





En las turbinas de gas conocidas hasta ahora se rebajaba la temperatura de los gases desde los elevados valores que se presentaban en la combustión y que están situados entre 1.700 y 2.000° aproximadamente, muchas veces mediante mezcla de aire hasta llegar a la necesaria temperatura de entrada en la turbina, teniendo que trabajar aquí, tanto con un sobrante de aire correspondientemente dimensionado en la combustión misma, como con una adición de aire secundario efectuada también después de la combustión. Como sin embargo, la totalidad de la cantidad de aire que ha de suministrarse a la turbina, en las turbinas de presión constante, tiene que ser llevada previamente por un compresor a la presión de entrada prevista, este procedimiento conocido proporciona rendimientos totales muy reducidos, que limitan extraordinariamente sus posibilidades de aplicación. Con un volumen creciente de aire crecen, como es sabido, el rendimiento de impulsión y las pérdidas del compresor de aire, pero ante todo las cantidades de calor que se pierden con los gases de escape, de manera que la diferencia que representa el rendimiento útil, entre el rendimiento total de la turbina de gas y el rendimiento de impulsión del compresor, así como el grado total de rendimiento disminuyen grandemente. Por ello se limitan también las relaciones de condensación todavía ejecutables, en una manera que muchas veces resulta insoportable para la aplicación práctica.

Otro procedimiento conocido consiste en enfriar los gases de combustión mediante agua, respectivamente vapor, a la temperatura necesaria, utilizando la energía térmica del vapor en una máquina motriz de vapor. Pero como la temperatura permisible del vapor en comparación con las temperaturas de los gases de combustión es baja, son necesarias grandes cantidades de vapor en relación con la recepción de la cantidad de calor resultante, es decir, con respecto a las cantidades de gas. Como en las cantidades de vapor el gra-

183518



3. -

40

5

10

diente de temperatura en comparación con el de los gases está muy deprimido y además una parte esencial del contenido térmico, es decir, el calor de evaporación, se pierde en el condensador, el que según las cantidades de vapor ha de ser de grandes dimensiones, además también aquí se deducen como pérdidas, todavía importantes cantidades de calor en los gases de escape de las turbinas, este procedimiento ocasiona un gran gasto y trabaja, no obstante, como también han confirmado las experiencias prácticas, ineconómicamente, es decir, las mejoras obtenibles del rendimiento total con respecto al procedimiento primeramente mencionado son solo reducidas y no justifican de ningún modo el gasto necesario.

15

20

25

30

El procedimiento según el invento trabaja con mezcla de aire y aprovechamiento de calor en una máquina motriz de vapor adicional, especialmente turbina de vapor, evitando los inconvenientes de los procedimientos conocidos y consiste en que los gases de combustión son llevados a la temperatura de entrada en las turbinas, adecuada con respecto a la turbina de gas, mediante un exceso de aire mezclado a los primeros, convenientemente en parte solo después de la combustión, por ejemplo, en una cámara mezcladora propia y en que el aire adicional comprimido a la presión necesaria en lo menos un compresor, lo mismo que el aire de combustión ceden su energía térmica y mecánica conjuntamente con los gases de combustión parcialmente en la turbina de gas y parcialmente después de abandonar la turbina de gas y también conjuntamente con los gases de combustión para la admisión de una caldera que alimenta a la máquina motriz de vapor, por lo que el trabajo gastado para la condensación del aire es recuperado con pérdidas tan reducidas que la valoración de la proporción de condensación y excedente de aire, respectivamente cantidad de aire, queda libre, Por esto se mantienen por una parte las ventajas de la mezcla de aire, a saber, obtención de un gradiente de



temperatura lo más elevado posible para la totalidad de la cantidad de energía térmica y simplicidad de la instalación, por otra parte, por la admisión de la parte de vapor con los gases de escape, cuya temperatura desde su origen está situada entre unos límites favorables para el proceso de vapor, es decir, entre límites bajos, el calor de escape se hace económico, es decir, con un elevado rendimiento parcial y con cantidades de vapor factiblemente reducidas, por tanto también se aprovecha con un gasto relativamente reducido para la parte de vapor de la instalación. Las partes más esenciales de una instalación de esta clase están formadas por el compresor de aire, la cámara de combustión, dado el caso una cámara mezcladora, la turbina de gas, caldera y máquina motriz de vapor con admisión de sus gases de escape, preferentemente con condensador. El campo de aplicación del procedimiento según el invento, sin embargo puede ser ampliado, porque en lugar de los gases de combustión para la alimentación de las turbinas o lo menos de una turbina de la instalación entra en acción solo una cantidad de aire comprimida a la presión necesaria, respectivamente otro medio de trabajo en forma gaseosa, en lo que el suministro de la energía térmica del combustible se efectúa mediatamente, es decir por calentamiento de este aire en una cámara de calefacción que sustituye a la cámara de combustión, y esta cantidad de aire -la carga de aire- análoga a la cantidad adicional de aire en el procedimiento primeramente mencionado, está medida de tal modo que se mantiene la temperatura de entrada conveniente con respecto a la turbina de gas. Como esta cámara de calefacción puede ser conformada para cualquier combustible, la posibilidad de aplicación del procedimiento según el invento se hace independiente del combustible que ha de utilizarse, por ello entran en consideración también combustibles sólidos de todas clases.

30 Como en el procedimiento según el invento puede ser variado en -



5  
10  
15  
20  
25  
30

trés límites amplios el exceso de aire, respectivamente la cantidad de aire sin limitación por la cantidad de calor contenida en los gases de escape de la turbina y que hasta ahora se perdía, no solo es posible alcanzar cómodamente la temperatura de entrada de la turbina de gas prevista en cada caso, si no que pueden dimensionarse, según el invento, también la cantidad de aire, la proporción de condensación, así como los valores del vapor en aquella dependencia matemática de los grados de rendimiento de los instrumentos individuales, de las pérdidas de presión, de la presión atmosférica exterior así como de la magnitud permitida del condensador, en la que se presentan por ello condiciones óptimas hasta ahora no alcanzadas ni aproximadamente con respecto al grado de rendimiento total, tamaño, peso y coste de la instalación en adaptación al objeto de utilización del caso individual.

15  
20

El dibujo representa en la figura 1 esquemáticamente la constitución de una instalación térmica de fuerza motriz para llevar a cabo el procedimiento según el invento, mientras que las figuras 2 y 3 muestran el curso del rendimiento total de instalaciones según el invento en dependencia de la temperatura de entrada y presión de los gases de combustión, así como para fines de comparación de los grados de rendimiento obtenibles sin la aplicación del invento.

25  
30

Como se ha representado en la figura 1, están situados sobre un árbol común 1, de cuyo sobresaliente 2 puede tomarse de cualquier manera el rendimiento útil, el compresor de aire 3, al cual es conducido el aire a través de una cabeza de entrada de aire 4 provista de un filtro, la turbina de gas 5 y la máquina motriz de vapor 6 conformada como turbina de vapor. Esta va provista de un condensador 7 y es alimentada desde la caldera 8 de vapor, que tiene admisión de los gases de escape de las turbinas. La cámara de combustión, respectivamente el lugar de calefacción para el desarrollo de las canti -

1 83518



6. -

30

dades de valor que han de utilizarse, así como la cámara mezcladora, en la que se añade el aire secundario (ninguna de las dos representada en el dibujo) están conectadas por la doble tubería 9 de tal manera a la instalación, que una de las tuberías 10 conduce el aire suministrado por el compresor, respectivamente la parte del mismo necesaria como aire primario, a la cámara de combustión, respectivamente al lugar de calefacción, mientras que la segunda tubería 11 pone en comunicación a la cámara mezcladora con la entrada de la turbina de gas 5. En el presente caso también el aire secundario, que ha de suministrarse a la cámara mezcladora, se toma del mismo compresor de aire 3 y se transporta por la tubería 10. Por un órgano regulador, por ejemplo, una corredera, puede ajustarse correspondientemente la conducción de aire. Los gases de escape que salen de la turbina 5 van por una conducción 13 a la caldera de vapor 8 que rodea como un manto a la turbina 6, ceden la parte utilizable de su contenido térmico a esta caldera y después se conducen fuera por el tubo cónico 14 que se prolonga sobre el extremo del árbol 1.

Como se ha ilustrado en las figuras 2 y 3 con algunas curvas, el efecto útil térmico (grado de rendimiento termodinámico) de una instalación según el invento depende de múltiples modos de la proporción de condensación, de la presión atmosférica exterior y de la temperatura de entrada de la turbina de gas, en lo que por un ajuste adecuado mutuo de los valores libremente elegibles y de los valores dados con los grados de rendimiento y grados de bondad indicados como obtenibles para las partes individuales de la instalación, pueden alcanzarse valores óptimos del grado de rendimiento total de la instalación definibles matemáticamente.

Debe mencionarse previamente que en el proceso ideal, es decir, en la suposición de grados de rendimiento de 100 % indicados, respectivamente de grados de bondad de todas las partes de la instala-



ción, el grado de rendimiento térmico, el que en este caso representa al mismo tiempo también al grado de rendimiento total, aumenta con la proporción creciente de condensación. Esto está representado por las curvas a, b, c, d, y e de la figura 2 que en la suposición de una presión exterior de 1 ata abarcan una zona de presiones de entrada desde 1,6 a 3 ata. Como resulta además de estas curvas, en general los grados de rendimiento ascienden también con la temperatura de entrada, lo que ya teóricamente es fácil de demostrar. La inclinación de este ascenso, sin embargo, depende fuertemente de la temperatura y desciende en las presentes presiones en la zona de temperatura entre 600 y 700° casi o completamente al valor 0. Como hoy día no entran prácticamente en consideración temperaturas más elevadas, el transcurso de la curva arriba mencionado permite esperar que la zona de presiones aquí aceptada para las temperaturas que entran en consideración, es la más favorable. El transcurso de las curvas a' hasta e' situadas en la parte inferior de la figura 2, confirma esto. Las mencionadas curvas representan el grado de rendimiento total de una instalación según el invento para las mismas presiones de entrada y la misma presión exterior que el grupo de curvas superior, pero bajo la suposición de un grado de rendimiento aislado de 80 % para la turbina de gas y para la de vapor, así como 75 % para el compresor de aire. Los mencionados valores son alcanzables según la experiencia. Además se estableció como base del cálculo de estas curvas un precalentamiento del aire (antes de la entrada en la cámara de combustión) a 180° así como una temperatura de los gases de escape de 212° después de abandonar la superficie de calefacción de la caldera, una temperatura del vapor de 370° con una presión de entrada del vapor entre 20 y 30 ata y una contrapresión en el condensador de la turbina de vapor de 0,7 ata.

De las curvas a' hasta e' se deduce que bajo las suposiciones

1 83518



8. -

presentes, las presiones de entrada de 1,6 y 3 ata, con las temperaturas prácticamente obtenibles, dan el peor efecto útil y con ello se eliminan. Para las otras presiones, las temperaturas más favorables están situadas entre 600 y 700°. Para 700° las curvas b', c', y d' dan un punto de intersección común 8, son por lo tanto de igual valor en esta temperatura. En todo caso puede observarse de estas curvas, que en la mencionada zona de temperatura el grado total de rendimiento de una instalación funcionando según el procedimiento del invento está situado entre 22 y 25 %, lo que en comparación con los grados de rendimiento de los procedimientos de trabajo hasta ahora conocidos, significa un incremento de un 30 %.

Con materiales de construcción solicitables térmicamente en mayor grado para la turbina de gas, es decir, para mayores temperaturas de entrada permitidas y mejora de los grados de rendimiento individuales, el grado de rendimiento total ascendería, en lo que los valores óptimos coordinados de presión y temperatura, igualmente crecerían. Si, por contrario, se reducen la presión exterior y la temperatura del aire exterior que en el ejemplo representado en la figura 2 por las curvas se había supuesto de 27°, como por ejemplo es el caso en el vuelo de altura de aviones, que son movidos con una instalación según el invento, entonces se desplazan los valores óptimos hacia zonas inferiores de presión y temperatura, como resulta de las curvas a'' hasta e'' de la figura 3. Estas curvas fueron calculadas para una zona de presión de entrada desde 1 á 3 ata, suponiendo 0,5 ata de presión exterior, por lo demás bajo iguales suposiciones que en las curvas a' hasta e' de la figura 2.

La elección de los valores de presión y temperatura depende en el caso individual también del tamaño permisible en cada caso del condensador de vapor que es influido por los valores arriba mencionados. Con fines de comparación en la figura 3 también se han repre-



sentado las curvas a'' hasta e'', que calculadas bajo las mismas su -  
posiciones que las curvas a" hasta e", ilustran el curso del grado  
total de rendimiento en una instalación que trabaja según procedi -  
miento conocido, en la que si bien se ha previsto exceso de aire,  
5 sin embargo no se ha previsto ningún aprovechamiento del calor de  
los gases de escape. Una comparación de ambos grupos mencionados  
de curvas muestra la importante superioridad del procedimiento se -  
gún el invento.

N O T A

---

10 La presente patente, consta de las siguientes reivindicaciones:

1. - Procedimiento para la transformación de energía térmica  
en mecánica en una instalación térmica de fuerza motriz consistente  
en una turbina de gas y una máquina de vapor de fuerza motriz tra -  
bajando preferentemente con condensador, especialmente turbina de  
15 vapor, conjuntamente con los necesarios aparatos adicionales, carac -  
terizado porque los gases de combustión son llevados a la tempera -  
tura de entrada en las turbinas, conveniente con respecto a la tur -  
bina de gas, mediante un exceso de aire mezclado a los mismos, ade -  
cuadamente en parte solo después de la combustión, por ejemplo en  
20 una cámara propia de mezcla, y porque el aire adicional comprimido  
a la presión necesaria lo mismo que el aire de combustión, por lo  
menos en un compresor cede útilmente su energía térmica y mecánica  
conjuntamente con los gases de la combustión, parcialmente en la  
turbina de gas, y en parte, después de abandonar la turbina de gas  
25 y también conjuntamente con los gases de combustión, para la admi -  
sión en una caldera que alimenta a la máquina de vapor motriz, por  
lo que el trabajo utilizado para la compresión del aire es recupe -  
rado con pérdidas tan reducidas que queda libre la valoración de

1 83518



10. -

las dimensiones de la relación de compresión y cantidad de aire, respectivamente exceso de aire.

5 2. - Procedimiento según la reivindicación 1, caracterizado por-  
que la admisión en las turbinas, respectivamente por lo menos en  
una turbina de gas de la instalación se efectúa con una cantidad de  
aire trabajando en proceso abierto o cerrado, respectivamente solo  
mediante otro medio de trabajo gaseoso no participante en el proce -  
so de combustión, es decir, sin gases de combustión y el suministro  
de energía térmica para este medio de trabajo se lleva a cabo en  
10 un lugar de calefacción sustitutivo de la cámara de combustión con -  
formable para alimentación con cualquier combustible, en lo que la  
carga de este medio de trabajo está dimensionada de tal modo que se  
mantenga una temperatura de entrada conveniente con respecto a la  
turbina de gas.

15 3. - Procedimiento según las reivindicaciones 1 ó 2, caracte -  
rizado porque la relación de condensación y la cantidad de aire, res-  
pectivamente el exceso de aire y con ello también la temperatura de  
entrada de la turbina de gas, así como además los valores del vapor  
están dimensionados en aquella dependencia matemática de los grados  
20 de rendimiento reinantes en cada caso de los aparatos individuales,  
de las pérdidas de presión en y entre éstos, de la presión atmosfé -  
rica exterior, así como del tamaño permisible del condensador, en  
la que se producen las condiciones óptimas con respecto al grado  
total de rendimiento, tamaño, peso y gasto de la instalación para  
25 el fin de utilización del caso individual.

4. - PROCEDIMIENTO PARA LA TRANSFORMACION DE ENERGIA TERMICA  
EN MECANICA EN UNA INSTALACION TERMICA DE FUERZA MOTRIZ CONSISTENTE  
EN UNA TURBINA DE GAS Y UNA MAQUINA MOTRIZ DE VAPOR 2.

Según se describe y reivindica en esta memoria descriptiva y  
30 se ilustra y detalla con los planos reglamentarios que a la misma

1 8351 8



11. -

se acompañan.

La cual consta de las once hojas, foliadas que están mecanografiadas por una sola de sus caras.

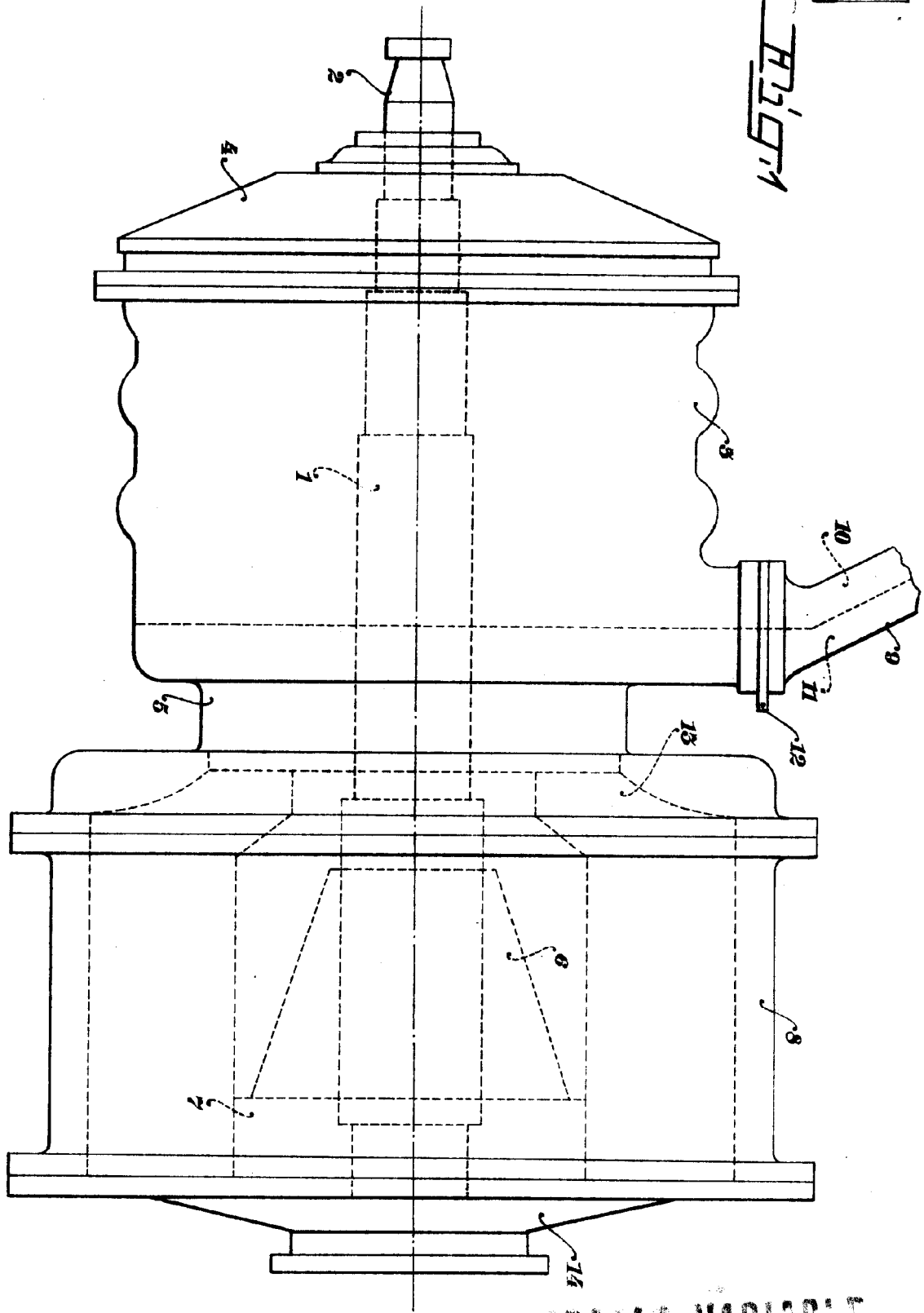
Madrid, 30 de Abril de 1948. -

A handwritten signature in cursive script, appearing to be 'Alcázar'.

183518



H. J. G. M.

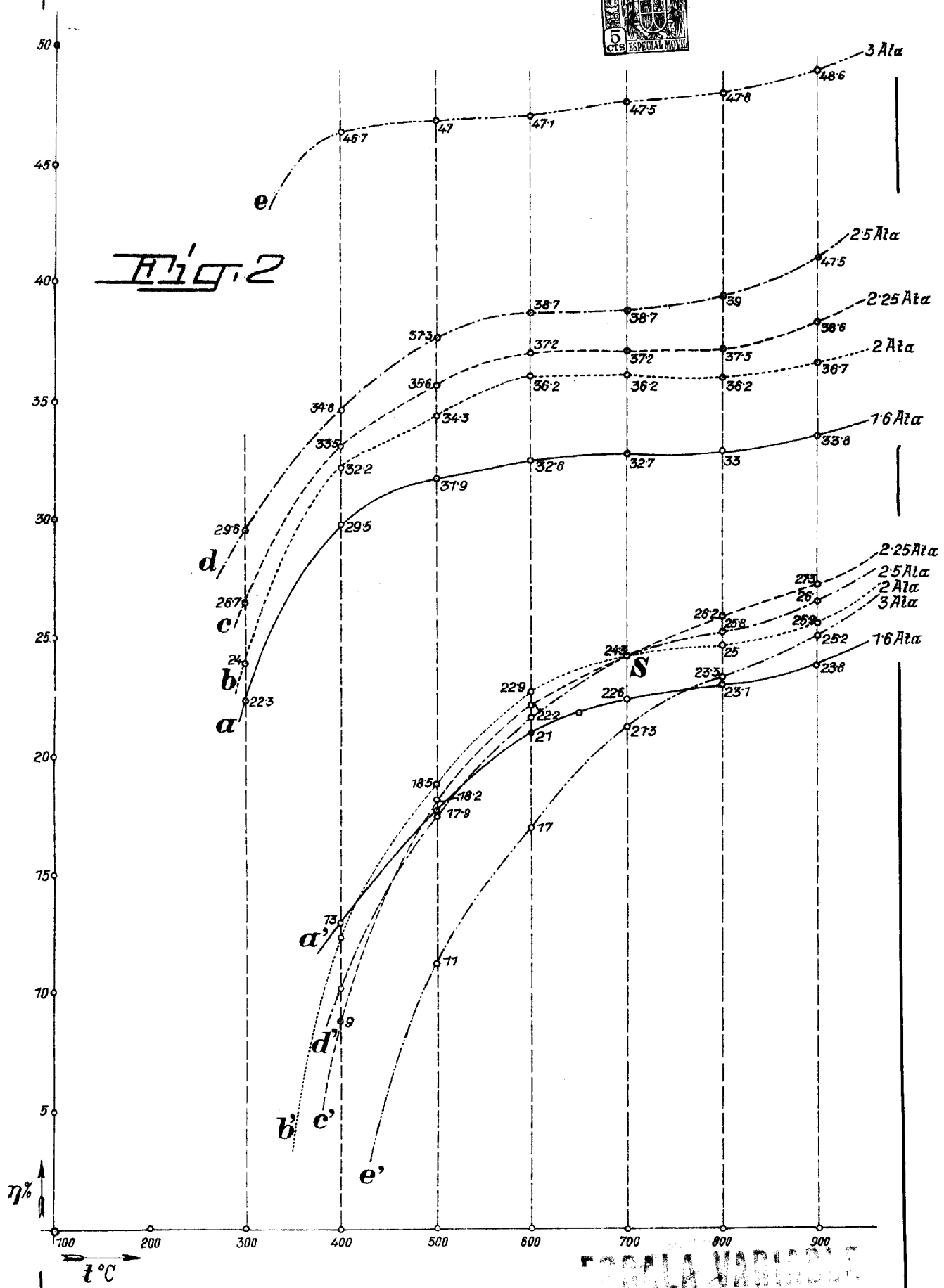


ESCALA VARIABLE

183518



Fig. 2

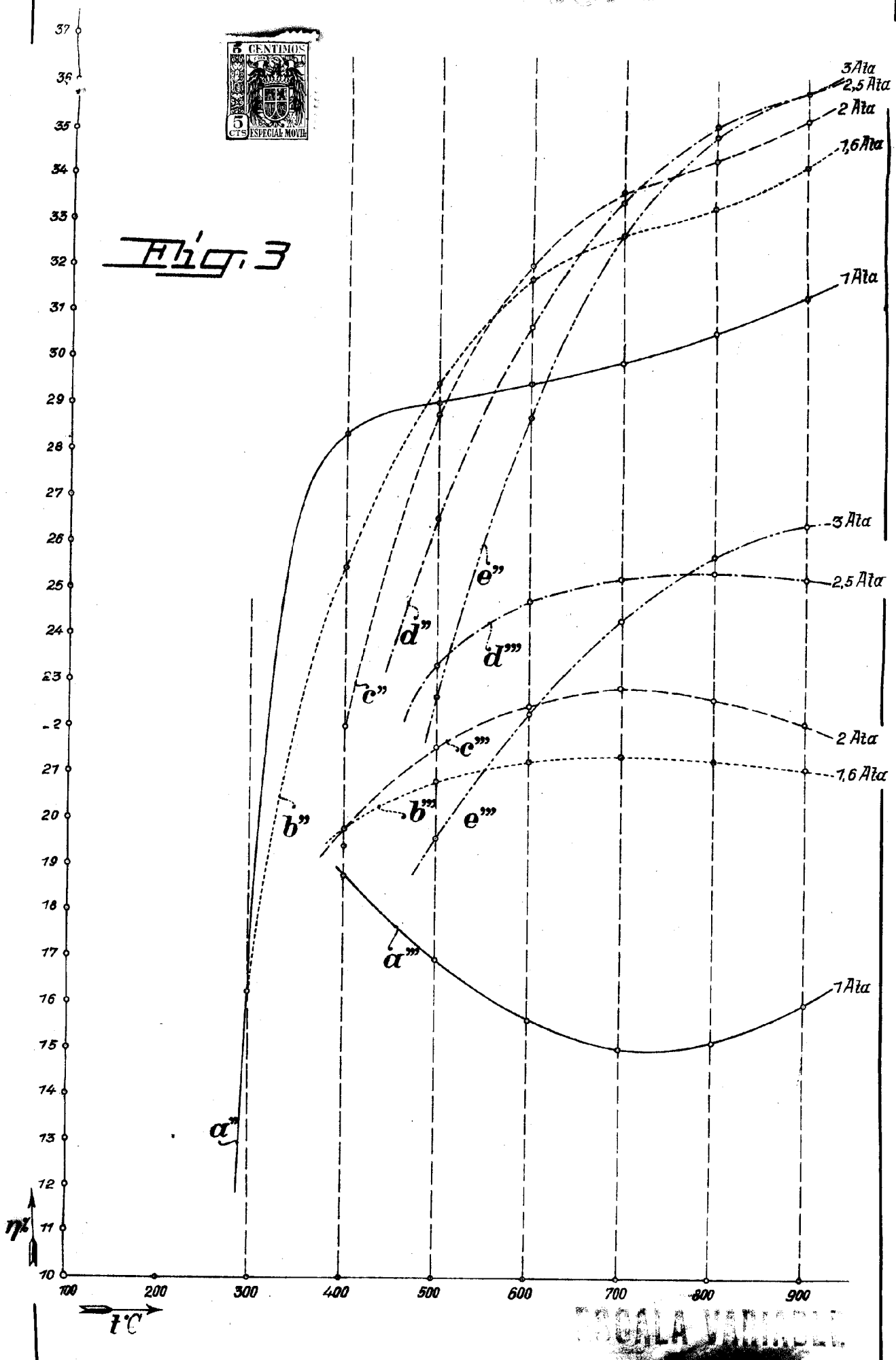


ESCALA VARIABLE

83513



Fig. 3

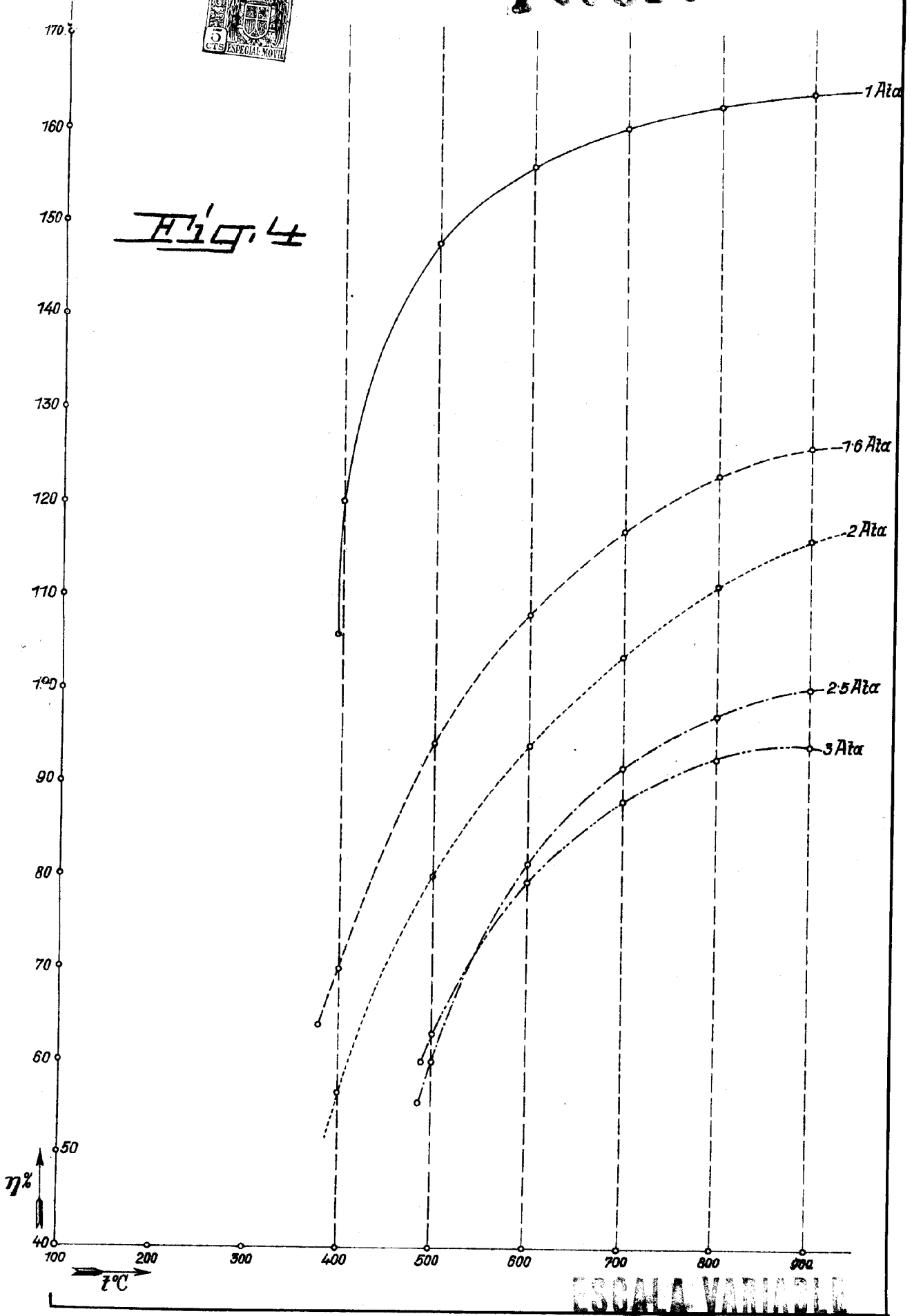


BOCALA VARIABLI

183518



Fig. 4



ESCALA VARIABLE