdot (\text{máximo caudal volumétrico}) = p_i \text{VOC} \quad (11)$$

10 donde $p_i = v_i/RT$ por la ley de los gases ideales (donde R es la constante de los gases), y $\text{VOC} = NZ(\text{VOC}-V_{90E})$. Aquí N es la velocidad de funcionamiento (rev/min) y Z es el número de segmentos de álabe. V_{90E} es el mínimo volumen de arrastre de escape. Así, la Ecuación (10) se puede escribir como:

15
$$m = NZP_i/RT_i (\text{VOC}-V_{90E}) \quad (11)$$

Ahora que se dispone de T_o y m se puede calcular la capacidad de enfriamiento, $QCAP$, especificando las condiciones de entrada, geometría de la unidad y velocidad de funcionamiento.

20 Finalmente, se derivará la expresión para el Coeficiente de Rendimiento (COP). El COP de un sistema de refrigeración se define como:

$$\text{COP} = \frac{\text{Efecto de enfriamiento}}{\text{Trabajo requerido}} = \frac{QCAP}{\text{WORK}} \quad (12)$$

25 Aquí se considera que el trabajo requerido, WORK , es el



trabajo p-v de la máquina, despreciando el rozamiento. Por tanto, se puede escribir:

$$\text{WORK} = \text{WORKC} - \text{WORKE} \quad (13)$$

5 donde WORKC es el trabajo de comprensión y WORKE es el trabajo de expansión. A partir de relaciones termodinámicas bien conocidas para la comprensión y expansión politrópica, se tiene:

$$\text{WORKC} = \left(\frac{n}{n-1} \right) (\text{PNLT}) (\text{VOC}) \left(1 - \left(\frac{\text{VOC}}{\text{VHXC}} \right)^{n-1} \right)$$

10

$$\text{WORKE} = \left(\frac{n}{n-1} \right) (\text{PNLT}) (\text{VOE}) \left(1 - \left(\frac{\text{VOE}}{\text{VHXE}} \right)^{n-1} \right) \quad (14)$$

Así, se dispone ahora de todas las relaciones requeridas para predecir las características de funcionamiento de un dispositivo dado enfriado con compensación de volumen (VHXE). Estas relaciones han sido programadas en un ordenador digital, y los resultados de una experiencia de ejemplo se presentan en la Tabla I.

15

20

TABLA I

Resultados de ordenador

Dispositivo de refrigeración con compensación de VHXE

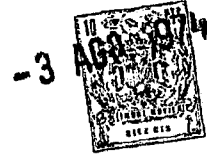
| | <u>Geometría física (Tamaño)</u> | <u>Rendimiento</u> |
|----|----------------------------------|--------------------|
| | Longitud: 152mm | QCAP: 1090 kcal/hr |
| | Diámetro principal 152mm | COP: 2,80 |
| 25 | Angulo elipsoidal: 35° | |
| | Diámetro del rotor: 125mm | |

3 220. 1974

5 Por la Tabla I se vé que una unidad bastante pequeña puede producir sustanciales efectos de enfriamiento teórico trabajando a una velocidad modesta. Se ha construído y ensayado un modelo de diez álabes, y el rendimiento real del dispositivo, excluyendo los efectos del rozamiento mecánico, se aproxima mucho a estos resultados teóricos.

10 En este punto se ha de recalcar de nuevo que en el análisis anterior se supuso que no había caída de presión desde el lado de compresión en VHXC al lado de expansión en VHXE. Es decir, se ajustaba VHXE para compensar la contracción del gas relativamente más frío en el lado de expansión. Para obtener el máximo rendimiento del dispositivo descrito, es imperativo que se mantenga en un mínimo la caída de presión real.

15 La cantidad de trabajo de expansión que es recuperable depende directamente de la presión desde la que empieza la expansión (véase Ecuación (13)). Si por cualquier razón se disminuye PHXC del valor obtenido en el lado de compresión, se conseguirá algo menos que la máxima recuperación de trabajo, y la mínima temperatura baja que se puede conseguir (TOLT) se verá aumentada, limitando así directamente la capacidad de enfriamiento QCAP, como se muestra por las Ecuaciones (10) y (1). La siguiente parte de este análisis presenta de manera cuantitativa los efectos de no compensar apropiadamente la disminución de volumen específico que tiene



lugar en el lado de expansión.

APRECIACION TEORICA DEL RENDIMIENTO DEL DISPOSITIVO SIN COMPENSACION DE VHXE

5 Considerése para mayor sencillez un interior de es tator simétrico con el eje del rotor coincidiendo directamente con el eje central del estator, con la lumbrera de entrada del intercambiador de calor situada simétricamente opuesta a la lumbrera de salida del intercambiador de calor (que no se muestra en los dibujos).

10 Para empezar este análisis, considérese la conser vación de la masa: bajo condiciones de funcionamiento en es tado estacionario, la cantidad media de masa que ocupa el intercambiador de calor no cambiará. Por tanto, la cantidad de masa en el lado de compresión del dispositivo ha de ser igual a la cantidad de masa en el lado de expansión. Esto se puede expresar como $MHXC = MHXE$, y en términos de un gas perfecto se tiene:

$$\frac{(PHXC)(VHXC)}{R(THXC)} = \frac{(PHXE)(VHXE)}{R(THXE)}$$

20 Despejando PHXE se tiene:

$$PHXE = (PHXC) \frac{(VHXC)(THXE)}{(VHXE)(THXC)} \quad (14)$$


Para la geometría simétrica en consideración, $VHXC = VHXE$, con lo que la Ecuación (14) se reduce a:

$$25 \quad PHXE = PHXC(THXE/THXC) \quad (15)$$

Por tanto, como resultado del enfriamiento, $THXE$ será menor que $THXC$, y por tanto $PHXE$ estará reducido respecto a $PHXC$. Dado que esta presión se reduce, la cantidad de trabajo de expansión disponible disminuye (como se ha discutido antes), reduciendo la capacidad total y el coeficiente de rendimiento.

Para predecir el efecto adverso sobre el rendimiento, resultante de esta pérdida de presión, aplíquese de nuevo la Primera Ley de la Termodinámica.

Las Ecuaciones (1), (2), (3) y (6) aún son válidas por la primera ley. Sin embargo, el término de trabajo W_b es diferente. Supóngase que la pérdida de presión a través del intercambiador de calor es despreciable. Por tanto, la presión dentro del intercambiador de calor ha de ser muy igual a la presión dentro de $VHXE$, que es $PHXE$. Sin embargo, justamente en el momento en que el álabe anterior de $VHXC$ pasa la lumbrera de entrada al intercambiador de calor, igualando así rápidamente la presión en los tres volúmenes $VHXC$, $V90C$ u $VHXE$, y también en el intercambiador de calor. La igualación de presión tiene lugar en un tiempo muy corto, en comparación con el tiempo requerido para que el volumen $VHXC$ disminuya hasta $V90C$. Por tanto, tendrá lugar un proceso de bombeo sustancialmente a presión constante, desde el lado de compresión del dispositivo al lado de expansión, pero a una presión menor, $PHXE$.

-3


Para este caso, el trabajo $W_{a,b}$ se reduce a cero, ya que los volúmenes VHXC y VHXE son iguales y el proceso tiene lugar a presión constante. Por tanto, la Ecuación (5) del análisis anterior se convierte en:

$$C_p (MHXC - M90C) (THXO - THXI) = C_v (MHXC) (THXE) - C_v (MHXC) (THXC) \quad (51/2)$$

Obsérvese aquí que se usa THXI (temperatura de entrada HX) debido a que la temperatura del aire que entra en el intercambiador de calor será algo diferente de THXC, a causa de la expansión desde PHXC a PHXE. Simplificando la Ecuación (5) y despejando THXE se tiene:

$$THXE = THXC + \lambda (1 - M90C / MHXC) (THXO - THXI) \quad (6)$$

31 m

Desgraciadamente, la Ecuación (6') no se puede escribir directamente en función de los volúmenes, como se hizo anteriormente en la Ecuación (7), debido a que tanto MHXC como M90C dependen de las temperaturas y presiones en los respectivos volúmenes.

El examen de las Ecuaciones (5') y (6'), y también (15), revela una interdependencia: PHXE depende de THXE, y THXE depende de PHXE. Estas relaciones implícitas fueron también programadas para obtener una solución, empleando una técnica iterativa para obtener PHXE y THXE.

Una vez disponible THXE se usaron las Ecuaciones (7) a (13)



(con pequeños ajustes que tomaron en consideración PHXE en vez de PHXC) para calcular el rendimiento de una geometría concreta del dispositivo. La siguiente Tabla II presenta los resultados de un conjunto de cálculos para una
 5 unidad del mismo tamaño que en el trabajo anterior (véase la Tabla I como comparación.

TABLA II

Resultados de ordenador

Dispositivo de refrigeración sin compensación de VHXE

| | | |
|----|----------------------------------|--------------------|
| 10 | <u>Geometría física (tamaño)</u> | <u>Rendimiento</u> |
| | Longitud: 152 mm | QCAP: 910 kcal/hr |
| | Diámetro principal: 152 mm | COP: 1,24 |
| | Angulo elipsoidal: 35° | |
| | Diámetro del rotor: 125 mm | |

No solo la capacidad de enfriamiento es de un 20 por ciento menor que en el dispositivo con compensación de VHXE,
 15 sino que el COP se ha reducido a la mitad. (Aunque se requiera más del doble de energía para hacer funcionar el dispositivo sin compensación de VHXE, un COP de 1,24 es considerablemente mejor que el conseguido por las unidades
 20 de acondicionamiento de aire en automóviles, actualmente en servicio).

Las Figs. 9 y 10 son los diagramas P-V y T-S, respectivamente, del diseño sin compensación, y las Figs. 3 y 4, respectivamente, son los diagramas P-V y T-S de un
 25 dispositivo con compensación de VHXE. Los efectos de la

-3
AGU 1974
SECRETARIADO DE ECONOMIA
ESTADOS UNIDOS MEXICANOS

pérdida de presión se pueden ver por comparación de estas cifras. En la Fig. 9, por ejemplo, la cantidad de trabajo de expansión recuperado es evidentemente menor en el caso en que la pérdida de presión en el cambiador de calor se origina por falta de compensación de VHXE. Análogamente, en la Fig. 10, la cantidad de calor transmitido es notablemente menor en el caso del modelo sin compensación.

Ahora que se ha demostrado la importancia de la compensación de VHXE, queda por mostrar cómo se efectúa esta compensación en el dispositivo real.

METODOS DE COMPENSACION DE VHXE

La presente invención se puede realizar por cualquiera de varios métodos por los que se consigue compensación de volumen del lado de expansión.

En la práctica, la única compensación de VHXE realmente necesaria para proporcionar un dispositivo práctico y muy eficaz, usando la construcción antes descrita y que se muestra en las Figs. 1 y 2, consiste en situar las lumbreras 10 de salida de intercambiador de calor en un punto medio de diseño, mientras se trabaje con aire bajo condiciones de temperatura ambiente normal. Sin embargo, también se pueden emplear métodos más precisos para conseguir tal compensación de VHXE.

Uno de tales métodos consiste en reducir el eje principal 120 del lado de expansión del estator, en la can



tividad correcta para hacer que VHXE adopte el valor correcto. La Fig. 8 muestra este enfoque.

Otro método de compensar la densidad aumentada del aire tras pasar por el intercambiador de calor consiste en desplazar el eje del rotor, desde el centro del estator hasta una posición 121 que haga disminuir VHXE en la cantidad requerida. Este enfoque se muestra en la Fig. 7.

Se puede ver que los métodos de compensación de VHXE que se muestran en las Figs. 7 y 8 son simples de conseguir, pero que no es fácil hacer que sean continuamente variables, y por tanto flexibles para ajustarlos a condiciones variables ambientales de entrada (TNLT), PNLT, etc). Por tanto, se ha de elegir algún valor medio único de diseño para el desplazamiento del rotor o decremento del eje principal en el lado de expansión, que ofrezca el mejor rendimiento global. Es concebible que se pudiese construir el sistema de tal manera que el desplazamiento del eje del rotor y/o el decremento del eje principal en el lado de expansión pudiesen ser continuamente variables.

Otro método que consigue compensación de VHXE, en base continuamente variable, con características simples de control, se representa en la Fig. 6. Usando este método, el aire pasa desde las lumbreras 9 de entrada al intercambiador de calor a través del intercambiador de calor, y luego a un paso 123 que conduce a una lumbrera en comunicación



con una cámara 124 hueca dentro del rotor. El aire pasa luego por una ranura 126 definida por dos semicilindros de pared delgada, semicilindro 127 móvil y semicilindro 128 estático, y finalmente por las ranuras 129 radiales del rotor, entre cada segmento de álabe, hasta VHXE. Uno de estos semicilindros que casan, de pared delgada, es capaz de deslizarse circunferencialmente respecto al otro, controlando así el ángulo azimutal por el que las ranuras 129 radiales del rotor comunican con el aire que pasa al interior del rotor.

5

10 Por tanto, se controla eficazmente el tamaño de VHXE.

Este método de compensación de VHXE se puede controlar por una simple disposición de fuelle-palanca calibrada (que no se muestra), que detecta cualquier cambio de presión dentro del intercambiador de calor y desplaza correspondientemente al semicilindro 127.

15

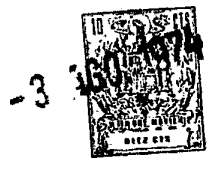
Dado que habría una tendencia a acumulación de presión en el intercambiador de calor debido a que saliese del intercambiador de calor menos masa que la que entrase, el fuelle detector se expandiría ligeramente. Esto haría que una palanca (que no se muestra) hiciese girar al semicilindro 127 móvil en sentido contrario al de las agujas del reloj, para aumentar VHXE, aceptando así más masa del intercambiador de calor y evitando la acumulación de presión. Evidentemente, el mismo proceso de control actuaría de manera inversa, a medida que las condiciones ambiente cambian

20

25

tes causasen una caída de presión en el intercambiador de calor. Esta construcción compensa continuamente las condiciones ambiente cambiantes (así como las velocidades de funcionamiento cambiantes), y permite mantener un rendimiento máximo en amplia gama de condiciones de funcionamiento.

En la Fig. 5 se representa otro método por el que se puede conseguir esta compensación de VHXE continuamente variable. En esta versión del dispositivo, la lumbrera 200 de salida del intercambiador de calor se construye de tal manera que pueda deslizar hacia atrás y adelante, compensando así el VHXE en cuanto a las diferencias de densidad, y manteniendo un rendimiento máximo. Las lumbreras 200 de salida se pueden construir en las placas de los extremos (que no se muestran) o en la pared 201 del estator, en cuyo caso se mecaniza una sección 202 sustancialmente plana sobre el interior de la pared del estator, en las proximidades de la lumbrera de salida del intercambiador de calor, para facilitar un fácil movimiento de deslizamiento y cierre. Esta lumbrera deslizante y cuya situación puede ser cambiada se puede controlar por una simple disposición de fuelle 203 (o por cualquier otro medio conocido en el estado de la técnica), de manera muy similar a la antes discutida, Se puede obtener el mismo resultado de la misma manera que se ha descrito antes, como se muestra en la Fig. 6, haciendo la lumbrera 198 de entrada al intercambiador de calor móvil sobre



la porción 196 plana de la pared del estator. De esta manera se puede cambiar la capacidad real de enfriamiento, debido a que la relación de compresión se cambia moviendo la lumbrera 198 de entrada.

5 Se puede hacer aún otro método para obtener compensación de VHXE, de manera que no solo se ajuste VHXE para compensar los aumentos de la densidad del aire en el lado de expansión, a causa del enfriamiento, sino que también se pueda ajustar el volumen de salida final, VATM, para compensar este aumento de densidad. El ajuste de VOE al valor correcto es muy deseable, debido a que así se puede hacer mínimo el ruido de la lumbrera de salida. Es decir, si el volumen de salida final, VATM, se ajusta de manera que si justamente en el momento en que el álabe anterior de la cámara de álabes de salida final pasa sobre las lumbreras de salida final, la presión del aire contenido dentro de esa cámara ha alcanzado justamente el valor igual a la presión que la rodea, no tendrán lugar estorbos acústicos importantes.

20 La Fig. 14 muestra esta combinación de compensación de VHXE y VOE continuamente variables. Se puede ver aquí que el volumen de salida final, VOF, está controlado por la situación de la pared 203 de lumbrera de salida final, que se puede controlar por cualquier medio conocido en el estado de la técnica. Desde luego, es totalmente posible elegir

algún valor medio de diseño para la situación permanente de la pared de lumbrera de salida final.

Debido a que el dispositivo de refrigeración de la invención es fácilmente capaz de enfriar hasta -34°C un aire de entrada a 27°C, el vapor de agua del aire de entrada húmedo se condensará o congelará durante el enfriamiento. Se han de proporcionar algunos medios para deshacerse de las partículas de agua fría (hielo) del aire de escape, o se creará un estado de congelación en el espacio enfriado en el que se introduce este aire. La Fig. 11 muestra un conducto 93 de toma y un conducto 102 de salida adyacente. Esta es una disposición deseable, por varias razones que se describen a continuación.

En el conducto de entrada se dispone un limpiador 96 del aire para mantener fuera del sistema las impurezas. En el conducto de salida están dispuestos unos deflectores 103 que hacen que el aire indicado por las flechas) siga una trayectoria sinuosa, con lo que las partículas de agua (o hielo) son arrojadas físicamente hacia fuera, contra las paredes 94 del conducto, que a su vez atrapan a tales partículas de manera que puedan ser canalizadas por los agujeros 92 de drenaje a una artesa 90 de recogida. Las partículas de humedad frías así recogidas pueden ser drenadas al agujero 88 de drenaje, o bien, si es necesario, pueden ser circuladas en la camisa 86, más allá del intercambiador de calor, para enfriar más el aire que fluye entre ellas. Es-



tos deflectores se pueden disponer también en oposición armónica para amortiguar el ruido de la lumbrera de salida.

Otra ventaja de situar los conductos de entra y escape uno adyacente a otro es que se puede interponer con
5 venientemente una válvula 84 mezcladora de mariposa, en comunicación entre ellos, con el propósito de usar el aire húmedo de entrada tanto para rehumidificar como para calen
tar parcialmente el aire frío de salida, antes de que sea descargado al espacio a enfriar.

Otra característica nueva que se usa en conjun-
10 ción con el dispositivo refrigerado antes descrito es una banda anular 101 resiliente expandible, elástica o neumati
ca, como se muestra en la Fig. 11. Dicha banda de muelle
ejerce una presión hacia fuera sobre los álabes 82 de movi
15 miento alternativo, a medida que mantienen continuamente un contacto de cierre hermético con las paredes 80 elípticas del estator, durante la rotación del rotor 78, y permite un mayor intervalo de movimiento alternativo radial que el co
nocido anteriormente en la técnica sin uso directo de pue
20 ta a presión en el interior.

Otros sistemas de presión para mantener el con
tacto de los álabes actualmente usados en relación con to
das las formas de compresores y bombas rotativos están li
mitados en cuanto al intervalo de desplazamiento radial que
25 se permite. A su vez, este factor limitativo limita la capa

5 cidad de la bomba o del compresor de tipo rotativo, debido
a que las paredes interiores del estator no pueden estar si
tuadas muy lejos de la superficie exterior del rotor, y por
tanto el volumen de fluido sobre el que se efectúa el tra-
bajo está a su vez limitado. La utilidad de la banda de
muelle se puede reforzar más introduciendo una presión au-
xiliar exterior (procedente del lado de alta presión del -
dispositivo) por la lumbrera 76, al interior de la banda.
La ventaja de usar esta combinación de acción de banda de
10 muelle y presión auxiliar es que se puede usar un material
de banda más ligero, con la resultante reducción de las fuerz
as de frotamiento generadas entre los extremos 74 de álabe
y la pared del estator. Los medios comunes para derivar a
los álabes susceptibles de movimiento alternativo, de una
15 bomba o compresor rotativo, se muestran en la Patente de los
EE.UU. nº 2.739.539 (presión de aire interior) y Patente de
los EE.UU. nº 3.434.655 (cojín de aire interior). Sin em-
bargo, la banda de muelle antes descrita (con o sin presión
auxiliar), o cualquiera de los sistemas de derivación por
20 aire exterior comunes, se puede usar con buenos resultados
en relación con el dispositivo de refrigeración antes des-
crito.

25 Tambien se debe observar que el estator del dis-
positivo descrito puede ser considerado como rotor, y vice-
versa.



- REIVINDICACIONES -

5

Los puntos de invención, propia, no nueva, pe
ro no establecida, practicada, ni divulgada en España,
que se presentan para que sean objeto de esta solicitud
de Patente de Introducción, por DIEZ años, son los que
se recogen en las reivindicaciones siguientes:

10

1ª.- Perfeccionamientos introducidos en un dig
positivo de refrigeración, que comprende, una armazón que
incluye un compresor y un expansor, medios que definen -
lumbrreras de entrada y de salida del expansor, un inter-
cambiador de calor conectado entre la lumbrera de salida
del compresor y la lumbrera de entrada del expansor, abriéndose
la lumbrera de entrada del compresor y la lumbrera
de salida del expansor a, sustancialmente, la presión am-
biente, siendo unitarios el compresor y el expandor y es-
tando contruídos de manera que el fluido aspirado por la
lumbrera de entrada del compresor sea comprimido imperati-
vamente, hecho pasar a través del intercambiador de calor,
a una presión sustancialmente constante y, luego, expandi-
do imperativamente para escapar a través de la lumbrera

15

20

25





19 AGO. 1974

de salida del expansor a baja temperatura, constituyendo dicho paso de fluido un ciclo para dicho dispositivo de refrigeración.

5 2ª.- Perfeccionamientos de acuerdo con la reivindicación 1ª, según los cuales la armazón define una cámara que tiene una sección transversal no circular, miembros extremos que cierran dicha cámara, un rotor montado para girar en dicha cámara, teniendo dicho rotor una pluralidad de álabes movibles, medios de carga de los álabes, para empujar los álabes radialmente hacia fuera, a contacto con la pared de la cámara, por lo que se forma una multiplicidad de cámaras separadas dentro de dicha cámara de estator, estando destinadas dichas cámaras a aumentar y disminuir, sucesivamente, de capacidad al girar el rotor, comunicando una de dichas cámaras separadas con la lumbrera de entrada del estator a la presión ambiente, estando cerrada otra de dichas cámaras separadas y destinada a comprimir fluido en ellas contenido al girar el rotor, comunicando otra de dichas cámaras separadas con la lumbrera de entrada del intercambiador de calor, comunicando otra de dichas cámaras separadas con la lumbrera de salida del intercambiador de calor, estando otra de dichas cámaras cerrada y destinada a expandir fluido existente en ella al girar el rotor, comunicando otra de dichas cámaras separadas con la lum

10

15

20

25

13-8-74

- 33 -



19

brera de salida del estator a la presión ambiente, de manera que un giro de 360° del rotor hace que un segmento de fluido dado, existente entre álabes, pase desde una etapa de admisión a una presión ambiente, a través de una etapa de compresión, por una etapa de intercambiador de calor, por una etapa de expansión y a una etapa de escape a presión ambiente, por lo que sustancialmente todo el calor de la compresión se disipa a través del intercambiador de calor y sustancialmente todo el efecto refrigerante de la expansión se comunica al fluido que está siendo evacuado en la lumbrera de escape del estator.

3ª.- Perfeccionamientos de acuerdo con la reivindicación 1ª, según los cuales la lumbrera de salida del intercambiador de calor está situada de manera que el volumen de fluido definido por los álabes inmediatamente a cada lado de dicha lumbrera de salida, en un punto dado de la rotación, tiene un valor adaptado para aceptar la misma cantidad de masa de fluido que entró por la lumbrera de entrada al intercambiador de calor en dicho punto dado de la rotación.

4ª.- Perfeccionamientos de acuerdo con la reivindicación 3ª, según los cuales dicha lumbrera de salida del intercambiador de calor está en una situación fija, calculada para un intervalo normal de condiciones ambiente, con lo que se proporciona un dispositivo con com



19 APR 1974

pensación aproximada de VHKE.

5
10
15
20
25

5ª.- Perfeccionamientos de acuerdo con la reivindicación 3ª, según los cuales se incluyen medios de compensación de VHKE, constituidos por: una entrada de fluido desde el intercambiador de calor a una cámara dentro del rotor; un par de semicilindros de pared delgada, al menos uno de los cuales está circunferencialmente en dicha cámara de rotor; pasos de fluido desde dicha cámara de rotor al segmento de fluido de la lumbrera de escape del intercambiador de calor, siendo uno de dichos cilindros desplazable para abrir y cerrar dichos pasos; medios de control para desplazar circunferencialmente al menos uno de dichos semicilindros, respondiendo dichos medios a cambios de presión dentro del intercambiador de calor, con lo que se suministra fluido del intercambiador de calor al segmento de fluido en la lumbrera de escape del intercambiador de calor, en masa suficiente para proporcionar compensación de VHKE.

20
25

6ª.- Perfeccionamientos de acuerdo con la reivindicación 3ª, según los cuales se incluyen medios de compensación de VHKE, constituidos por: una lumbrera de salida del intercambiador de calor, móvil respecto a su posición circunferencial sobre la pared de la cámara del estator; medios de control de la situación de la lumbrera de salida del intercambiador de calor, que responden a cam-

13-8-74



19 ABO 1970



5 bios de presión en el intercambiador de calor y están ca-
librados para desplazar a dicha lumbrera, de manera que
el volumen de fluido definido por los álabes inmediata-
mente a cada lado de dicha lumbrera de salida del inter-
cambiador de calor, en un punto dado de la rotación, tie-
ne un valor adaptado para aceptar la misma cantidad de
masa de fluido que entró por la lumbrera de entrada del
intercambiador de calor en dicho punto dado de la rota-
ción.

10 7ª.- Perfeccionamientos de acuerdo con la rei-
vindicación 1ª, según los cuales el dispositivo tiene -
unos conductos de entrada y salida que comunican, respec-
tivamente, con la lumbrera de entrada del estator y la
lumbrera de salida del estator, y medios para coger las
15 partículas de humedad o hielo, dispuestos en dicho con-
ducto de salida, con lo que el aire de escape es deshumi-
dificado.

20 8ª.- Perfeccionamientos de acuerdo con la rei-
vindicación 7ª, según los cuales dichos medios para co-
ger la humedad están conectados a unos medios de enfria-
miento adaptados para circular dicha humedad en relación
de intercambio de calor con el fluido de dicho intercam-
biador de calor, con lo que se enfría dicho fluido del in-
tercambiador de calor.

25 9ª.- Perfeccionamientos de acuerdo con la rei-





19 AUG 1974

vindicación 1ª, según los cuales el dispositivo tiene conductos de entrada y de salida dispuestos adyacentemente, que comunican, respectivamente, con la lumbrera de entrada del compresor y la lumbrera de salida del expansor, y medios de mezclado variable que comunican entre dichos conductos de entrada y de salida, por lo que el fluido húmedo, caliente, puede mezclarse en proporciones deseadas con el fluido de escape seco y frío para proporcionar un ajuste de la temperatura y de la humedad.

10 10ª.- Perfeccionamientos de acuerdo con la reivindicación 3ª, según los cuales se incluyen medios de compensación de VHXE, constituidos por: una lumbrera de entrada al intercambiador de calor, móvil respecto a su posición circunferencial sobre la pared de la cámara del estator; medios de control de la lumbrera de entrada al intercambiador de calor, que responden a los cambios de presión en el intercambiador de calor, y calibrados para desplazar dicha lumbrera de manera que el volumen de fluido definido por los álabes inmediatamente a cada lado de dicha lumbrera de entrada al intercambiador de calor, en un punto dado de la rotación, tiene un valor adaptado para inyectar la misma cantidad de masa de fluido que salió de la lumbrera de salida del intercambiador de calor en dicho punto dado de la rotación.

25 11ª.- Perfeccionamientos de acuerdo con la rei-

13-8-74

- 37 -



19 AGO 1974

vindicación 3ª, según los cuales se incluyen medios de compensación de VOE, constituidos por: una lumbrera de salida del dispositivo móvil respecto a su posición circunferencial sobre la pared de la cámara del estator;

5 y medios de control de la lumbrera de salida del dispositivo, que responden a los cambios de VOE y están calibrados para desplazar a dicha lumbrera de manera que la presión de fluido en el espacio indicado como VOE, en un punto dado de la rotación, tiene un valor sustancialmente igual a la presión del fluido en el espacio indicado como VOLT, en dicho punto dado de la rotación.

10

12ª.- Perfeccionamientos introducidos en un dispositivo de refrigeración.

Tal y como se ha descrito en la Memoria que antecede, representado en los dibujos que se acompañan, y para los fines que se han especificado.

15

Esta Memoria consta de treinta y ocho hojas escritas a máquina por una sola cara.

20

25

13-8-74
JGA.

- 38 -

Madrid, 19 AGO. 1974

P.A.

Fernando de Elzaburu
Per Foré

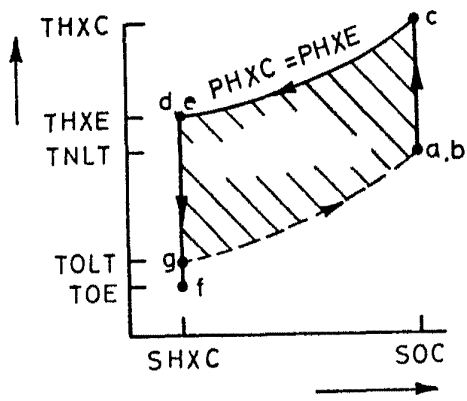


FIG. 4

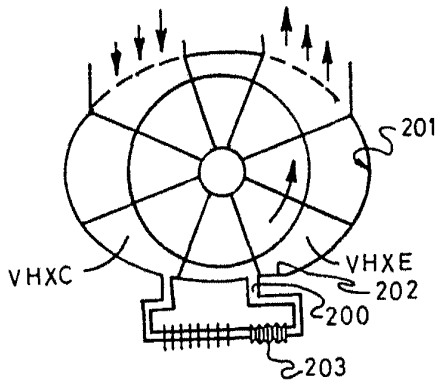


FIG. 5

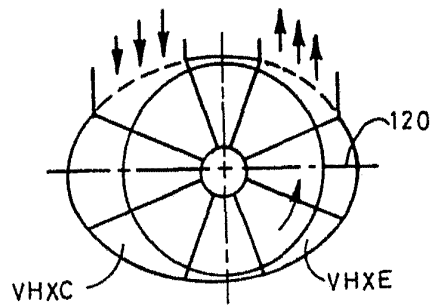


FIG. 8

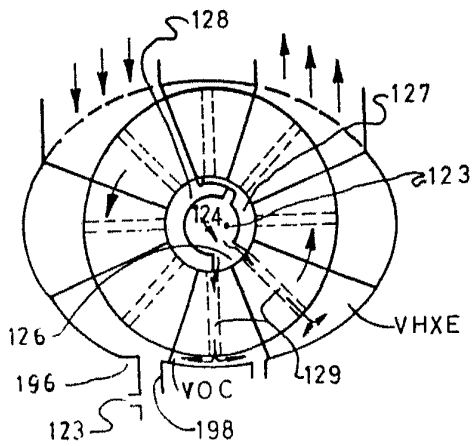


FIG. 6

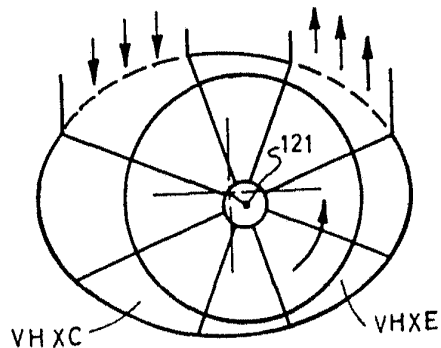


FIG. 7

Per 70000

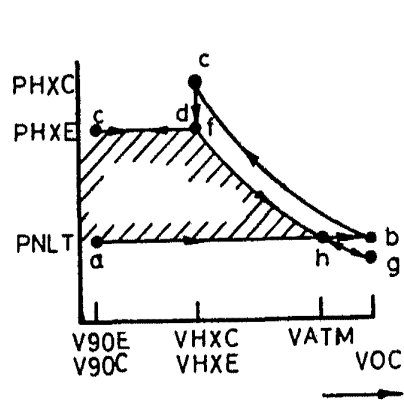


FIG. 9

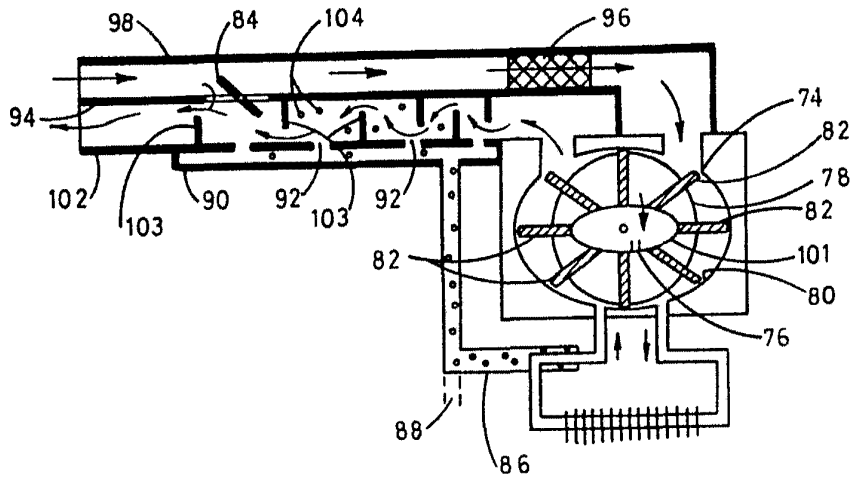


FIG. 11

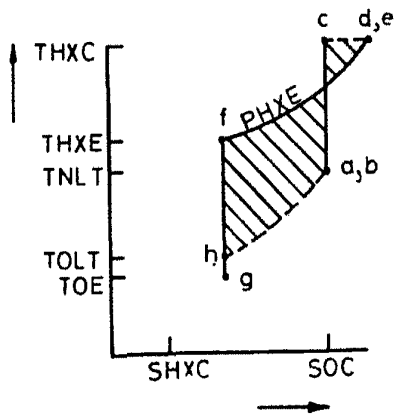


FIG. 10

Handwritten signature or scribble

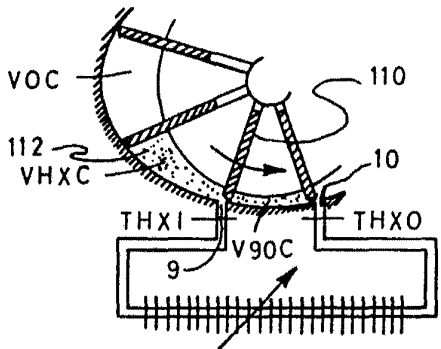


FIG. 12

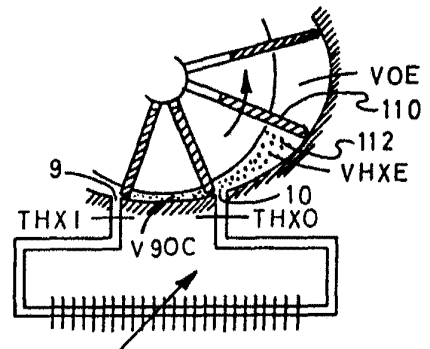


FIG. 13

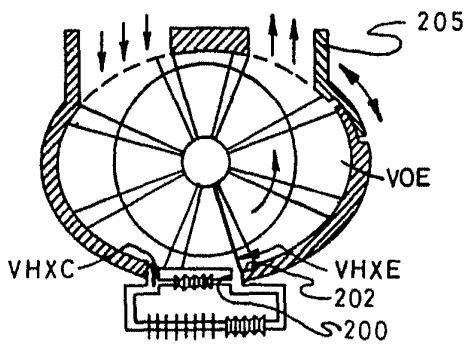


FIG. 14

Handwritten signature or initials