

427374

10 JUL

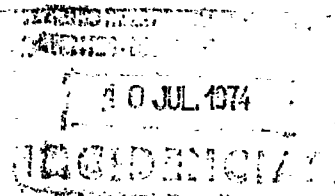


P.- 57.956

AW/BE Case 1222 K

F04C

MEMORIA DESCRIPTIVA



para solicitar PATENTE DE INVENCION por 20 años

a nombre de SVENSKA ROTOR MASKINER AKTIEBOLAG

entidad sueca

establecida en P.O. Box 15085, S-104 65 Estocolmo,
Suecia

por: "UN METODO PARA MEJORAR LA EFICACIA DE COMPRESO-
RES DEL TIPO DE ROTOR DE TORNILLO"

(Clase Internacional F04c)

3-7-74

- 1 -

10 JUL 1974



5 Este invento se refiere a un método para mejorar la eficacia de compresores del tipo de tornillo o de hállice que trabajan en un medio gaseoso del tipo de compuestos de hidrocarburos o halocarburos, en los que las holguras presentes en el compresor son cerradas de modo no imperativo en condiciones de trabajo por medio de un aceite que circula a través del compresor.

10 El invento se refiere particular, pero no exclusivamente, a un método para mejorar las características de baja velocidad en la punta de compresores del tipo antes mencionado.

15 Además, el invento se refiere particular, pero no exclusivamente a un método de acondicionamiento de aire que emplea un refrigerante, por ejemplo el refrigerante de presión media conocido ampliamente como R12, o el refrigerante de presión elevada conocido ampliamente como R22, y que incluye un compresor de tornillo con medios de inyección de aceite, un separador de aceite, un condensador, una válvula de expansión y un evaporador.
20 El invento puede también referirse a los métodos de almacenamiento de gas propano líquido o de transporte de gas natural por gaseoductos.

25 Los aparatos de acondicionamiento de aire que incluyen compresores de tornillo han sido ampliamente utilizados con resultados satisfactorios en instalaciones

10 JUL 1964



de refrigeración y acondicionamiento de aire relativamen
te grandes. Sin embargo, hasta ahora no ha sido posible
utilizar compresores de tornillo en instalaciones de acondi
cionamiento de aire con una capacidad de refrigeración
de menos de 300.000 Kcal/hora y, en ciertos casos, para
5 instalaciones de refrigeración de menos de 100.000 Kcal/
hora.

Este límite inferior de capacidad de refrigera
ción depende de las características específicas del com
presor de tornillo. Es bien conocido que un compresor de
10 tornillo es un tipo positivo de máquina en el que siempre
tiene lugar una cierta pérdida o fuga interior a través
de las holguras existentes entre los rotores y las pare
des del alojamiento que los rodea. Por esta razón, los
15 rotores deben moverse a una velocidad periférica elevada
a fin de reducir la pérdida interior y conseguir una efi
cacia volumétrica suficientemente elevada que es neces
aria para obtener una eficacia total aceptable. En compre
sors que funcionan en seco que actúan sobre aire u otros
20 gases como fluido de trabajo, se ha encontrado que la ve
locidad en la punta del rotor macho, no debe caer por de
bajo de unos 80 m/s. En compresores que actúan sobre aire
u otros gases y provistos de medios para inyectar aceite
durante la compresión, el enfriamiento de los rotores y
25 del alojamiento es mejorado, y por ello pueden aceptarse



5 holguras menores entre los miembros móviles relativamen
te. En tales compresores denominados húmedos, la veloci
dad de punta del rotor macho puede ser entonces reduci
da a aproximadamente 25-30 m/s manteniendo una eficacia
total satisfactoria. Debido al hecho de que los compres
10 sores de refrigeración son usualmente accionados de mo
do directo por motores eléctricos, cuya velocidad máxi
ma es normalmente de 3000 rpm o 3600 rpm, dependiendo
de la frecuencia de la corriente, el diámetro de tales
compresores normalmente no es menor de 160 mm, cuyo ta
15 maño de compresor corresponde a la capacidad de refrige
ración mínima de 100.000 - 300.000 Kcal/hora mencionada
anteriormente.

Una aplicación particular de un aparato de
15 acondicionamiento de aire en el que hasta ahora no ha
sido adecuado utilizar un compresor de tornillo, es en
las instalaciones de acondicionamiento de aire para auto
móviles, donde la capacidad de refrigeración requerida
está situada en la región de 3.000 Kcal/hora. Una solu
20 ción de los problemas de rendimiento a velocidades en
la punta bajas, que podría hacer posible utilizar el com
presor de tornillo con este propósito, sería muy desea
ble, debido al pequeño volumen, el bajo peso, y el fun
cionamiento libre de vibraciones del compresor de torni
25 llo comparado con los compresores de pistón con movimien



to alternativo usuales utilizados ahora con tales propósitos. Las razones en que se basa la inadecuabilidad del compresor de tornillo en instalaciones de acondicionamiento de aire para automóviles son, por un lado, que la capacidad de refrigeración requerida es pequeña y asciende solamente aproximadamente a un 3 - 1 % de la capacidad mínima normal, referida previamente, y, por otro lado, que el compresor en tal instalación es accionado normalmente a partir del motor del automóvil a través de una transmisión por correa, lo que significa una velocidad de compresor muy baja con el motor en vacío.

La capacidad del compresor aumentará desde luego con la velocidad. Sin embargo, la capacidad necesaria para enfriar el aire en un automóvil ha de estar disponible ya a una baja velocidad del motor. Esto significa que el compresor dará más capacidad de refrigeración de la necesaria a velocidades del motor más elevadas. Este es un problema que es común para todos los tipos de compresores, pero el uso del compresor de tornillo ofrece un modo de regulación muy atractivo porque pueden utilizarse una válvula de compuerta u otros medios eficaces para el control de la capacidad, lo que es una razón adicional para la adecuabilidad del compresor de tornillo para utilizar en sistemas de acondicionamiento de aire para automóviles.



Suponiendo una relación de multiplicación entre la velocidad de entrada del compresor y la velocidad del motor de 2: 1, la velocidad de entrada del compresor a 1400 rpm de velocidad del motor, será de 2800 rpm. Si se utiliza el refrigerante R12 y si la demanda de capacidad de refrigeración a esta velocidad es de 3000 Kcal/hora a 70° C de temperatura de condensación y 0° C de temperatura de evaporación, el volumen de desplazamiento del compresor requerido para obtener esta capacidad de refrigeración es de alrededor de 15 m³/h, lo que corresponde a un diámetro de rotor de alrededor de 50 mm, proporcionando una velocidad en la punta a 2800 rpm de 11 m/s aproximadamente.

Sin embargo, en un aparato de acondicionamiento de aire para automóviles, el compresor tiene que operar a velocidades del motor de desde 700 rpm a 7000 rpm. Esto significa una velocidad de entrada del compresor de 1400 a 14000 rpm, correspondiente a una velocidad en la punta del rotor macho de 5,5 m/s a 55 m/s. Las velocidades en la punta correspondientes para el rotor hembra son de 3,7 a 37 m/s. En este ejemplo, hemos supuesto una "combinación lobular de 4 ÷ 6 " y "accionamiento del rotor hembra". Esto significa que el rotor macho tiene 4 masetas y el rotor hembra 6 entrantes y que el compresor es accionado sobre el rotor hembra. La relación de velocidad

10 JUL



entre la velocidad del rotor macho y la velocidad del rotor hembra es consiguientemente 1,5:1.

5 En automóviles provistos de transmisión automática, la velocidad del motor, raras veces sobrepasa las 3000 rpm, correspondiente a la velocidad en la punta del rotor macho de 23 m/s. Esto significa que el compresor funcionará a velocidades en la punta de por debajo de 20 m/s en el 95% del tiempo.

10 Se ha encontrado ahora inesperadamente que haciendo circular aceite de una calidad especial en el compresor, el cual aceite es soluble limitadamente en R12 y tiene una viscosidad considerablemente elevada, comparado con otros aceites de refrigeración utilizados para tales propósitos, la eficacia volúmetrica del compresor y por ello la capacidad del compresor mostrarán una mejora
15 decidida. Al mismo tiempo, el par de entrada al compresor y por ello la potencia de entrada al compresor permanecerán iguales o incluso disminuirán. Esto significa que la eficacia total del compresor aumentará a un nivel
20 que es aceptable para utilizar en instalaciones de acondicionamiento de aire para automóviles así como en otras instalaciones de acondicionamiento de aire y refrigeración. Después de otras investigaciones de este efecto sorprendente se han encontrado relaciones generales y óptimas entre la calidad del aceite, la viscosidad del acei-
25



te, el medio gaseoso sobre el que está trabajando el compresor, la velocidad en la punta del compresor (rotor macho) y las condiciones de trabajo reales. Utilizando estas relaciones para instalaciones de compresores, que funcionan con compuestos de hidrocarburos o halocarburos, es posible utilizar el compresor de tornillo para capacidades hacia abajo de alrededor de 1000 Kcal/hora y/o 5 m³/h y para mejorar la eficacia total de compresores de tornillo con aceite inyectado de todos los tamaños que funcionan con compuestos de hidrocarburos o de halocarburos a un nivel de eficacia superior.

De acuerdo con el invento, se obtiene esta eficacia mejorada por el método definido anteriormente que está caracterizado porque dicho aceite es escogido de entre las calidades de aceite disponibles para ajustarse a dicho medio gaseoso de tal modo que dicho aceite con dicho medio gaseoso disuelto en dicho aceite tenga una viscosidad que sea suficientemente elevada para mantener una elevada eficacia total de dicho compresor. Así, el invento elimina el uso de holguras muy pequeñas, diámetros de rotor muy pequeños en combinación con multiplicadores internos y otras medidas inadecuadas, previamente sugeridas a fin de mejorar la eficacia total de los compresores de tornillo.

A fin de facilitar la elección de una combina-



ción adecuada de aceite y medio gaseoso, un método preferido de acuerdo con el invento, está caracterizado porque la capacidad relativa del aceite, $\xi_{r \text{ aceite}}$, y la del medio gaseoso licuado, $\xi_{r \text{ gas}}$ se aplican a la fórmula

$$\left| \ln \xi_{r \text{ gas}} - \ln \xi_{r \text{ aceite}} \right| \geq 1$$

donde ln es el logaritmo natural.

Preferiblemente, el índice de viscosidad del aceite (de acuerdo con ASTM D 2270) es de al menos 90 de modo que se mantiene el cierre eficaz a temperatura de trabajo de hasta al menos 150° C.

Adicionalmente o como alternativa a la fórmula antes mencionada el método de acuerdo con el invento puede estar caracterizado adecuadamente porque la viscosidad cinemática, ν , del aceite puro medida en cSt a 50° C no debe caer por debajo del valor obtenido a partir de la fórmula

$$\nu = 25. e \frac{cp_1}{u}$$

donde p_1 es la presión de descarga del compresor, u es la velocidad de punta del rotor, e es la base del sistema natural de logaritmos y c es una constante igual a $1 \frac{\text{cm}^2 \cdot \text{m}}{\text{kp} \cdot \text{seg}}$ si p_1 se mide en kp/cm² y u se mide en m/seg. La viscosidad cinemática puede ser más elevada



que el valor obtenido a partir de esta fórmula especialmente cuando la diferencia definida en la primera fórmula mencionada está próxima a 1.

5 La viscosidad definida por la fórmula antes mencionada (y mostrada en la fig. 4a y 4b) dará una eficacia total en cualquier condición que es como máximo un 10% inferior a la eficacia total óptima obtenible.

10 De acuerdo con el invento, se utiliza preferiblemente un aceite del tipo de hidrocarburo sintético en combinación con el refrigerante R22 y un aceite del tipo poliglicol sintético se utiliza preferiblemente en combinación con un refrigerante R12 o gases de hidrocarburos.

15 Un ejemplo de un aceite de hidrocarburos sintético son los aceites Mobil SHC y la eficacia mejorada obtenida utilizando un tipo de este aceite en combinación con el refrigerante R12 se ha mostrado en la fig. 1 (temperatura de condensación 40°C, calidad de aceite EXD 62/114 J) comparada con un aceite mineral nafténico, Mobil Gargoyle Arctic 300.

20 Un ejemplo de un aceite de poliglicol sintético es el aceite Mobil Glygoyle y la eficacia mejorada obtenida utilizando un tipo de este aceite en combinación con el refrigerante R12 se ha mostrado en la fig. 2 (temperatura de condensación 70° C, calidad de aceite EXD



62/127 J) comparada con un aceite mineral nafténico, Mobil Gargoyle Arctic 300.

5 El uso de aceites SHC y Glygoyle tiene un efecto marcado sobre la eficacia volumétrica (η_{vol}), la eficacia total adiabática ($\eta_{ad_{tot}}$) y el coeficiente de rendimiento (COP) como se ha mostrado en las figs. 1a, 2a; 1c, 2c y 1d, 2d respectivamente. El par de entrada (T) es igual, como se ha mostrado en la fig. 1b, o inferior, como se ha mostrado en la fig. 2b, al par obtenido con
10 un aceite de refrigeración normal del tipo de base nafténica tal como el Mobil Gargoyle Arctic 300.

Las eficacias volumétrica (η_{vol}) y adiabática ($\eta_{ad_{tot}}$) mejoradas están también mostradas en la fig. 3 para dos compresores, que funcionan a temperatura de condensación de 60° C, a saber, el compresor A (diámetro del rotor = 47 mm, relación de longitud del rotor (L)/diámetro (D) = 1,7, $V_s = 0,0825$ l/rev), utilizando un aceite de poliglicol (EXD 62/127 J) y del compresor B (diámetro del rotor = 102 mm, relación L/D = 1,0, $V_s = 0,516$ l/rev),
15 utilizando un aceite mineral normal (Arctic 300). Se cree que la inyección del aceite de poliglicol en el compresor B daría incluso mejores resultados que los indicados para el compresor A debido al factor escalar, y consiguientemente, la mejora sería incluso mayor que la mostrada
20 en la fig. 3.
25



El método preferido definido por la fórmula

$$\left| \ln \xi_{r_{\text{gas}}} - \ln \xi_{r_{\text{aceite}}} \right| \geq 1$$

está ilustrado por los siguientes ejemplos.

5 Es posible, de acuerdo con la fórmula, combinar R22 ($\xi_r = 6,00$) con aceite SHC ($\xi_r = 2,10$) pero no con Arctic 300 ($\xi_r = 2,30$) porque

$$\begin{aligned} \left| \ln 6,00 - \ln 2,10 \right| &= 1,05 > 1 \text{ y} \\ \left| \ln 6,00 - \ln 2,30 \right| &= 0,96 < 1, \text{ respectivamente.} \end{aligned}$$

10

Similarmente, es posible combinar R12 ($\xi_r = 1,80$) con EXD 62/127 J ($\xi_r = 5,70$), y propano ($\xi_r = 1,30$) con Mobil Glygoyle 30 ($\xi_r = 5,00$) porque

$$\begin{aligned} \left| \ln 1,80 - \ln 5,70 \right| &= 1,15 > 1 \text{ y} \\ \left| \ln 1,30 - \ln 5,00 \right| &= 1,35 > 1 \text{ respectivamente.} \end{aligned}$$

15

Pero no con aceites minerales parafínicos tales como Mobil Arctic 300, porque

$$\begin{aligned} \left| \ln 1,80 - \ln 2,30 \right| &= 0,25 < 1 \\ \left| \ln 1,30 - \ln 2,30 \right| &= 0,57 < 1. \end{aligned}$$

20

Como se ha mencionado anteriormente, se escoge adecuadamente un aceite con, adicionalmente o como alternativa, una viscosidad cinemática ν que no debe caer por debajo de un valor obtenido a partir de la fórmula

25



$$\gamma = 25. e^{\frac{C \cdot P_1}{u}}$$

5 Esta fórmula está ilustrada en las figs. 4a y 4b para los refrigerantes R12 y R22. Las curvas de presión correspondientes a las diferentes temperaturas de condensación han sido mostradas, así como los valores de viscosidad de algunos aceites.

10 A partir de las figs. 4a y 4b es evidente que están excluidos aceites minerales comunes tales como Mobil Gargoyle Arctic 300.

15 Con cierre no imperativo, en contraste con el cerrado imperativo, tal como el efectuado por los aros de pistón de un compresor de pistón de movimiento alternativo cerrado imperativamente, la eficacia volumétrica de la máquina depende del valor de la elevación de presión en las cámaras de compresión durante un ciclo cualquiera, o en otras palabras, el valor de la relación de compresión, ya que la pérdida de las cámaras de compresión cerradas no imperativamente aumentará evidentemente
20 con el aumento de la elevación de presión en una sola etapa.

25 La presente solicitud, que corresponde a la presentada en Gran Bretaña, el 18 de Junio de 1973, bajo el Nº 28.742/73, se acoge a los beneficios del Artículo



51 del vigente Estatuto sobre Propiedad Industrial.

5

R E I V I N D I C A C I O N E S

Los puntos de invención propia y nueva, que se
presentan para que sean objeto de esta solicitud de Pa-
tente de Invención en España, por VEINTE años, son los
que se recogen en las reivindicaciones siguientes:

1^a.- Un método para mejorar la eficacia de los
compresores del tipo de tornillo, que trabajan sobre un
medio gaseoso del tipo de compuestos de hidrocarburos o
halocarburos, en el que las holguras presentes en el com-
presor son cerradas de modo no imperativo en condiciones
de trabajo por medio de un aceite que circula a través
del compresor, caracterizado porque dicho aceite es ele-
gido de entre las calidades de aceite disponibles para
ajustar con dicho medio gaseoso de tal modo que dicho
aceite con dicho medio gaseoso disuelto en dicho aceite
tenga una viscosidad que sea suficientemente elevada para
mantener una eficacia total elevada de dicho compresor.

2^a.- Un método según se ha reivindicado en la
reivindicación 1^a, caracterizado porque la viscosidad ci-

3-7-74



nemática, \checkmark , del aceite puro a 50° C no debe caer por debajo del valor obtenido a partir de la fórmula

$$\checkmark = 25. e \frac{cp_1}{u}$$

5 donde p_1 es la presión de descarga del compresor, u es la velocidad en la punta del rotor, e es la base del sistema natural de logaritmos y c es una constante igual a $1 \frac{\text{cm}^2 \cdot \text{m}}{\text{kp} \cdot \text{seg}}$ si p_1 se mide en kp/cm^2 y u se mide en m/seg .

10 3ª.- Un método según se ha reivindicado en la reivindicación 1ª ó 2ª, caracterizado porque el índice de viscosidad del aceite puro de acuerdo con ASTM D 2270 es al menos de 90.

15 4ª.- Un método según se ha reivindicado en una cualquiera de las reivindicaciones 1ª a 3ª, caracterizado porque la capacidad relativa del aceite $\epsilon_{r \text{ aceite}}$, y la del medio gaseoso licuado, $\epsilon_{r \text{ gas}}$ se aplican a la fórmula

20
$$\left| \ln \epsilon_{r \text{ gas}} - \ln \epsilon_{r \text{ aceite}} \right| \geq 1$$

donde \ln es el logaritmo natural.

25 5ª.- Un método según se ha reivindicado en cualquiera de las reivindicaciones 1ª a 4ª, caracterizado porque se utiliza un aceite del tipo de hidrocarburo sintético en combinación con el refrigerante R22.

3-7-74

10 JUL 1974



5 6ª.- Un método según se ha reivindicado en una cualquiera de las reivindicaciones 1ª a 4ª, caracterizado porque se utiliza un aceite del tipo de poliglicol sintético en combinación con el refrigerante R12 o gases de hidrocarburos.

7ª.- Un método para mejorar la eficacia de compresores del tipo de rotor de tornillo.

10 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.

Esta Memoria consta de dieciseis hojas escritas a máquina por una sola cara.

Madrid, 10 JUL. 1974

P.A. -

15 ALBERTO EIZAGURO

Per Podar

3-7-74
GAM/.

EV 1956

Fig. 1a

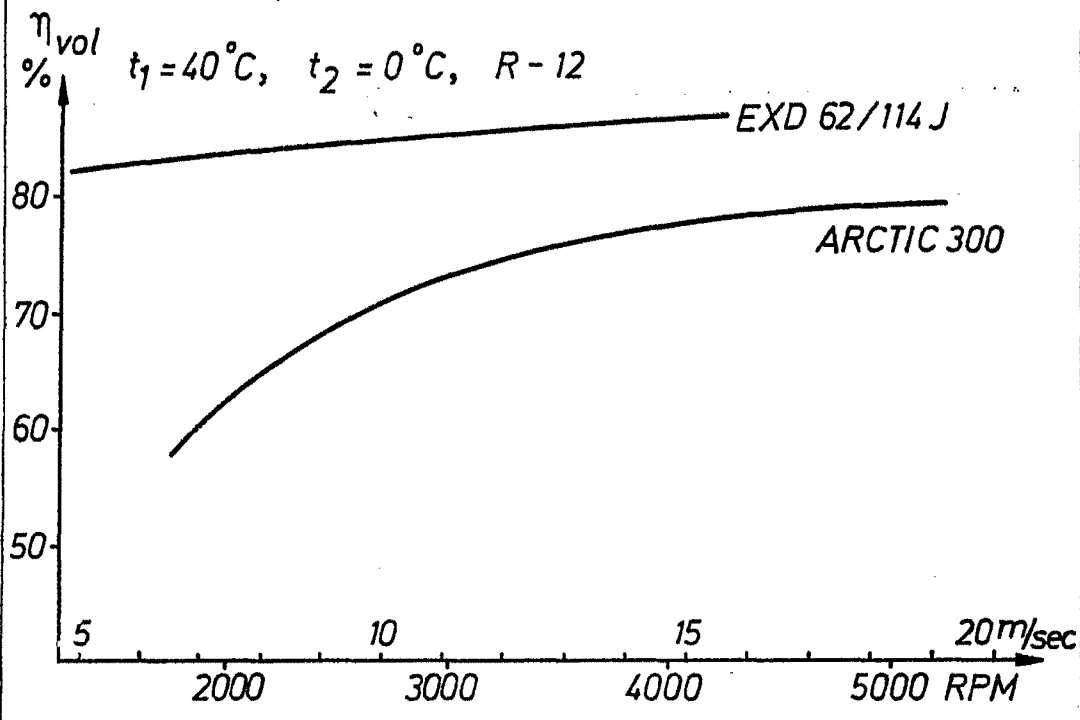
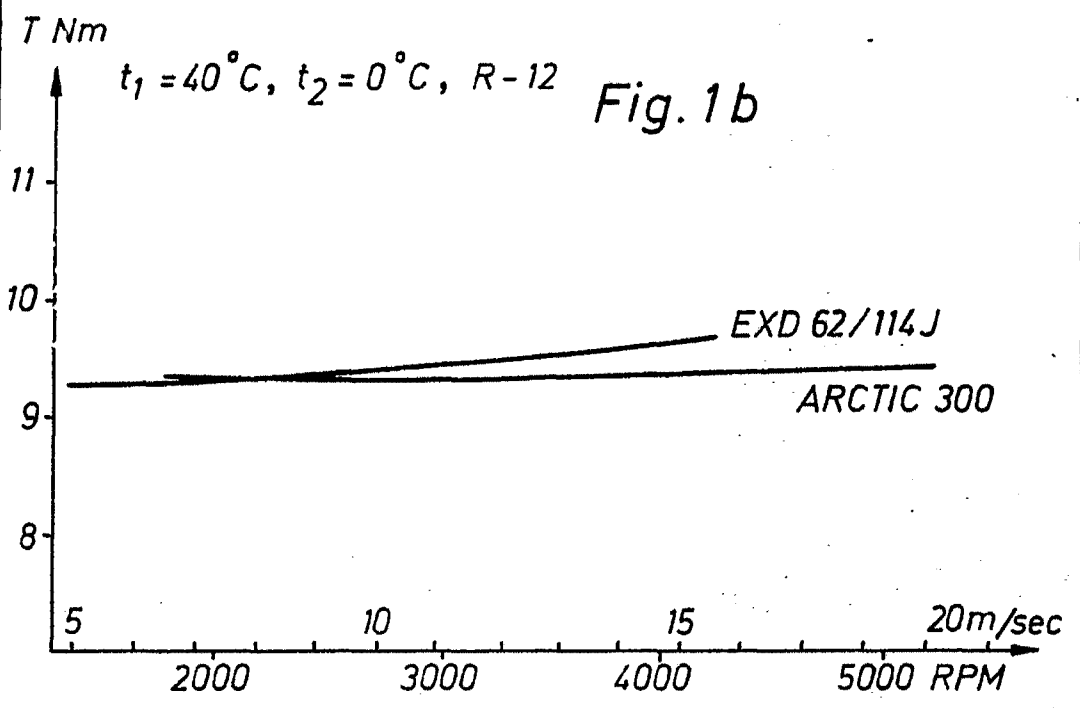
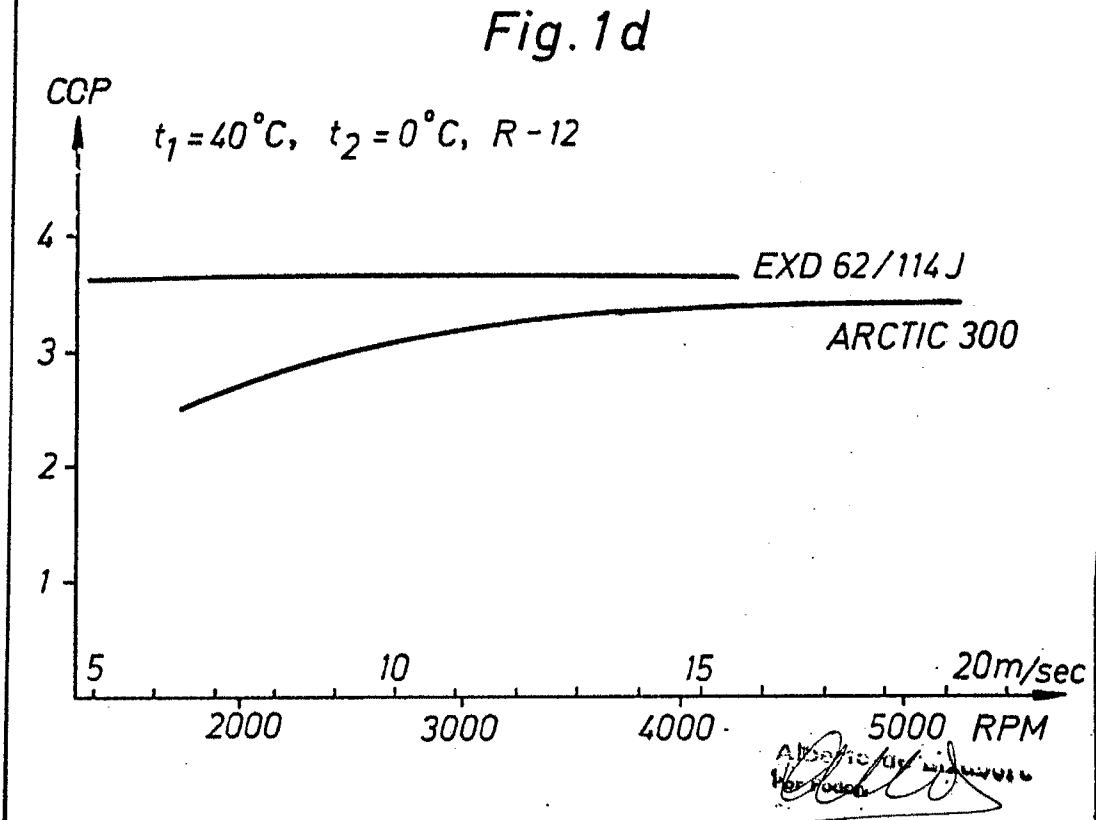
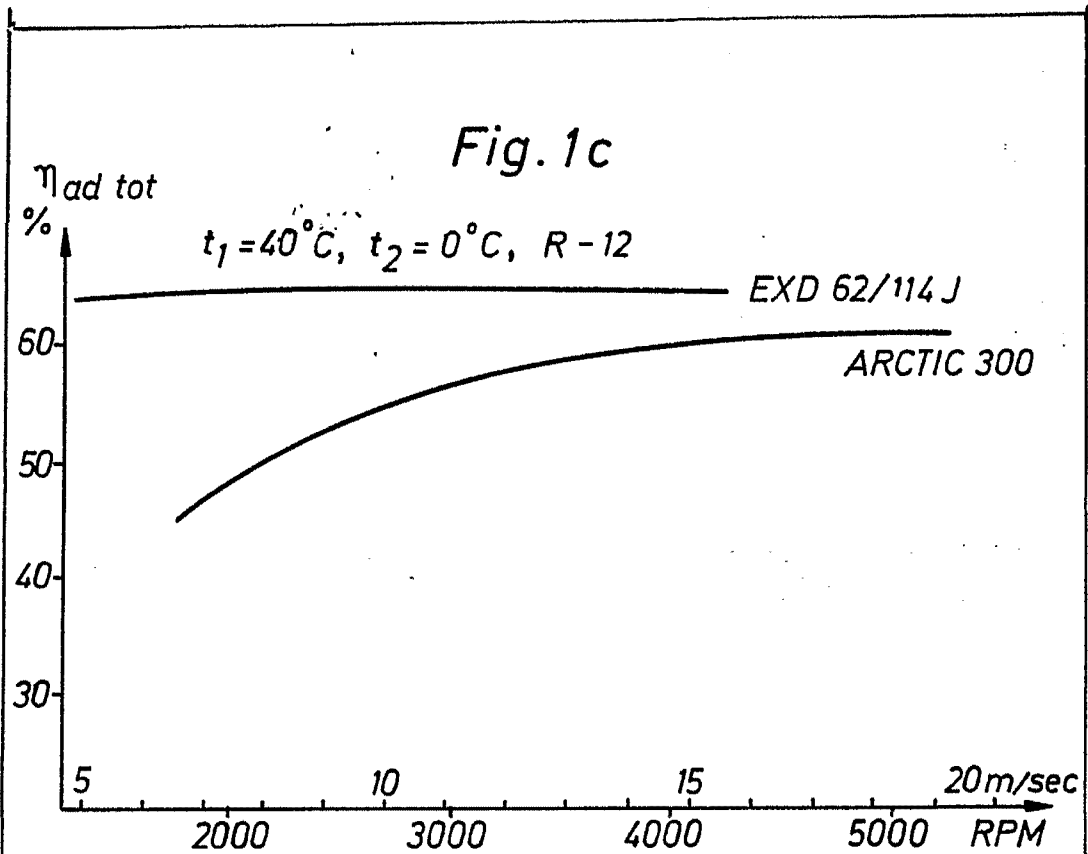


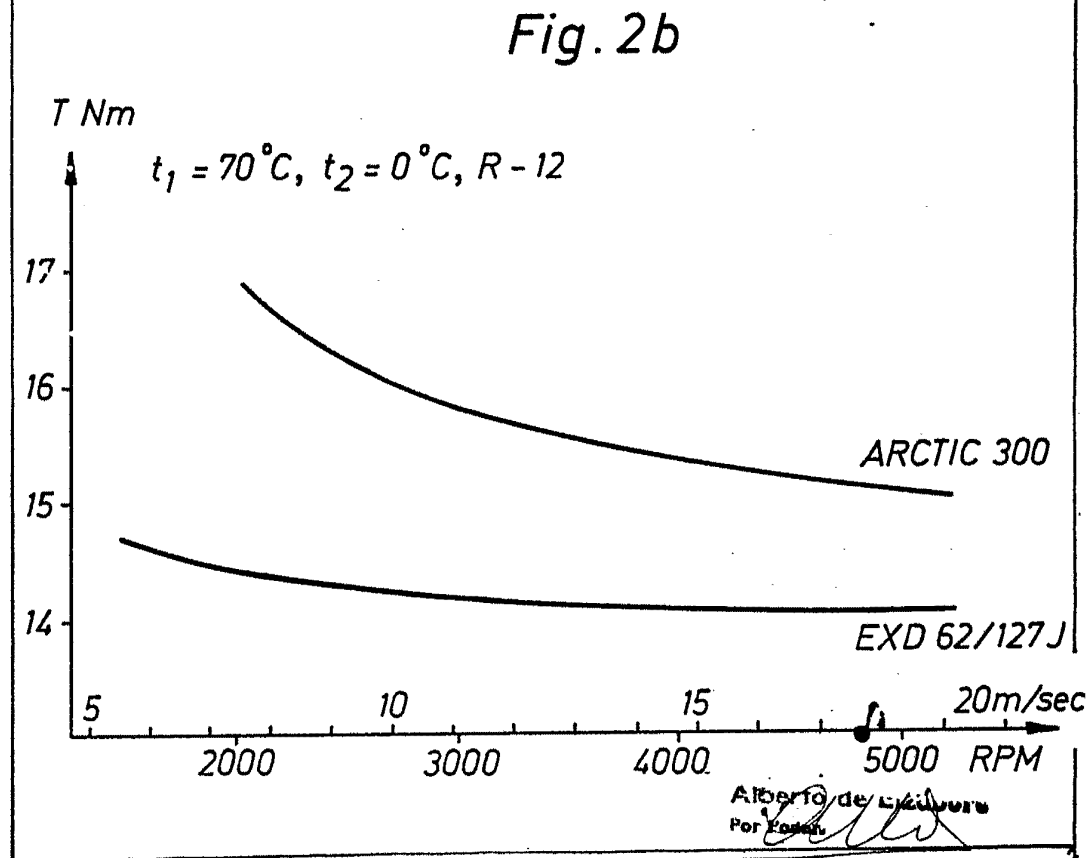
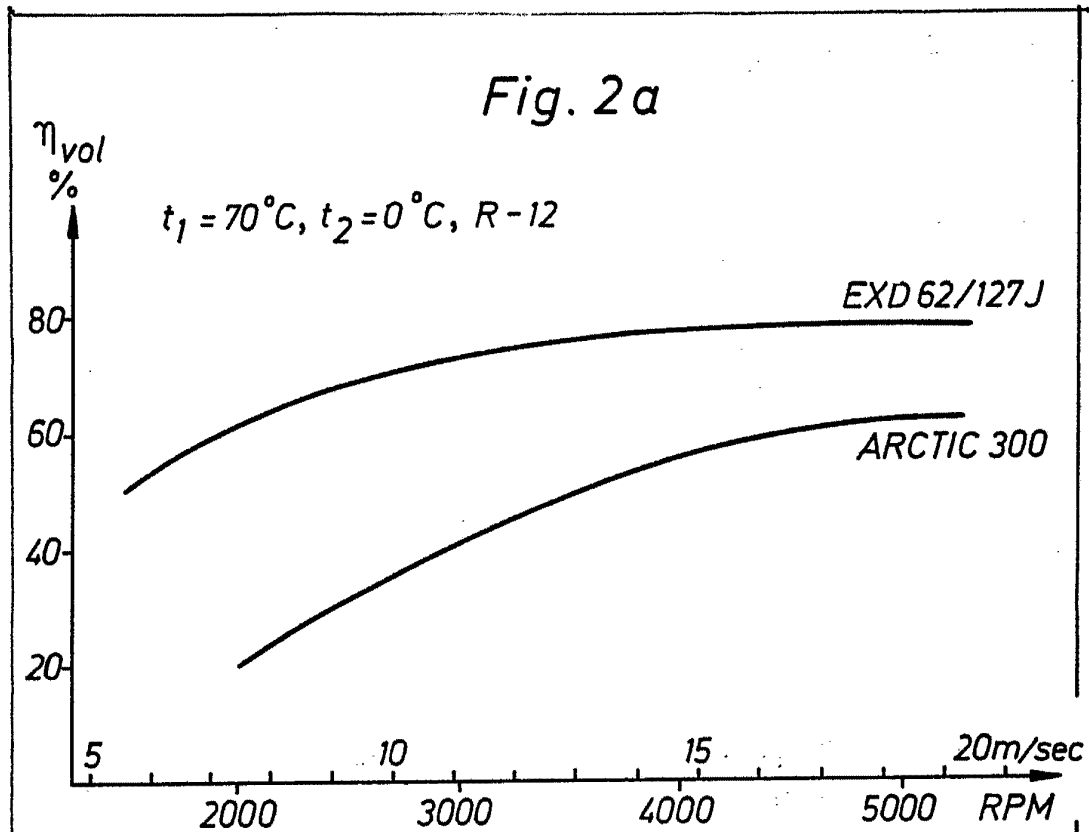
Fig. 1b



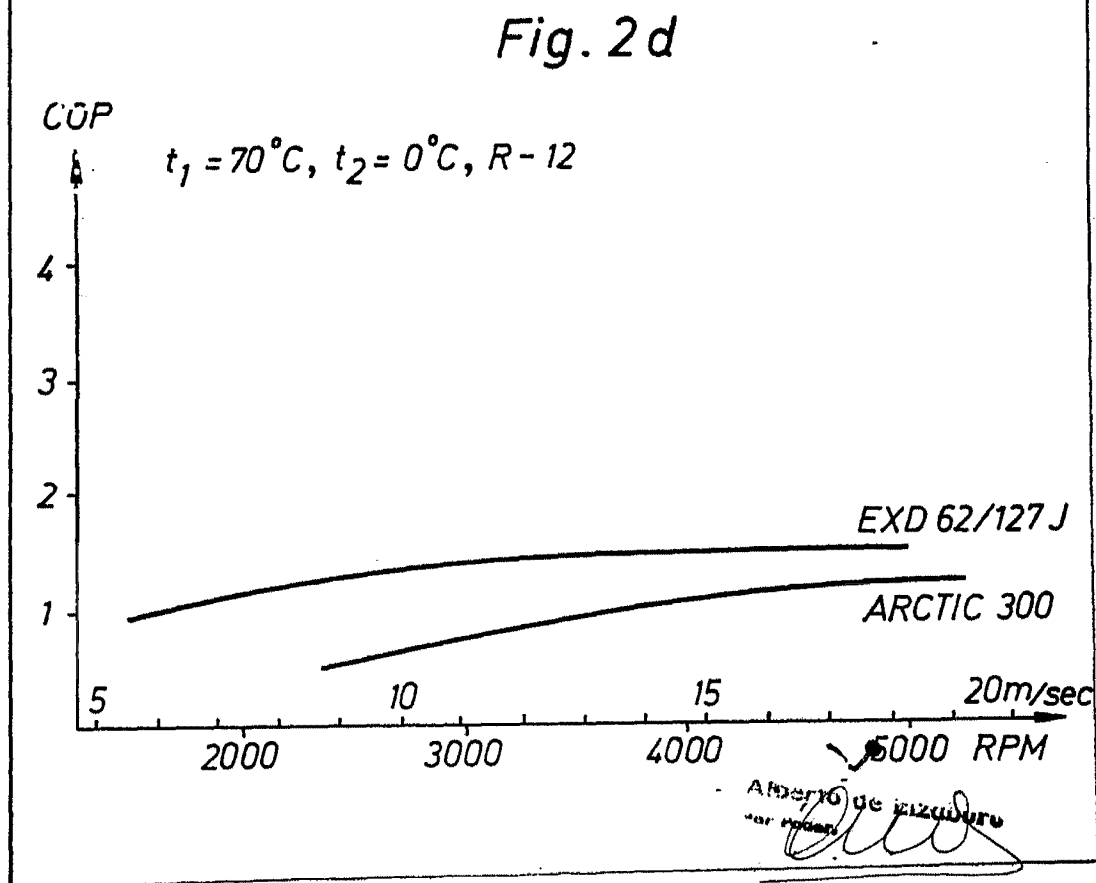
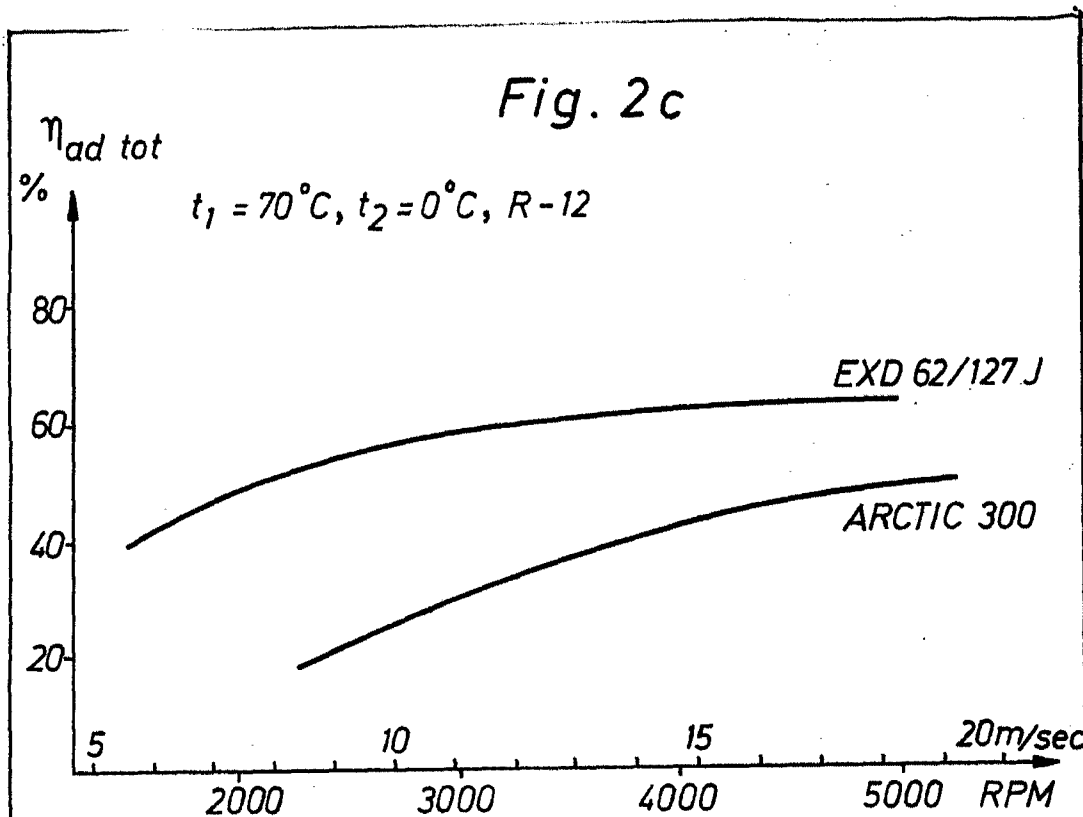
P-57956



P7956

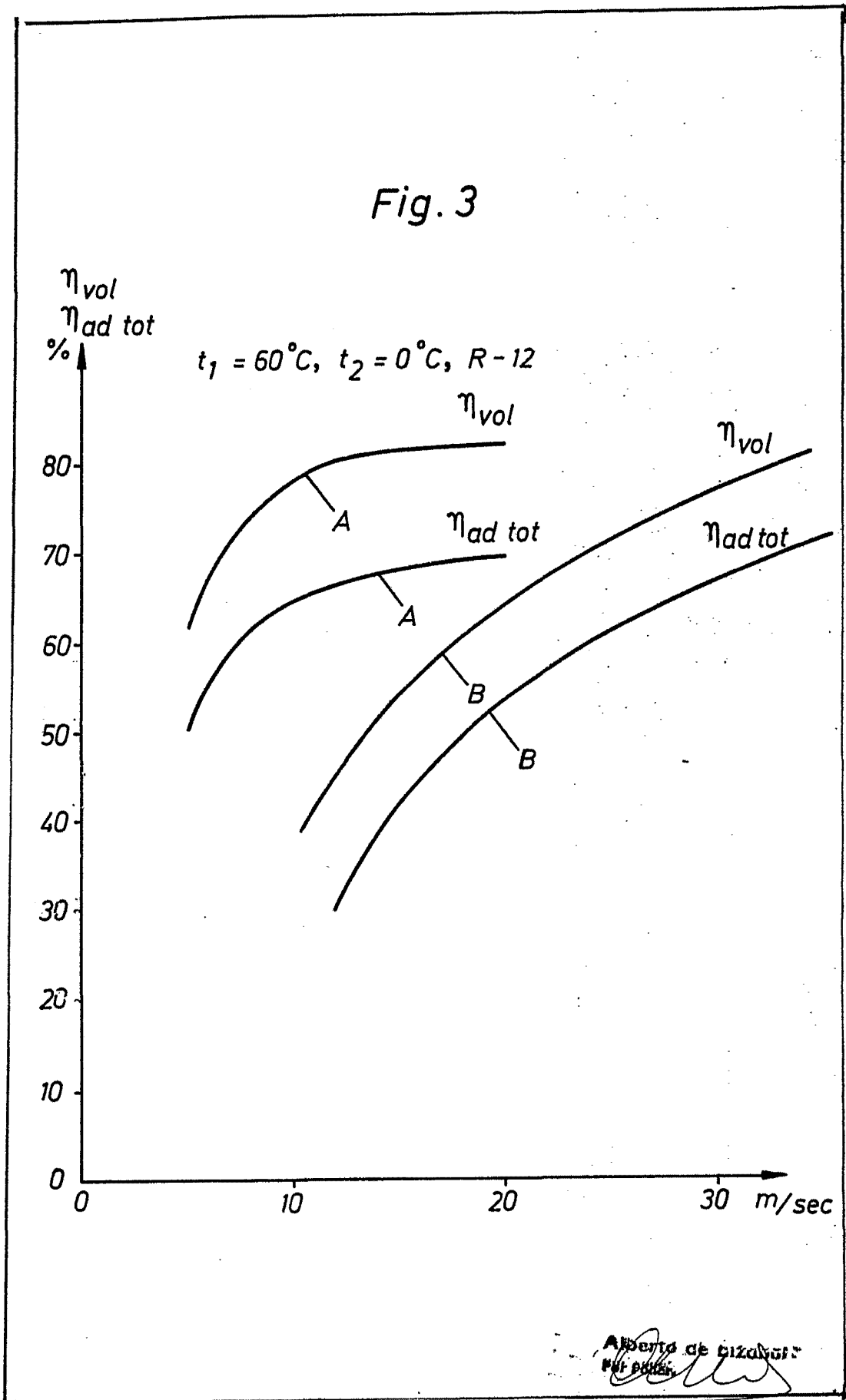


9/1/56



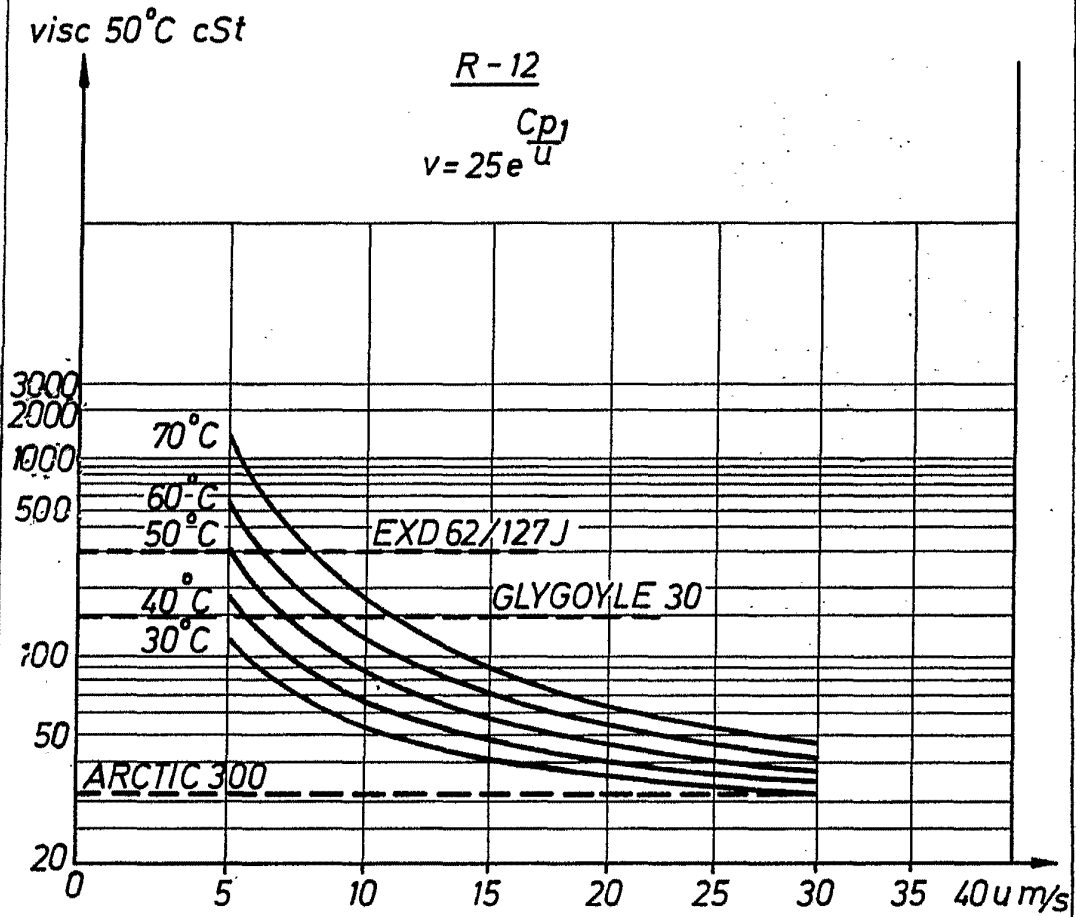
9.17.956

Fig. 3



9.11.1976

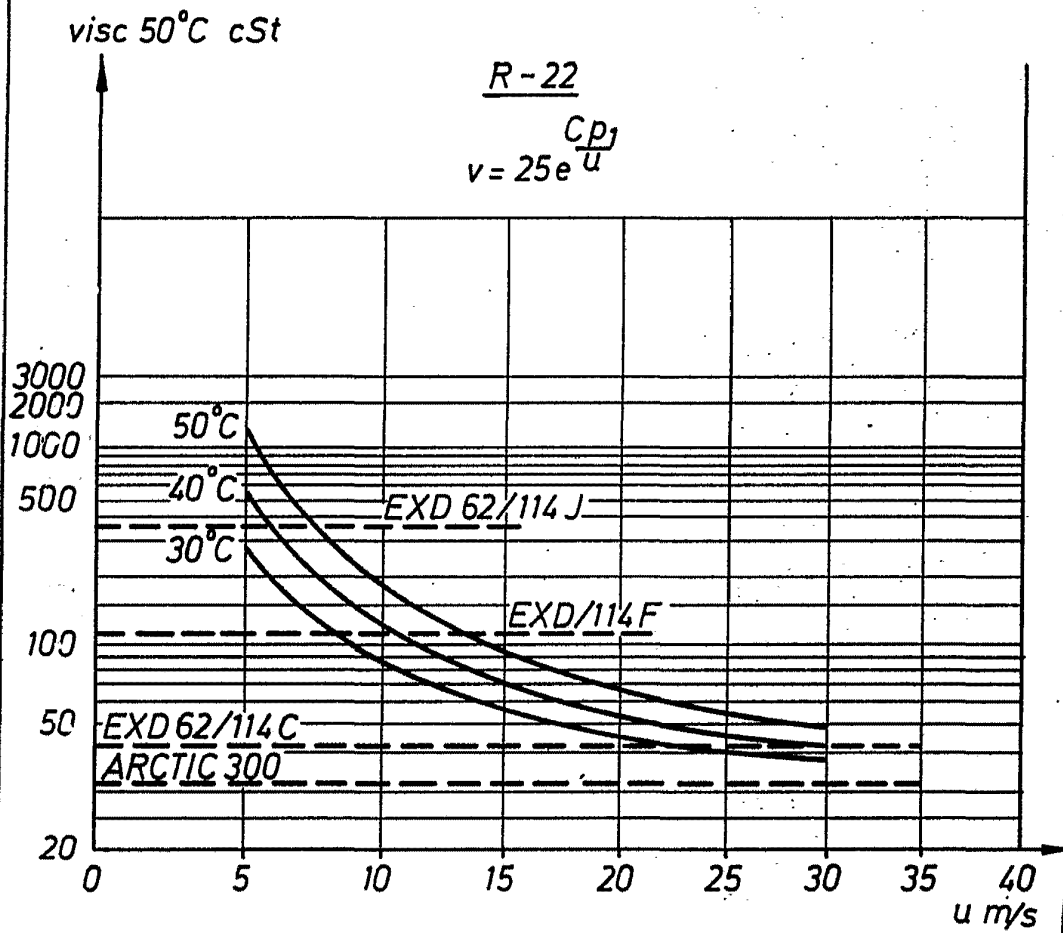
Fig. 4 a



Alberto de Elizaburu
For Foden

P. V. 9576

Fig. 4 b



Alberto de Erzurum
Par Rodas