

254.170

P - 19.061

493/469/A2032 Span
"Hoke Steigung"



254 170

MEMORIA DESCRIPTIVA

que se presenta para unir a la solicitud
de

PATENTE DE INVENCION

formulada el 14 de Diciembre de 1959, con el nº 254.170

en

E S P A Ñ A

por VEINTE años

a nombre de J.M. VOITH G.m.b.H., entidad alemana, establecida
en Heidenheim (Brenz), Alemania, por:

"UN DISPOSITIVO IMPULSOR DE RUEDA DE PALETAS".

Este invento se refiere a propulsores de ruedas de paletas de la clase que tiene paletas que son paralelas o aproximadamente paralelas al eje de rotación de un rotor o rueda móvil sobre el cual están montadas las paletas, estando dichas paletas completamente sumergidas en el agua y sometidas, durante cada revolución del propulsor, a un movimiento de oscilación controlado en torno de sus ejes con el fin de producir las fuerzas de impulsión y de mando.

En los propulsores de rueda de paletas de Kirsten descri-



254 170

tos en las Memorias de las patentes británicas Nos. 139.751 y
232.175, en los cuales las paletas giran continuamente en tor-
no de sus ejes mientras dan vueltas colectivamente en torno del
eje del propulsor o hélice, las normales a las líneas de cen-
tros de perfil o cuerdas de las paletas se cortan siempre en
un punto situado sobre el círculo de las paletas (el círculo
sobre el cual están situados los ejes de las paletas) y las pa-
letas trabajan siempre con un ángulo de incidencia constante.
Tales hélices de ruedas de paletas se denominan en esta técni-
ca ruedas de paletas de velocidad media. En las ruedas de pale-
tas de Schneider para alta velocidad descritas en la Memoria de
la patente británica No. 262.393, sin embargo, las paletas reali-
zan un movimiento de inclinación controlado a medida que dan
vueltas en torno del eje del propulsor de modo que operen siem-
pre con el mismo borde hacia delante y, en oposición a las pa-
letas de los propulsores de Kirsten, tienen una sección de per-
fil de ala o aerodinámica. La inclinación de las paletas es con-
trolada por un mecanismo de guía de tal modo que las perpendicu-
lares a las líneas de centro del perfil de las paletas (radios
vectores) se intersecan siempre en un punto de guía o centro
de control situado dentro del círculo de las paletas, determi-
nando la distancia desde dicho centro de control al eje de ro-
tación del propulsor el ángulo máximo de las paletas y el paso,
quedando este último constante durante toda la revolución del
propulsor. Este mecanismo de guía está construido de modo que
el centro de control es opcionalmente desplazable en sentido
radial dentro del círculo de paletas a través de un punto si-
tuado sobre el eje de rotación del propulsor, de modo que el
paso pueda ser variado desde un ajuste "hacia delante a toda
velocidad" a uno "hacia atrás a toda velocidad". El punto de



254170

guía puede ser también desplazado circularmente en torno del eje del propulsor de modo que la dirección de flujo del medio desplazado por las paletas pueda ser alterada para que se cambie la dirección de impulsión del propulsor.

5 En el propulsor Voith-Schneider descrito en la Memoria de la patente británica No. 501.467 el movimiento de inclinación o de oscilación de las paletas es controlado de tal modo que el ángulo formado por cada paleta con el círculo de paletas es variado durante su revolución en torno del eje del propulsor, 10 siendo el centro de control desplazado durante la revolución del propulsor de tal modo que los radios vectores de las paletas que se mueven en el cuadrante de retorno del propulsor, en el cual se invierte la dirección de desplazamiento de las paletas, intersequen el diámetro de la rueda móvil perpendicular a la 15 dirección de propulsión en puntos más cercanos al centro de la rueda que los radios vectores de las paletas que recorren los otros cuadrantes. El objeto principal de esto es el de obtener una distribución lo más uniforme posible de la carga en la mitad frontal y en la dorsal de la rueda y aumentar la eficacia 20 de funcionamiento de las paletas situadas en los respectivos cuadrantes del círculo de paletas de modo que se obtenga el rendimiento máximo total del propulsor que sea posible. Los propulsores contruidos de este modo han demostrado, de hecho, un aumento notable en el rendimiento.

25 Ulteriores investigaciones en este aspecto han conducido al descubrimiento de que es posible, en el caso de los propulsores de rueda de paletas de gran velocidad, en los cuales las paletas son inclinados durante la rotación del propulsor por un mecanismo de guía que tiene un centro de guía situado perma- 30 nentemente dentro del círculo de paletas, emplear ángulos de pa-



254170

leta máximos considerablemente mayores que los que hasta ahora se creían posibles.

En el caso de un propulsor de hélice, el paso geométrico $\lambda_0 = H/\pi D$, donde:

5 H=distancia recorrida por el propulsor durante una revolución en estado libre de empujes, es decir, suponiendo ausencia de resbalamiento; y

D=el diámetro del círculo de paletas.

10 Cuando el propulsor está ejerciendo un empuje, sin embargo, la distancia real recorrida por el propulsor durante cada revolución será menor, debido al resbalamiento, que la implicada por la fórmula para el paso geométrico y corresponderá a un ángulo de avance que es menor que el ángulo de paleta. El análisis magnético de las condiciones de flujo en el caso de un propulsor

15 de hélice muestra que con un paso $\lambda_0 = 0,75$, el ángulo máximo de ataque, es decir, la diferencia entre el ángulo de paleta y el ángulo de avance no debe exceder de 15° , pues de otro modo ocurrirá separación del flujo, alrededor de las paletas, del medio en el cual está trabajando el propulsor. Esto no se aplica,

20 sin embargo, en el caso de un propulsor de rueda de paletas en que, en oposición a un propulsor de hélice en el cual el flujo del medio alrededor de las paletas es constante, la magnitud del empuje de las paletas varía dos veces durante cada revolución, desde cero a un valor máximo. Un cierto periodo de tiempo

25 es preciso para que tenga lugar tal separación, debido a los fenómenos peculiares en la capa límite. En el caso de un álabe que oscile en un medio fluyente paralelo (con un ángulo que varía periódicamente entre la superficie de paleta y la dirección de flujo) no hay tiempo suficiente, incluso cuando la frecuencia de la oscilación es relativamente pequeña, para que tenga

30

254 170



lugar la separación. Por tanto, en el caso de un propulsor de
rueda de paletas, puede mantenerse un flujo normal del medio
sin separación y con relaciones de resistencia de arrastre sa-
tisfactorias, con ángulos de ataque considerablemente mayores
5 que cuando el flujo es constante, como en el caso de un propul-
sor de hélice. En un propulsor de rueda de paletas, el paso $\lambda_0 =$
 v/u , donde:

v = la velocidad de flujo con relación a la paleta del
medio en el cual está trabajando el propulsor, en la dirección
10 del empuje del propulsor, y

u = la velocidad circunferencial de la paleta en torno
del círculo de paletas.

Suponiendo un movimiento de las paletas con intersección
vectorial, en el cual los radios vectores de las paletas se
15 cortan siempre en un punto, la velocidad de rotación de cada
paleta en torno de su eje no es constante durante su movimien-
to de circulación en torno del eje del rotor, sino que varía
considerablemente. Cuanto mayor sea el ángulo máximo de pale-
ta elegido, más rápidamente se aproximarán los puntos de inver-
20 sión de la paleta (al ángulo máximo de paleta) a la posición
de 180° o tangencial de la paleta sobre el círculo de paletas
y mayor será la velocidad de rotación de la paleta en torno de
su eje durante su movimiento a las posiciones tangenciales, en
el círculo de paletas en los dos puntos separados en 180° . A
25 medida que aumenta esta velocidad de rotación, sin embargo, la
fuerza necesaria para hacer girar la paleta desde su ángulo de
paletas positivo máximo ξ_{\max} a su ángulo negativo máximo $-\xi_{\max}$
aumentará también en la misma medida y, según ha descubierto el
inventor, esto supone una pérdida de rendimiento que anula la
30 ganancia de eficacia obtenida en las otras regiones del círcu-

254 170



lo de paletas por el aumento del paso.

Se desprende de esto que los radios vectores de las paletas no deben siempre cortarse en un punto, sino que el varillaje que controla el movimiento de oscilación de las paletas debe funcionar de tal modo que la inversión de las paletas en la mitad frontal de la rueda tenga lugar cuando las paletas han recorrido un ángulo menor en torno del eje de la rueda desde la posición tangencial de la paleta en el círculo de paletas que en el caso de un movimiento cinemático de paletas por intersección estricta de vectores, y en la mitad trasera de la rueda cuando las paletas han recorrido un ángulo menor desde la posición tangencial que en el caso de un movimiento cinemático de las paletas por intersección estricta de vectores. El límite superior para la posición del punto de inversión en el círculo de paletas en la mitad frontal de la rueda y el límite inferior en la mitad trasera de la rueda, por consiguiente, habrán de situarse a alguna distancia de los correspondientes puntos de inversión en el caso de una disposición cinemática por intersección estricta de vectores.

El mencionado requisito de una velocidad de rotación moderada de las paletas durante su oscilación en torno de sus ejes podría realizarse, sin duda, con una curva de ángulos de paleta que tuviera la forma de una curva senoidal. Esta forma, sin embargo, no es satisfactoria por diversas razones. La pendiente ascendente de la curva senoidal en la región inicial del movimiento de las paletas a través de la mitad frontal de la rueda y la pendiente descendente en la región hacia el extremo o final del recorrido de las paletas por la mitad trasera de la rueda conducirían a un aumento excesivamente rápido en el ángulo de flujo del medio en el cual funciona el propulsor con relación



254 170

a las paletas y, por consiguiente, a un peligro de disrupción del flujo, no obstante las favorables condiciones que nacen del hecho de que el flujo en torno de las paletas no es constante. Por otra parte, el rendimiento de las paletas a lo largo del

5 círculo de paletas varía, aumentando, con una disposición cinemática de intersección de vectores, desde un valor cero de recorrido de las paletas a $\phi = 0^\circ$ en una forma constante hasta que alcanza su valor máximo en las proximidades del ángulo ϕ donde es invertida la paleta. Con el fin de que el rendimiento

10 total del propulsor pueda ser alto, las paletas deben producir la máxima proporción posible de la potencia de propulsión comunicada por el propulsor durante cada revolución en aquellas regiones del círculo de paletas en que el empuje de las paletas tiene un valor relativamente alto. Por tanto, las paletas deben

15 funcionar en estas regiones con un ángulo de flujo del medio considerablemente mayor hacia las paletas que en las regiones en que el empuje de las paletas es menor. La región de mayor empuje de las paletas está entre $\phi = 90^\circ$ y $\phi = 180^\circ$. Debido al ángulo de paleta rápidamente decreciente y, por tanto, al ángulo de flujo

20 con relación a las paletas, la proporción del esfuerzo de propulsión por revolución en esta región, sin embargo, con una curva senoidal de ángulos de paletas, es solamente pequeña. El ángulo máximo de paleta por consiguiente debe quedar, en la mitad frontal de la rueda, en un punto de la curva de los ángulos de las paletas correspondiente a un ángulo ϕ de valor considerablemente mayor que la cresta a 90° de la curva senoidal, y en la

25 mitad trasera de la rueda, en un punto correspondiente a un ángulo ϕ de valor considerablemente menor que la cresta a 270° de la curva senoidal.

30 El presente invento consiste en un propulsor de rueda de

254 170



5 paletas que tiene paletas que son sometidas a un movimiento de inclinación controlado en torno de ejes paralelos al eje de rotación del propulsor por medio de un mecanismo de varillaje de guía que tiene un centro de control situado dentro del círculo de las paletas, caracterizado porque el mecanismo de guía del varillaje está destinado a oscilar las paletas desde la posición tangencial en un ángulo ξ_{max} que asciende a por lo menos 50° y que no excede de 65°, cuando el centro de control está en la posición de máxima velocidad hacia delante o de máxima velocidad hacia atrás, y para iniciar la inversión del movimiento de oscilación cuando las paletas han recorrido la mitad frontal del círculo de paletas desde la posición tangencial a través de un ángulo situado entre 100° y el ángulo de recorrido al cual se iniciaría la inversión, con el mismo ángulo máximo de paletas con un movimiento de las paletas por intersección estricta de vectores en el cual los radios vectores de las paletas se intersecan siempre en un punto del diámetro de la rueda perpendicular a la dirección de propulsión, y cuando las paletas han recorrido la mitad trasera del círculo de paletas desde la posición tangencial a través de un ángulo situado entre 260° y el ángulo al cual se iniciaría la inversión con dicho movimiento de intersección de vectores de las paletas.

El invento se sigue explicando con referencia a los dibujos adjuntos, en los cuales:

25 La fig. 1 muestra un diagrama del círculo de paletas; y la fig. 2 muestra una serie de curvas de ángulo de paletas para la mitad frontal del círculo de paletas.

Con referencia a los dibujos, se supone que en el diagrama del círculo de paletas de la fig. 1, el eje de las paletas se mueve a lo largo del círculo de paletas 1 en la dirección

254 170



indicada por la flecha 2. Para la dirección dada de desplazamiento hacia delante del eje del propulsor indicada por la flecha 3 que apunta hacia arriba, el centro de control N del varillaje que produce el movimiento de inclinación de las paletas estará entonces a la izquierda del punto O en el diámetro horizontal 4 perpendicular a la dirección de desplazamiento del eje del propulsor, donde esencialmente no produciría oscilación de las paletas, coincidiendo el punto O con el centro de rotación de la rueda de paletas. Las paletas recorren primero la mitad frontal del círculo de paletas desde el extremo de la derecha del diámetro 4, donde el ángulo de recorrido $\phi = 0$, en 180° , al extremo opuesto de dicho diámetro, y luego se mueven por la mitad trasera del círculo de paletas desde la posición de 180° de nuevo a su punto de partida, habiendo recorrido un ángulo $\phi = 360^\circ$. El cuadrante delantero o inicial se extiende desde $\phi = 315^\circ$, hasta $\phi = 45^\circ$ y el cuadrante de retorno o final desde $\phi = 135^\circ$ hasta $\phi = 225^\circ$. La sección de paleta lleva el número de referencia 5.

En la fig. 2, los ángulos Σ de las paletas están trazados como ordenadas en función de los respectivos ángulos ϕ (como abscisas) a través de los cuales las paletas han recorrido la mitad frontal del rotor de izquierda a derecha. Las curvas 7 y 8 son las de un rotor de gran velocidad con un movimiento de intersección de vectores de las paletas, siendo la línea recta 6 que une la ordenada para el ángulo $\phi = 90^\circ$, para $\Sigma = 0^\circ$ y un paso $\lambda_0 = 0$ con la ordenada para el ángulo $\phi = 180^\circ$, con $\Sigma = 90^\circ$ y un paso $\lambda_0 = 1$, el lugar geométrico de los valores máximos del ángulo Σ de paletas (es decir, para el punto de inversión de la pendiente de la curva de ángulos de paletas).

La curva 7 es la de un rotor de gran velocidad en el cual

254 170



el ángulo máximo de las paletas es de 64° , siendo de 0,9 el paso λ_0 correspondiente, mientras que la curva 8 es la de un rotor de gran velocidad en el cual el ángulo máximo de las paletas es de 50° y el paso correspondiente λ_0 es de 0,75. La línea recta 9 es la de un rotor de velocidad media del tipo de Kirsten. Como se verá, los ángulos de las paletas en el caso de la curva 7, a medida que aumentan gradualmente desde cero, quedan ligeramente por debajo de los ángulos de paletas correspondientes del rotor de velocidad media en la curva 9. Sólo serán aparentes diferencias sustanciales entre el rotor de velocidad media y el rotor de gran velocidad con un gran paso únicamente en las proximidades del ángulo $\phi = 180^{\circ}$. En el caso del rotor de velocidad media, la velocidad de rotación de las paletas en torno de sus ejes permanece constante sobre todo el círculo de las paletas, mientras que en el caso del rotor de gran velocidad la velocidad de rotación de las paletas oscilantes varía considerablemente y asume valores muy grandes a valores de paso altos correspondientes a la pendiente empinada hacia abajo de la curva 7.

En el caso de un propulsor de acuerdo con el presente invento, el ángulo máximo de paletas Σ_{\max} asciende a por lo menos 50° , pero no excede de 65° , cuando el centro de control está en la posición de plena velocidad hacia delante o de plena velocidad hacia atrás, estando el mecanismo que produce el movimiento de inclinación de las paletas construido de modo que este máximo ángulo de las paletas y el punto de inversión del movimiento de oscilación de las paletas sea alcanzado cuando las paletas han recorrido la mitad frontal del círculo de paletas desde la posición tangencial a través de un ángulo situado entre 100° y el ángulo de inversión al cual se iniciaría la inversión con el mismo ángulo máximo de paletas Σ_{\max} con un mo-

254 170



5 vimiento de las paletas por intersección de vectores, tal como se representa por las curvas 7 y 8. La curva de ángulos de las paletas es entonces del tipo mostrado a modo de ejemplo por la curva 10, en la cual el ángulo máximo de las paletas ξ_{\max} es 64° y el paso es 0,9, como en el caso de la curva de la fig. 7. Esta curva tiene una pendiente hacia arriba que es considerablemente más empinada que la de la curva 7, y es incluso más empinada que la pendiente de la curva 9 para el rotor de velocidad media, alcanzando el ángulo de paletas su valor máximo de 10 64° en la mitad frontal de la rueda cuando la paleta ha recorrido un ángulo de $\phi = 136^\circ$ desde la posición tangencial, mientras que en el caso de la curva 7 el ángulo máximo de paletas con el movimiento de las paletas por intersección de vectores es sólo alcanzado cuando el ángulo $\phi = 155^\circ$, siendo la pendiente descendente de la curva 10 mucho menos empinada que la de la curva 15 7.

A modo de comparación se muestra también una curva senoidal 11 en la cual el ángulo máximo de paletas es de 64° y es alcanzado cuando la paleta ha recorrido sólo 90° desde la posición tangencial. 20

La región dentro de la cual ha de quedar el punto de inversión de la curva de ángulos de paleta está situada, de acuerdo con el presente invento, entre las líneas rayadas. Así, con un ángulo máximo de paleta de 64°, el punto de inversión de la 25 curva de ángulos de paletas podría ser desplazado a la derecha desde la posición mostrada en la curva 10 para quedar entre $\phi = 136^\circ$ y $\phi = 155^\circ$. En el caso de un ángulo máximo de paletas $\xi = 50^\circ$, el punto de inversión de la curva de ángulos de paletas quedaría a un valor de ϕ en la mitad frontal de la rueda de entre 100° y 140° y en el caso de un ángulo máximo de pa- 30

254 170



letas $\varepsilon = 60^\circ$, el punto de inversión quedaría entre $\phi = 100^\circ$ y $\phi = 150^\circ$.

5 En gracia a la sencillez, las consideraciones anteriores con referencia a la fig. 2 se han limitado a la mitad frontal de la rueda del círculo de paletas. Se aplican lo mismo, sin embargo, a la mitad trasera de la rueda del círculo de paletas ($\phi = 180^\circ$ a 360°), para la cual, simétricamente a la mitad frontal de la rueda del círculo de paletas, los ángulos de paletas son los mismos sólo que con signos negativos (cabeza de paleta hacia dentro), si se desprecia la igualación antes propuesta de 10 la carga entre las mitades frontal y trasera de la rueda, lo que exige ángulos de paleta algo mayores para la mitad trasera que para la mitad delantera de la rueda. Así, cuando las dos mitades de la curva son simétricas, en los ejemplos anteriores en 15 los que los ángulos máximos de paletas son 50° y 60° , respectivamente, los puntos de inversión de las curvas de ángulos de paletas en la mitad trasera de la rueda estarían a valores de entre 230° y 260° y entre 220° y 255° , respectivamente.

20 Como los experimentos han demostrado, pueden ser toleradas pequeñas desviaciones sin que la eficacia total de la rueda de paletas sufra ningún cambio notable. El reconocimiento de este hecho hace posible usar un mecanismo de accionamiento especialmente sencillo para las paletas. La curva de ángulos de paletas 10 de acuerdo con el presente invento está hecha 25 de forma similar a aquélla de un movimiento de las paletas por intersección de vectores (curva 12) en la cual el valor máximo del ángulo de paletas está al mismo ángulo $\phi = 136^\circ$. Así, puede obtenerse una curva satisfactoria de ángulos de paletas adoptando una similar a la obtenida con un mecanismo de accio- 30 namiento de las paletas que tenga un movimiento de las paletas

254 170



por intersección de vectores para un paso menor y un ángulo má-
ximo de paletas como se muestra en la curva 12 modificando ade-
cuadamente las longitudes de los brazos de palanca del varilla-
je interpuesto entre el centro de control y las paletas del me-
canismo de accionamiento conocido descrito en la Memoria de la
5 Patente británica No. 501.467. Las desviaciones antes menciona-
das desde la forma estructuralmente teórica de la curva de ángulos
de paletas, que son admisibles dentro de pequeños límites, in-
cluyen asimismo una ligera desviación desde la simetría de los
10 ángulos de paletas en las mitades frontal y trasera del círcu-
lo de paletas. Esto permite que los ángulos de paletas en la
mitad posterior del círculo de paletas sean mayores que en la
mitad frontal, de modo que se tenga en cuenta la circunstancia
de que el agua fluye a las paletas atravesando la mitad trasera
15 de la rueda, que ha sido ya acelerada por las paletas que reco-
rren la mitad frontal. Un propulsor construido de acuerdo con
el presente invento tiene un rendimiento elevado. Además, la ve-
locidad de rotación de las paletas en torno de sus ejes permane-
ce dentro de límites moderados y más particularmente es menor
20 que en el caso de un movimiento de las paletas por intersección
de vectores.

Esta solicitud, que corresponde a la presentada en Alema-
nia el 1 de Octubre de 1948, bajo el núm. p 12.604 XI/65f³D, se
acoge a los beneficios del artículo 51 del vigente Estatuto so-
25 bre Propiedad Industrial.



254 170

NOTA

Los puntos de invención propia y nueva que se presentan para que sean objeto de esta Patente de Invención en España, por VEINTE años, son los siguientes:

- 5 12. - Un dispositivo impulsor de rueda de paletas, que tiene paletas que están sometidas a un movimiento de basculación controlado en torno de ejes paralelos al eje de rotación del impulsor por medio de un mecanismo de guía de varillas que tiene un centro de control situado dentro del círculo de paletas, caracterizado porque el mecanismo de guía de varillaje es-
- 10 tá destinado a bascular las paletas desde la posición tangencial en un ángulo Σ_{max} que asciende al menos a 50° y que no excede de 65° cuando el centro de control está en la posición de plena velocidad hacia delante, o en la posición de plena velocidad hacia atrás y para iniciar la inversión del movimiento
- 15 de basculación cuando las paletas han recorrido la mitad frontal del círculo de las paletas desde la posición tangencial en un ángulo situado entre 100° y el ángulo de recorrido al cual se iniciaría la inversión con el mismo ángulo Σ_{max} , con un movimiento estricto de las paletas por intersección de vectores, en el cual los radios vectores de las paletas se intersecan siempre en un punto sobre el diámetro de la rueda perpendicular a la dirección de propulsión y, cuando las paletas han recorrido la mitad trasera del círculo de paletas desde la posición tangencial en un ángulo situado entre 260° y el ángulo al cual se iniciaría la inversión con dicho movimiento de intersección vectorial de las paletas.
- 20
- 25

22. - Un dispositivo según se reivindica en el punto 12,



254 170

5 caracterizado porque las paletas son basculadas por medio de un mecanismo de guía de varillaje, modificándose las longitudes de los brazos de palanca del sistema articulado interpuesto entre el centro de control y las paletas para formar un sistema articulado que produce una curva de ángulos de las paletas similar a la curva para un movimiento de las paletas de intersección vectorial, en el cual el ángulo máximo de las paletas es menor que aquellos valores dentro de la gama especificada, pero se consigne al ángulo requerido de desplazamiento de las paletas dentro de la gama especificada de ángulos de desplazamiento.

32. - Un dispositivo impulsor de rueda de paletas.

15 Tal y como se ha descrito en la Memoria que antecede, representado en el dibujo que se acompaña y con los fines que se han especificado.

Esta Memoria consta de quince hojas escritas por una sola cara.

Madrid, 13 ABR 1930

P. A.

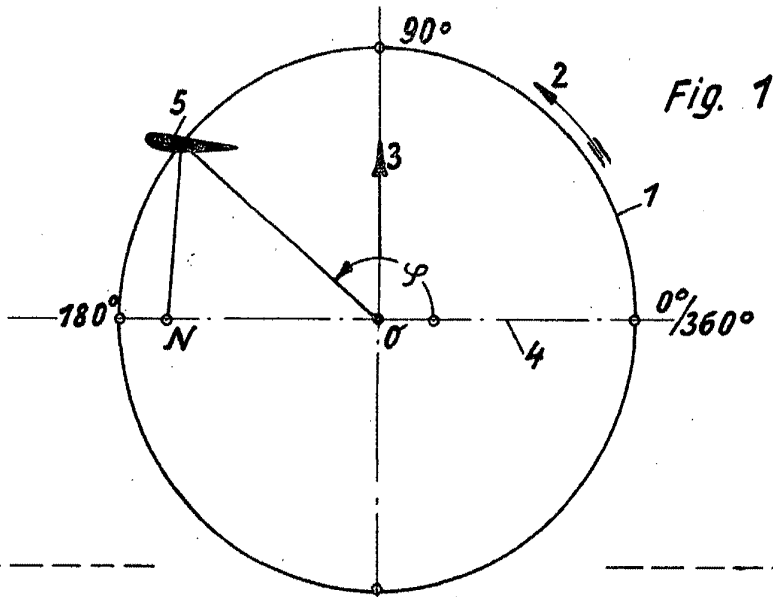


Fig. 1

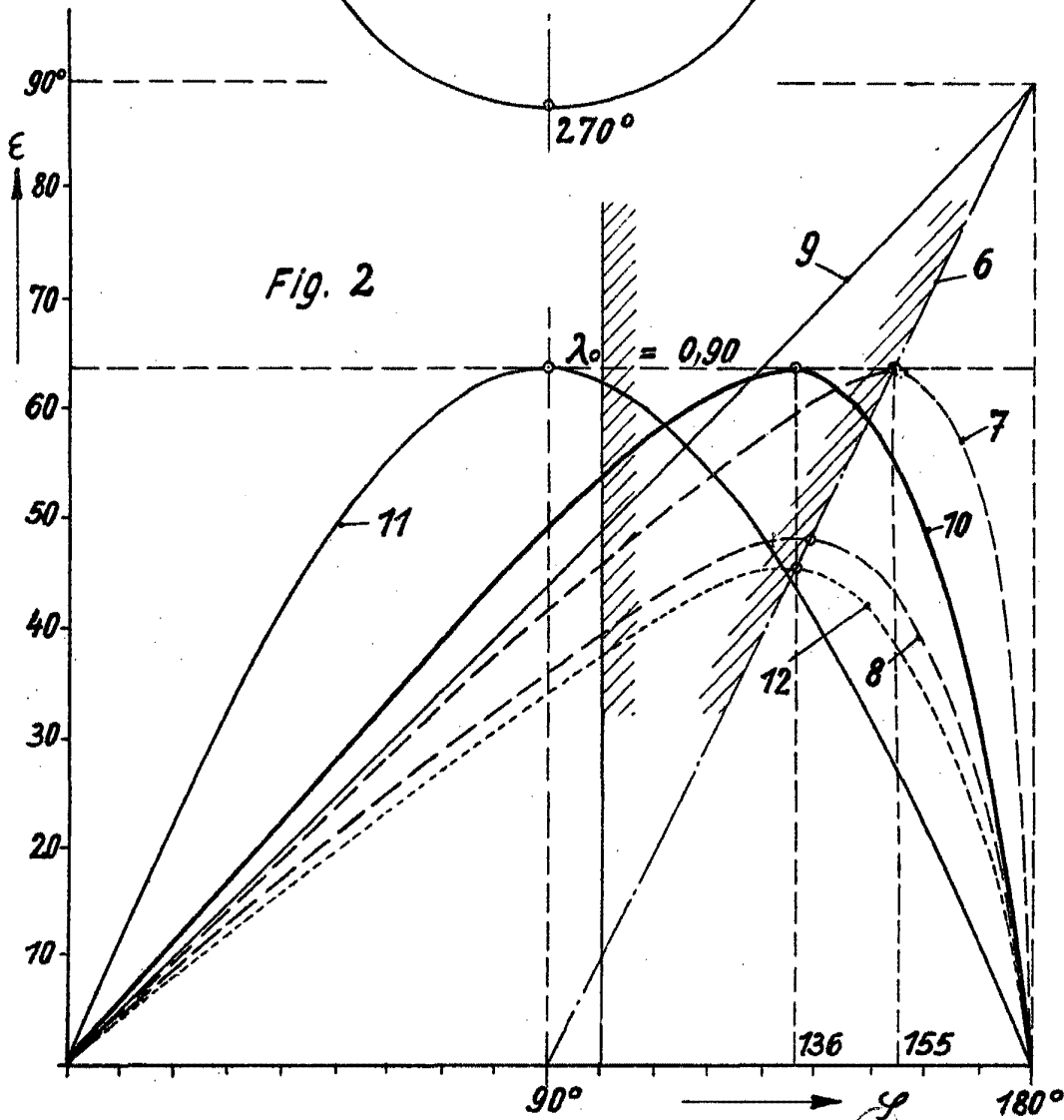


Fig. 2

Handwritten signature