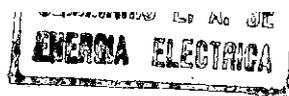


21



CATALOGADO
E213

S. Kriese

Centrales de fuerza a vapor Condiciones de dimensionado

ALLGEMEINE ELEKTRICITÄTS-GESELLSCHAFT
Berlin (West) DEPARTAMENTO DE EXPORTACION Frankfurt (Main)

R 0110-10
Fr 1207e

Centrales de fuerza a vapor
Condiciones de dimensionado
S. Kriese, Berlín

Resumen

El afán de mejorar cada vez más la rentabilidad de las centrales térmicas a vapor conduce al empleo de presiones y temperaturas cada vez más altas del vapor vivo. Sin embargo, los estados máximos posibles del vapor vivo quedan limitados por los materiales disponibles, lo que se demuestra para los tubos de recalentamiento y los conductos del vapor vivo a base de diagramas. En la elección de los estados de vapor vivo han de decidirse de caso en caso, si económicamente queda justificado el empleo de material austenítico muy caro o si se eligen los datos del vapor vivo de manero que para la construcción de la instalación puedan utilizarse materiales ferríticos. En las turbinas sin recalentamiento intermedio, los estados del vapor vivo en los escalones finales de las mismas quedan limitados por la humedad del vapor, ya que con miras a la estabilidad de los álabes de la turbina no puede admitirse una humedad final del vapor mayor de 12 a 13%.

Además de la utilización de altos estados de vapor vivo, el recalentamiento intermedio del vapor y el precalentamiento regenerativo del agua de alimentación son factores esenciales para mejorar la rentabilidad de centrales térmicas a vapor. Como resultado de estas consideraciones se recopilan en tablas valores de orientación para los datos principales de dimensionado.

Como base para las consideraciones de rentabilidad se discuten, tomando el promedio anual, las cuestiones del consumo específico

de la planta de turbinas, del bloque total así como de toda la central térmica a vapor, representándolos en diagramas. A continuación, en otros diagramas se abarcan los promedios anuales del costo de combustibles y el costo de producción de kWh útil. Consideraciones sobre el costo de instalación de centrales térmicas a vapor facilitan una orientación sobre los factores esenciales de influencia y conducen a un diagrama sobre el margen de fluctuación de los gastos de instalación de centrales térmicas a vapor usando como combustible carbón de piedra, con instalaciones de condensación para la refrigeración de agua fresca. Además, para algunos factores influyentes sobre los gastos de instalaciones se resumen valores de orientación.

Limitación de los estados del vapor vivo motivada por los materiales

En las centrales térmicas a vapor, los estados del vapor vivo quedan limitados en primer término por la resistencia al calor de los materiales que están a disposición. Como quiera que la resistencia mecánica de los aceros depende en sumo grado de la temperatura - además de los conductos de vapor vivo - son los tubos calentados del recalentador final en la caldera que soportan la máxima sollicitación y que son determinantes para la elección del estado de vapor vivo.

En la fig. 1 se han recopilado varios materiales que se emplean para la tubería del recalentador y que permiten los estados de vapor vivo máximamente alcanzables en la entrada de la turbina.

Para los cálculos se tomó por base lo siguiente:

Sollicitación del material de los tubos del recalentador = 1,5 veces la seguridad contra la estabilidad al tiempo de 100.000 h.

Caída de presión en la salida del recalentador - entrada en la turbina - 5% de la presión de entrada en la turbina.

Presión de sello = 1,1 x presión de salida del recalentador (caldera de circulación forzada).

Caída de temperatura en la salida del recalentador - entrada en la turbina = 5° C.

Sobre temperatura en la pared de los tubos = 35° C sobre la respectiva temperatura del vapor.

Tubos del recalentador con una relación de diámetro exterior/interior = 1,75.

Decisivo para la configuración de las curvas es principalmente la estabilidad al tiempo de 100.000 h del respectivo material. La rama horizontal de las curvas está condicionada por el límite de resistencia a la cascarilla de los materiales (Bajo "límite de resistencia a la cascarilla" ha de entenderse la temperatura que no debe sobrepasarse con el respectivo acero en servicio permanente - independiente de la magnitud de la sollicitación mecánica - para evitar un acortamiento de la duración de los tubos a causa del desgaste por la cascarilla).

Para cada caso de necesidad pueden elegirse libremente los estados de vapor a base de la fig. 1, en la cual está indicado el límite superior por el margen de empleo del respectivo material que aun es justificable económicamente para los tubos del recalentador.

Otra limitación de los estados del vapor vivo está fijada por el margen de aplicación de los aceros de tubos para los conductos del vapor vivo. Dejando de lado algunas ejecuciones especiales, como por ejemplo tubos con arrollamiento de cinta de acero, es decisiva para los estados del vapor vivo máximo posibles, además de las propiedades de resistencia, la relación de diámetros exterior/interior.

La relación de diámetro de los tubos suministrables actualmente es de 1,7 aproximadamente. Pero no todos los diámetros pueden suministrarse con esta relación de diámetros. En instalaciones con sólo un conducto de vapor vivo queda, por cierto, restringida la potencia, pero no el estado del vapor vivo.

Tratándose de potencias mayores se instalan varios conductos de vapor vivo. Las relaciones máximas admisibles para los diferentes materiales para conductos de vapor vivo se han

representado en la fig. 2.

Fig. 3 muestra en forma de tabla los valores de resistencia y la composición de los aceros para los tubos.

Por el lado de la turbina existen limitaciones de los estados del vapor vivo motivadas por el material con referencia a la resistencia de las partes de admisión. Estas, sin embargo, están ampliamente dentro de los límites señalados en las figs. 1 y 2.

Limitación del estado del vapor vivo por humedad final

La turbina ejerce una influencia esencial sobre la configuración del ciclo de vapor. Otro factor para los estados de vapor vivo máximo posibles es - además de los problemas ya tratados - el llamado "extremo frío" de la turbina, entendiéndose como tal los últimos escalones de la turbina. Teniendo en cuenta la estabilidad de los álabes de la turbina, puede admitirse aquí una humedad del vapor de 12 a 13% aproximadamente. De esto se deduce que, con las temperaturas usuales del vapor vivo, sólo se pueden dominar presiones del vapor vivo hasta 90 ó 110 at.ef. en la entrada de la turbina con circulaciones de vapor sin recalentamiento intermedio. La presión límite para turbinas sin recalentamiento intermedio depende de la presión en el condensador y por consiguiente de la temperatura del agua refrigerante así como del rendimiento de la turbina y ha de ser averiguada en cada caso separadamente.

Si, por razones económicas, se quiere aumentar la presión de vapor vivo, ha de emplearse, en general, el recalentamiento intermedio para no sobrepasar el límite admisible de la humedad del vapor de escape.

Para los estados de vapor vivo máximo posibles, distinguimos en las figs. 1 y 2 dos márgenes, señalados por los respectivos grupos de materiales:

Aceros ferríticos - acero alfa de una aleación relativamente baja (por ejemplo 2,25% Cr; 1,0% Mo).

Aceros austeníticos - aceros gamma de alta aleación (por ejemplo 16,5% Cr; 1,8% Mo; 16,5% Ni).

En la planificación de centrales térmicas a vapor, además de los distintos costes y valores de resistencia, han de tenerse en cuenta también las demás diferentes propiedades de los dos grupos de materiales y juzgarlas en razón de las distintas condiciones locales.

La ambición de conseguir una mejor rentabilidad en las centrales térmicas a vapor conduce a presiones de vapor y temperaturas cada vez más altas. En este artículo se han señalado los límites que imponen los materiales disponibles a los estados máximo posibles del vapor vivo.

Economía por precalentamiento del agua de alimentación

Un factor para el mejoramiento de la rentabilidad de centrales térmicas a vapor, además del empleo de estados altos de vapor vivo y del recalentamiento ya mencionado, resulta el precalentamiento regenerativo del agua de alimentación. Aquí debe elegirse las condiciones óptimas para los respectivos estados de vapor vivo. Sobre el cálculo termotécnico óptimo de instalaciones de precalentamiento de agua de alimentación informan los diagramas de exonomía. Una recopilación de los

diagramas de economía para varios estados de vapor vivo conduciría a demostraciones complicadas y poco claras. Por esta razón, en esta exposición hemos limitado los ejemplos para diferentes condiciones de servicio a unos cuantos diagramas de economía.

La fig. 4 muestra la influencia que tiene el precalentamiento del agua de alimentación sobre el consumo específico de calor en dependencia del calentamiento total en la instalación de precalentamiento para el siguiente dimensionado:

Potencia óptima/máxima	9/10 MW
Vapor vivo en la entrada de la turbina	28 at.abs. 440°C
Presión en el condensador	0,035 at.abs.
Agua refrigerante	15°C
Precalentamiento del agua de alimentación	1 a 5 escalones.

El diagrama de economía de la fig. 4 muestra que con carga óptima del turbogruppo, utilizando 5 escalones de precalentamiento, es posible una economía en el consumo de calor hasta el 8,8% frente a un dimensionado sin precalentamiento del agua de alimentación.

Los diagramas de economía figs. 5 y 6 permiten una comparación entre una instalación sin y con recalentamiento intermedio, siendo las demás condiciones las mismas.

	fig. 5	fig. 6
Potencia óptima/máxima	50/64 MW	50/64 MW
Vapor vivo en la entrada de la turbina	111 at.abs. 535°C	111 at.abs. 535°C
Recalentamiento intermedio	ninguno	con 26/ 23,5 at.abs. a 540°C

	fig. 5	fig. 6
Presión en el condensador	0,06 at.abs.	0,06 at.abs.
Agua refrigerante	25°C	25°C
Precalentamiento del agua de alimentación	1-10 escalones	1-10 escalones

Mientras que se puede alcanzar con una instalación sin recalentamiento intermedio, pero con precalentamiento de 10 escalones una economía en el consumo de calor hasta el 12,8% aproximadamente frente a un dimensionado sin precalentamiento del agua de alimentación, con una instalación con recalentamiento intermedio, siendo iguales las demás condiciones, no se alcanza sino un 10,7% aproximadamente.

Como muestra la comparación de las figs. 5 y 6, la posible economía utilizando el precalentamiento del agua de alimentación, es mayor en las instalaciones sin recalentamiento intermedio que en las provistas de recalentamiento intermedio. La razón para ello es la siguiente:

Se mejora el consumo específico de calor de una central térmica a vapor tanto por recalentamiento intermedio del vapor de servicio como también por precalentamiento del agua de alimentación. En ambos casos el ciclo de vapor se hace aproximar al proceso ideal Carnot, de una máquina sin pérdidas. Como quiera que por el recalentamiento intermedio ya se ha realizado una parte de la mejora prácticamente posible en el ciclo de vapor, la parte de la posible mejora mediante el precalentamiento del agua de alimentación es menor en las instalaciones con recalentamiento intermedio.

En total será mayor la mejora del consumo específico de calor mediante precalentamiento más recalentamiento intermedio, que

la mejora sin este último, siendo por lo demás las condiciones de servicio las mismas.

El recalentamiento intermedio no sólo provoca una variación del ciclo de vapor sino influye también sobre la configuración de toda la instalación. Suponiendo por lo demás unas condiciones de servicio iguales y la misma potencia (medida en los bornes del generador), los siguientes puntos son dignos de atención para las instalaciones de recalentamiento intermedio.

- 1) Humedad del vapor más reducida en los últimos escalones de la turbina, mejorándose con tal motivo el rendimiento interior de la parte de baja presión.
- 2) Volumen de vapor vivo más reducido; por tal motivo puede empeorarse el rendimiento interior en la parte de alta presión, bajándose, sin embargo, el consumo propio de la bomba de alimentación de la caldera.
- 3) Volumen de vapor de escape más reducido; por consiguiente se necesita menos agua refrigerante y un consumo propio más reducido de las bombas del agua refrigerante y del condensado.

Condicionada por los múltiples factores de influencia, la economía en el consumo de calor por recalentamiento intermedio puede importar, según sean las condiciones, 3,5 - 4,5% aproximadamente y puede ser averiguada solamente de caso en caso. Además tenemos que recordar que una investigación objetiva de la economía por recalentamiento intermedio solamente se puede llevar a cabo en un margen de los estados de vapor vivo que es posible tanto sin recalentamiento intermedio (humedad final 12 - 13%) como también con recalentamiento intermedio. Con presiones de vapor vivo mayores, las cuales se pueden obtener

solamente con recalentamiento intermedio teniendo en cuenta la humedad del vapor en los últimos escalones de la turbina, no se puede hablar de una economía por recalentamiento intermedio.

Otros ejemplos de economía por precalentamiento del agua de alimentación para instalaciones de alta y altísima presión, con uno y dos recalentamientos intermedios, se puede ver en los diagramas de economía figs. 7 y 8.

En la fig. 7 se representa la influencia del precalentamiento del agua de alimentación sobre el consumo específico de calor de una instalación usual en Alemania para potencias de unidad medianas hasta grandes de 64 hasta 150 MW utilizando un solo recalentamiento intermedio. Los datos son los siguientes:

Potencia óptima/máxima	87/100 MW
Vapor vivo en la entrada de la turbina	181 at.abs. 535°C
Un solo recalentamiento intermedio con	33/30,5 at.abs. a 540°C
Presión en el condensador	0,03 at. abs.
Agua refrigerante	12°C
Precalentamiento del agua de alimentación	1 a 10 escalones

La fig. 9 muestra un turbogruppo de 150 MW con recalentamiento intermedio y condiciones de dimensionado semejantes, en el cual todas las piezas de la turbina y tuberías, con inclusión de los tubos de recalentamiento en la caldera, pueden ser contruidos de material ferrítico (10 CrMo 910).

La fig. 8 muestra un ejemplo de una curva de economía por precalentamiento del agua de alimentación para un estado muy

alto de vapor vivo, de ejecuciones aisladas, con dos recalentamientos intermedios con los siguientes datos:

Potencia óptima/máxima	135/150 MW
Vapor vivo en la entrada de la turbina	300 at.abs. 605°C
Primer recalentamiento intermedio con	120/111 at.abs. a 555°C
Segundo recalentamiento intermedio con	36/33 at.abs. a 555°C
Presión en el condensador	0,025 at.abs.
Agua refrigerante	9°C
Precaentamiento del agua de alimentación	1 a 10 escalones

Estos altos estados de vapor vivo requieren el empleo de materiales austeníticos.

La fig. 10 muestra el corte seccional de la parte de alta presión de una turbina de 100 MW para 260 at.ef., 605°C y recalentamiento intermedio a 520°C. Varias máquinas de esta clase ya están funcionando, sin reclamaciones algunas, hace varios años. La fig. 11 muestra un turbogruppo de 250 MW dimensionado para 250 at.ef., 540°C con recalentamiento intermedio a 540°C.

Datos para el dimensionado de plantas térmicas a vapor

Además del recalentamiento intermedio y precaentamiento del agua de alimentación para el mejoramiento del ciclo de vapor (y con ello el consumo específico de calor) han de estudiarse exactamente otros factores como: diferencia de temperatura de los precaentadores del agua de alimentación, conexión y dimensionado de los refrigeradores de vapor y del condensado,

aplicación de turbinas alimentadas con vapor de toma para el accionamiento de bombas de alimentación de la caldera y otros accionamientos para necesidades propias, recuperación de pérdidas de calor de H_2 así como refrigeradores de aceite etc. Estos factores no serán tratados aquí detenidamente, ya que a razón de las explicaciones precedentes se ha dado una resumida orientación sobre los principales datos para el dimensionado de una planta térmica.

Tomando como base los usuales estados de vapor vivo en Alemania y las recomendaciones IEG, los datos recopilados en forma de tablas de las figs. 12, 13 y 14 representan una evaluación de las exposiciones dadas hasta aquí en este artículo para los datos de dimensionado de plantas térmicas a vapor.

Consumo específico de calor en las plantas de turbinas a vapor

En la planificación de instalaciones de fuerza a vapor es de especial importancia el consumo específico de calor. Desgraciadamente no es posible dar en un solo diagrama una representación sencilla y clara del consumo específico para las más diferentes condiciones de dimensionado ya que demasiados factores influyen sobre el consumo de calor en las plantas de turbinas a vapor. Sin embargo, limitándose a diferenciar algunos factores de influencia esenciales, nos proporciona el diagrama de la fig. 15 una orientación fundamental y sin embargo clara sobre un margen de aplicación relativamente ancho de instalaciones de fuerza a vapor. El diagrama nos informa sobre los valores medios del consumo específico de calor de turbogrupos con y sin recalentamiento intermedio, con carga óptima para las unidades en bloque de una potencia de 56/64 MW hasta 130/150 MW. Los valores comprendidos en el diagrama son válidos para instalaciones de turbinas con precalentamiento del agua

de alimentación de 6 ó 7 escalones respectivamente, sobre las temperaturas finales del agua de alimentación t_{sp} que se desprenden del diagrama, pero sin tener en cuenta las pérdidas del condensado (volumen de agua adicional) y no considerando la inyección de agua en los recalentadores principal e intermedio para la regulación de la temperatura del vapor.

Decisivos para el consumo de calor de toda la instalación son, además de la instalación de turbinas, la caldera y los accionamientos para las necesidades propias. El rendimiento de la caldera depende en primer lugar del combustible y clase del hogar. El rendimiento óptimo de carga de la caldera en grandes instalaciones para carbón de piedra es de 88 - 93%, según sea la clase del hogar y la calidad del combustible.

Para la parte variable de las necesidades propias es decisivo principalmente el consumo de fuerza de la bomba de alimentación de la caldera que puede variar en amplios límites (2 - 4% aproximadamente), según sea el estado de vapor vivo elegido. El contingente de otros consumos propios, usando carbón como combustible, puede calcularse estimativamente con 3,0 - 4,5% referida a la carga máxima.

Consumo específico de calor de todo el bloque de la central térmica a vapor, costo de combustible y costo de producción de los kWh útiles en el promedio anual

Para consideraciones económicas sobre la situación total es de importancia conocer el promedio anual del consumo específico de calor que puede variar dentro de amplios límites en la misma planta, según las horas de utilización. La fig. 16 facilita una orientación sobre el consumo específico de calor

para una planta de 72/80 MW, en el margen de datos de vapor vivo de 120 at.ef., 530°C hasta 180 at.ef. 565°C. El diagrama muestra el consumo específico de calor tanto para carga óptima y máxima, como también en el promedio anual para 4000 hasta 7000 h/a (horas de utilización por año) separadamente para el turbogruppo y para todo el bloque. De esto se desprende que la influencia de la utilización de la planta sobre el consumo específico de calor en el promedio anual puede ser en un múltiple mayor que la influencia del estado de vapor vivo.

En la fig. 17 se representa el costo de combustible por kWh útil en el promedio anual en función de las horas de utilización para 4 variantes del estado de vapor vivo. Para el cálculo del costo de combustible se tomó como base el consumo específico de calor de la fig. 16 y un precio calorífico de combustible de US\$ 2,95/Gcal (DM 12,394/Gcal - correspondiente a un precio de carbón de US\$ 20.-/t (DM 80.-/t) con $H_u = 6500$ kcal/kg (1 US\$ = DM 4,20). Para otros precios caloríficos de combustible ha de realizarse la correspondiente conversión en el cálculo del costo de combustible.

La fig. 18 muestra por fin para el mismo ejemplo el costo de producción del kWh útil en el promedio anual libre barra colectora en la central en función del número de horas de servicio para 3 cuotas de amortización diferentes, o sea, 11,746% (Plazo de amortización de 20 años y 10% de interés del capital), 10,185% (plazo de amortización de 20 años y 8% de interés del capital) así como 8,718% (plazo de amortización de 20 años y 6% de interés del capital). En el mencionado costo de producción del kWh útil en el promedio anual no se tuvo en cuenta los intereses respecto a obras.

Margen de fluctuación medio de los gastos de instalación en
centrales térmicas a vapor

Para averiguar el promedio anual del costo de producción del kWh útil se necesita en particular el costo de instalación. La representación gráfica de la fig. 19 proporciona una orientación sobre los factores más importantes que influyen sobre el costo de la instalación de una central térmica a vapor, ya sea directamente o a través de la planificación.

Los distintos factores, es decir, las condiciones dadas por circunstancias y estado de cosas exteriores y los requerimientos derivados de ellos, se juntan en grupos correspondientes a la conexión objetiva y al decurso de la planificación y proyección, para lo cual puede ser válido el siguiente esquema fundamental:

Condiciones y requerimientos especiales:

- 1) Dimensionado exterior (planificación previa, tanto económica de servicio como política)

Factores condicionados por combustible y material de servicio

Estructura de la red y relaciones de carga

Factores condicionados por la economía

Factores condicionados por el sitio

- 2) Dimensionado interior (planificación y proyección tecnológicas)

Dimensionado termotécnico

Dimensionado técnico de agua

Dimensionado técnico de obras

3) Disposición de edificios (proyección de obras)

Instalaciones de máquinas

Instalaciones electrotécnicas

Construcciones para fines técnicos

1) + 2) + 3) = Planta en conjunto y el resultado, los gastos totales de la planta.

En la representación, las relaciones que influyen sobre el costo, están trazadas con líneas gruesas; las conexiones de planificación y proyección están indicadas con trazos débiles, en los cuales una flecha deja reconocer una relación activa, influyente, mientras en lo demás se señala una relación puramente objetiva.

Fuera de las casillas se encuentran unas observaciones que deben ser entendidas como indicaciones generales o como ejemplos.

Si se considera el sinnúmero de los factores que influyen sobre el costo de la planta, se llega a la conclusión, de que no se puede conseguir una representación diferenciada, completa del costo de la planta para todos los casos posibles, sino solamente una orientación tendenciosa. La fluctuación media de la relación del costo absoluto de la central térmica a vapor en función de la potencia instalada se desprende de la fig. 20.

Se trata aquí de valores estadísticos para plantas de condensación en conexión bloque de 2 turbinas y 2 calderas con refrigeración de agua fresca. Evaluando numerosos gastos de una central, pudiera tomarse la curva de valores medios que representa un dimensionado y configuración medio de la central, como la curva de tendencia más aparente del costo de la planta. Esto no parece justificado, pues el número de los resultados evaluados no puede tomarse como suficientemente grande y además, un dimensionado y configuración medio de la central que no puede abarcarse concretamente, no tiene valor práctico. La verdadera curva de tendencia difícilmente será una curva estable, pues respecto a los factores influyentes no se trata de "errores ocasionales", sino considerablemente de "errores sistemáticos". De esto se desprende que las curvas de tendencia pueden basarse solamente en suposiciones subjetivas y en parte arbitrarias. En este sentido deben entenderse los documentos anteriormente citados.

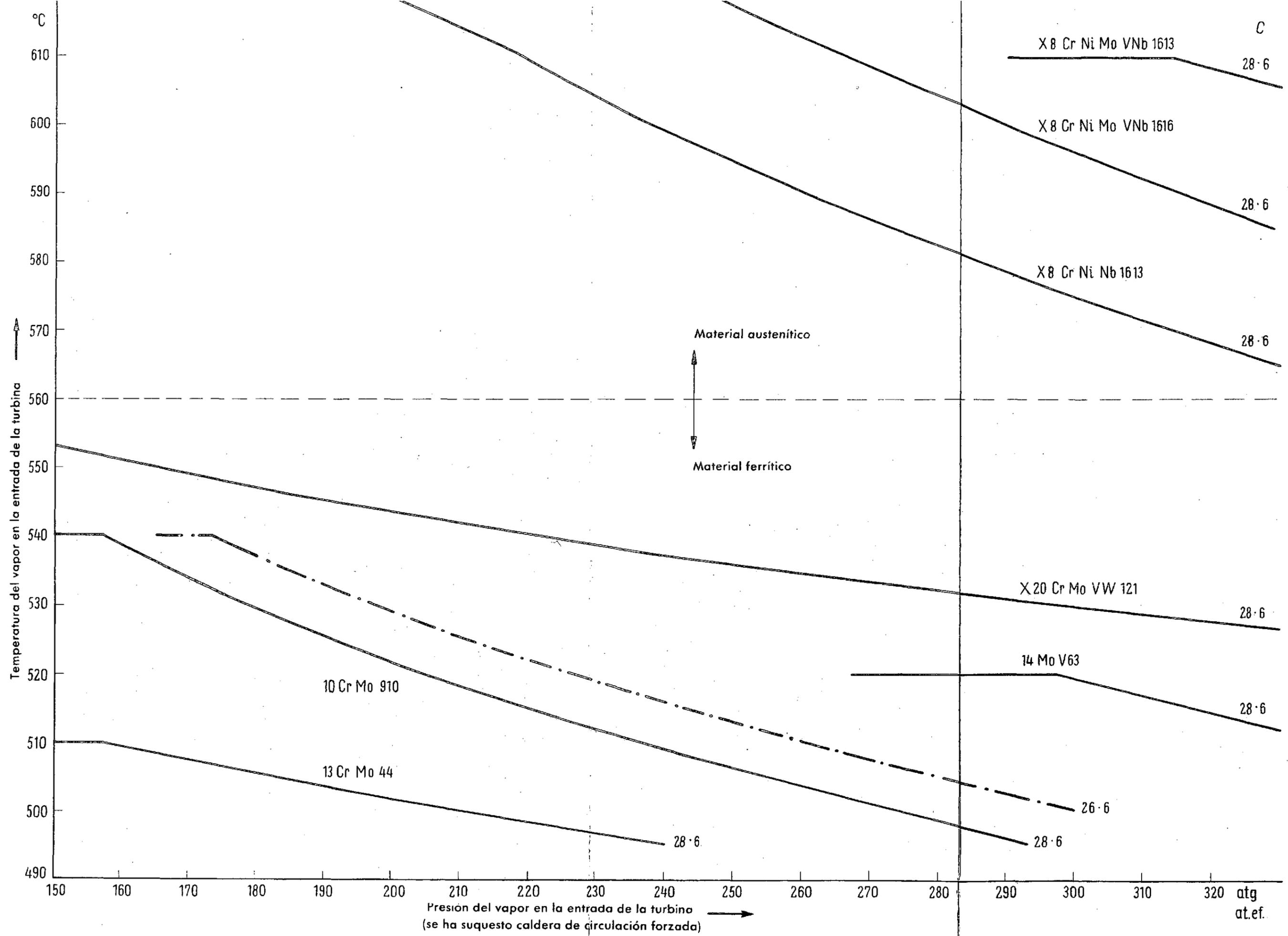
A razón de experiencias adquiridas en la planificación de centrales, puede hacerse un intento de reunir algunos valores diferenciales y tendenciosos de orientación; sin embargo, la utilización de estos datos para otros proyectos será siempre dudosa. Bajo esta reserva se exponen a continuación unos cuantos valores tendenciosos de orientación como complemento al diagrama representado en la fig. 20.

Referido a una central de fuerza con combustión de carbón de piedra, el costo de una central con combustión de lignito con unidades grandes aumenta alrededor del 6-7%, con unidades pequeñas alrededor del 7 al 10%.

El costo de una central con combustión de aceite se reduce alrededor del 10%, con unidades pequeñas incluso hasta el 15%.

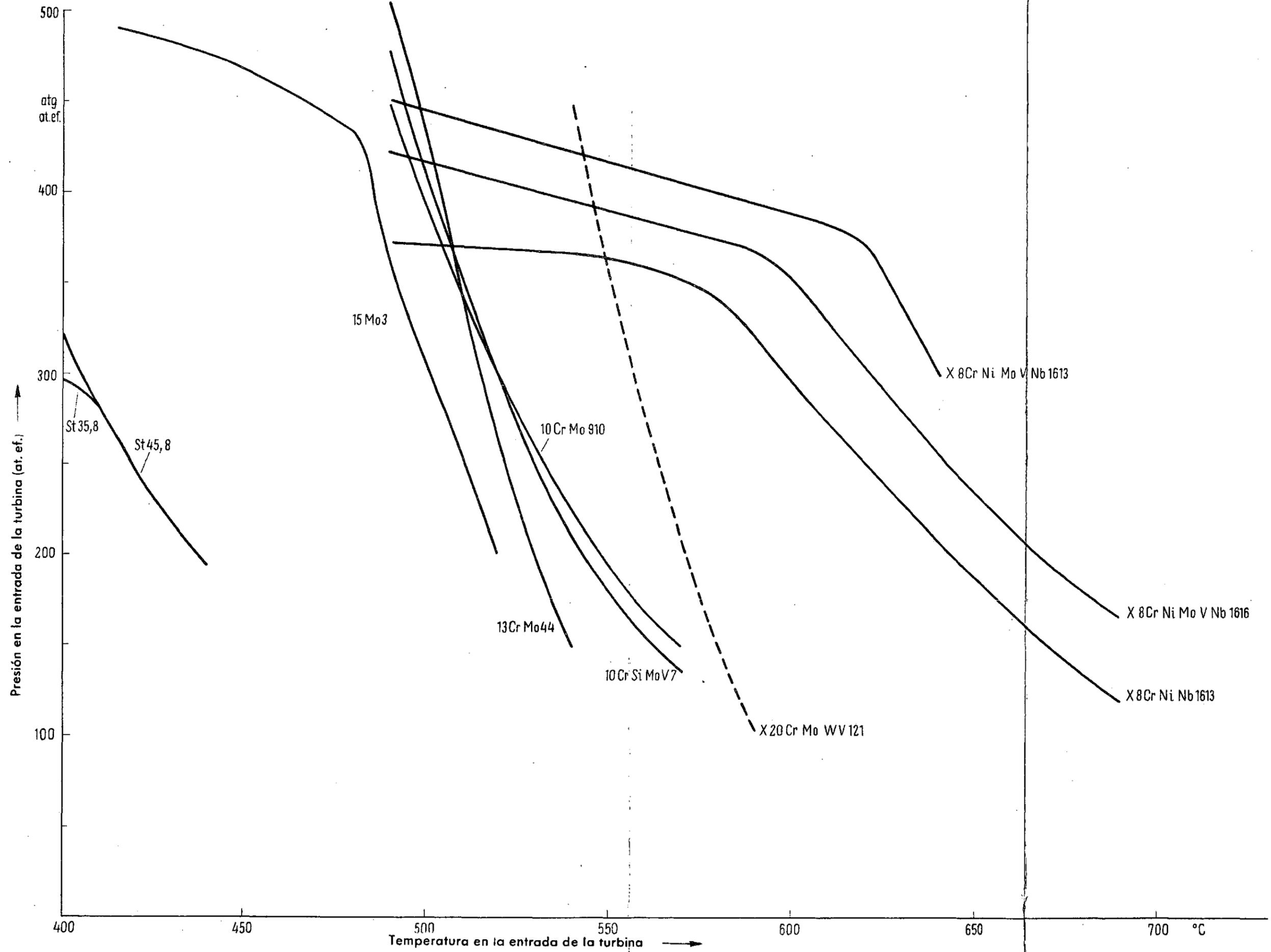
El costo de una central de fuerza con combustión combinada aumenta en un 4 - 5% aproximadamente, si la misma ha de trabajar con plena potencia tanto con combustión puramente de aceite como también con combustión de carbón de piedra.

En una central de fuerza con combustión de gas natural de buena calidad (H_u 8000 kcal/Nm³), el costo de la planta debiera de estar más o menos en el mismo orden de magnitud que una planta con combustión de aceite, ya que una ampliación de la caldera, eventualmente necesaria, sería compensada por la supresión de la instalación de tanques de aceite. Utilizando gas de altos hornos u otros gases inferiores, ha de contarse con un aumento del costo de la planta frente a centrales con combustión de aceite. Además ha de tenerse en cuenta que centrales con combustión de carbón de piedra disponen generalmente de agua fresca para el condensador, mientras que la combustión de lignito ha de realizarse, teniendo en cuenta los gastos de transporte, cerca de la mina, donde raras veces se dispone de agua fresca. Por consiguiente, el empleo de torres de refrigeración puede tomarse casi como normal para centrales de combustión de lignito. Luego ha de apuntarse otra diferencia en el costo de la planta, o sea: Una central con combustión de carbón de piedra provista de torres de refrigeración, resulta más o menos el 3,5 - 4% más cara que una central con refrigeración por agua fresca. En centrales de combustión de lignito las instalaciones de transporte pueden llevarse más allá de la extensión corriente hasta la misma mina, de modo que también por este lado pueden presentarse sensibles diferencias en la configuración y costo de la planta. Lo último también puede acontecer en centrales de combustión de carbón de piedra propiedad de minas hulleras, especialmente cuando para la combustión se quiera gastar carbón inferior. Para plantas de esta índole ha de contarse asimismo con un costo de instalación mayor que para centrales normales de combustión de carbón de piedra.



LIMITES DEL MARGEN DE EMPLEO DE ACEROS PARA TUBOS DEL RECALENTADOR

FIG. 1



LIMITES DEL MARGEN DE EMPLEO DE ACEROS PARA TUBOS DE VAPOR VIVO
(con $d_a/d_i = 1.7$)

FIG. 2

TUBE AND PIPE MATERIALS

MATERIALES PARA TUBOS

N 185102/04

Type (Old type)	Material No.	Chemical Composition	Yield Point		Tensile strength	Ultimate elonga- tion	Impact strength	Test tempera- ture	1% Creep	limit for:	Endurance limit for:	
Tipo (Tipo antiguo)	Nr. del Material	Composición química	Funto	cedente	Resistencia tensora	Alargami- ento de ruptura L=5d min. %	Resitencia a los im- pactos	Tempera- tura de prueba	1% limite para: 10.000 hs	de flujo	limite de	continuación:
		%	ata/a °C	min. kg/mm ²	min. kg/mm ²		min. kgm/cm ²	°C	min. kg/mm ²	100.000 hs min. kg/mm ²	10.000 hs kg/mm ²	100.000 hs kg/mm ²
13 CrMo 4 4 (TH 32, Marwe 17L)	7335 (472)	C .10/.18 Cr .70/1.0 Mo .40/.50 Si .15/.35 Mn .40/.70	20	30	45 to/hasta 58	22	6	500 510 520 530 540 550	17 14.9 12.8 10.9 9.1 7.5	12 10.2 8.3 6.6 5 3.7	24 21.3 18.5 15.8 13.3 11	17 14.3 11.4 8.9 6.7 5
10 CrMo 9 10 (3HK.5, Marwe 215E)	7380	C <.15 Cr 2.0/2.5 Mo .90/1.10 Si <.50 Mn .30/.60	20	27	50 to/hasta 65	20	6	500 520 540 550 (580) ¹⁾	16 12.4 9.2 8.0 (5.6) ¹⁾	10 7.4 5.3 4.5 (3.2) ¹⁾	20 15.7 12.1 10.5 (7.0) ¹⁾	14 10 7.4 6.5 (4.6) ¹⁾
X20 CrMo VW 121		C .57-.25 Si .15-.15 Cr 11-12.5 Mo .8-1.2 Ni .3-.8 Mn .4-.7 V .25-.35 W .4-.6	20	45	70 to/hasta 85	15		500 520 540 560 580 600	22 19.4 16.0 12 8.5 6	18 15.3 11.9 8.1 5 3	28 25.5 22 17.5 21.5 8.5	23 20.5 17 12.5 8 5.0
14 MoV 63	5515	C .14 Si .25 Cr .50 Mo .55 Mn .50 V .30 P+S <je .03	200 300 400 500	32 30 28 24	50 to/hasta 65	vertical/ a lo largo de 22 horizontal/ atraves 20		450 500 530 550 570		14 10 7.5 6.0 4.5		21 15 11.2 9.0 7.4
AUSTENITIC MATERIAL						MATERIALE AUSTENITA						
X8Cr NiNb 1613 (ATS)(BVT A 1)	4961	C .08 Cr 17.0 Ni 13.0 Nb 10x%C	20	22	55 to/hasta 70	35	>15	500 550 600 650 700	20 14 10 7 5	16 10 6 4 2.5	32 22 15 10 6	25 15 8 5 3.5
X8Cr NiMoVNB 1613 verg 65 (ATS 6) (BVT A 3)	4988	C <.08 Cr >17.0 Mo <1.4 Ni >13.5 V <.70 N ₂ <.10 Nb >10x%C	20	50	65 to/hasta 85	17	>6	550 575 600 625 650	28 26 23 19 16	20 18 16 13 10	30 29 27 23 20	25 23 21 17 14
X8Cr NiMoNb 1616 (ATS 15)(BVT A 20)		C .08 Cr 17.0 Mo 1.8 Ni 16.5 Nb 10x%C	20	25	55 to/hasta 70	35	>15	500 550 600 650 700 750	20 15 11 8 6 4	17 11 7 5 3.5 2	32 23 16 12 8 6	26 16 8 6 4.5 2.5

FIG. 3

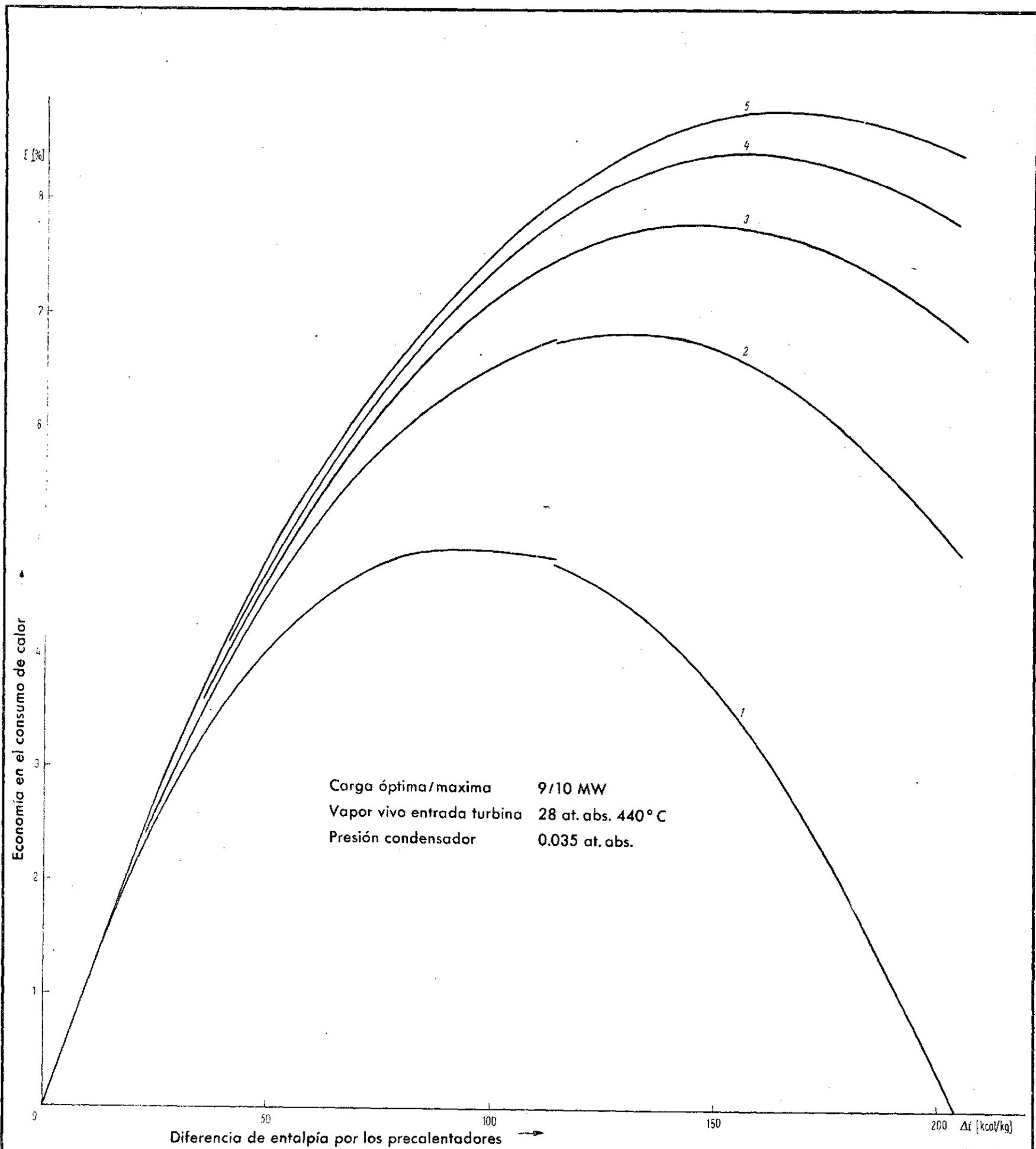


FIG. 4

EFECTO DEL PRECALENTAMIENTO DEL AGUA DE ALIMENTACION SOBRE EL CONSUMO
 ESPECIFICO DE UNA PLANTA (SIN RECALENTAMIENTO INTERMEDIO)

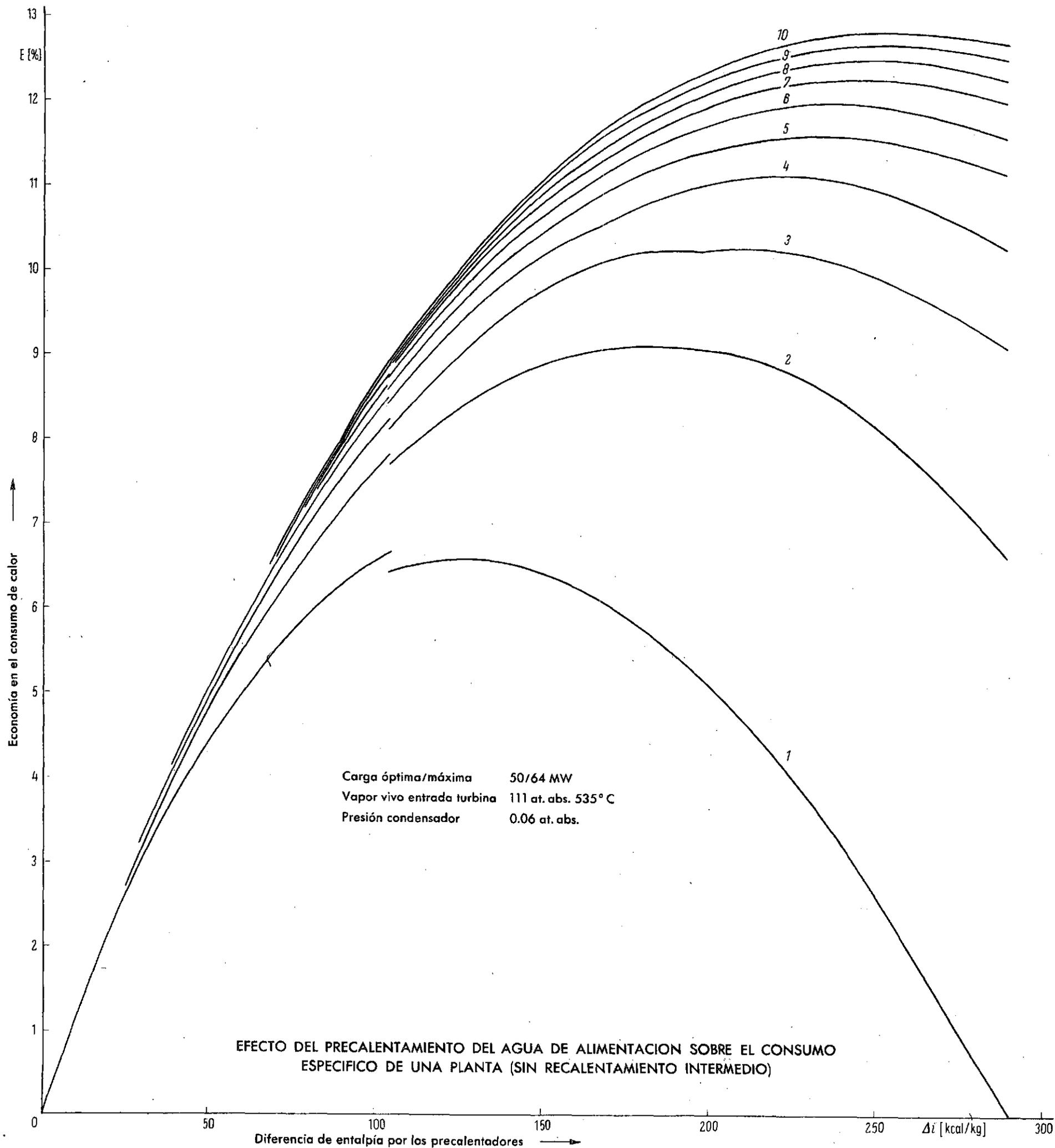


FIG. 5

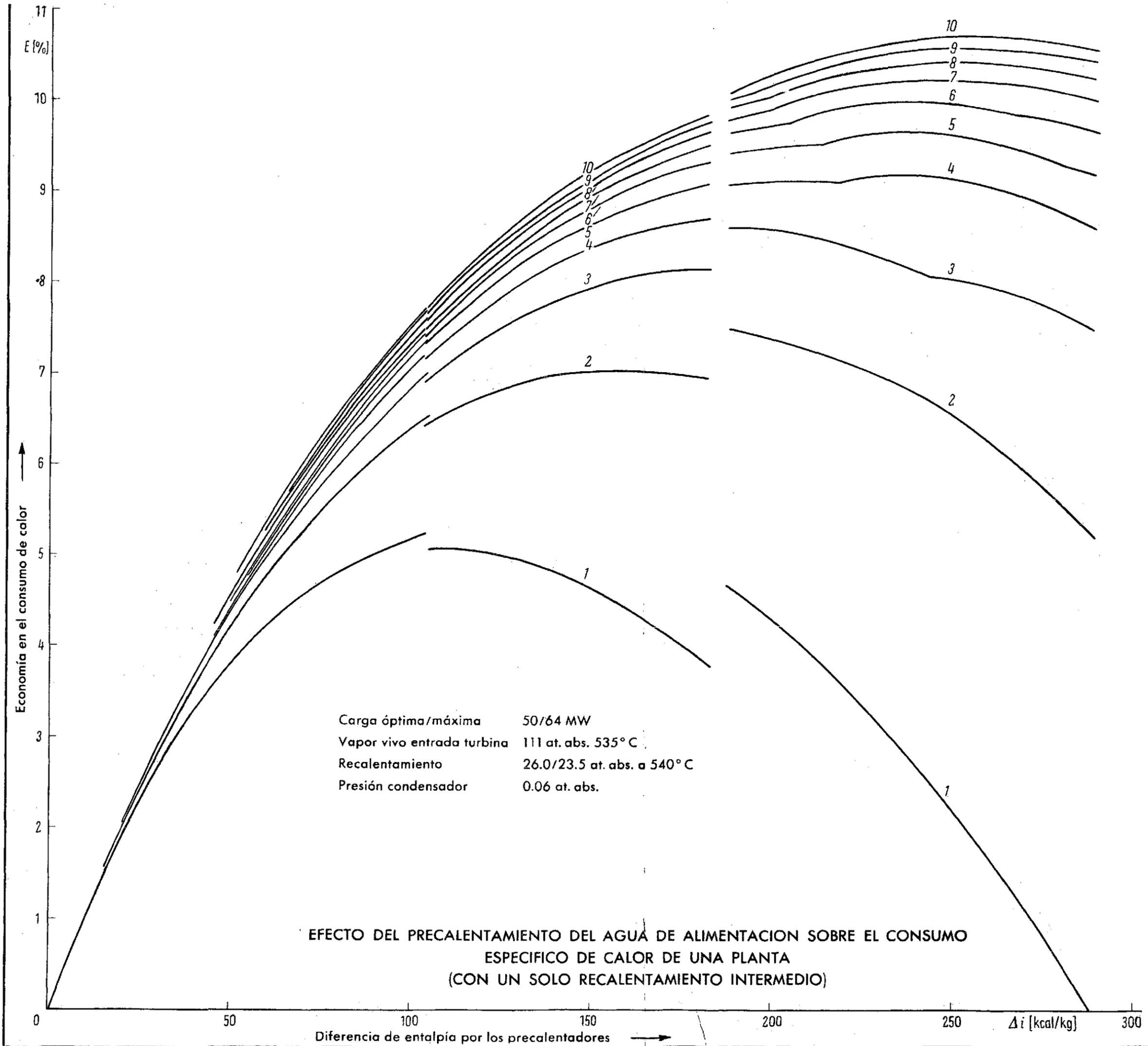
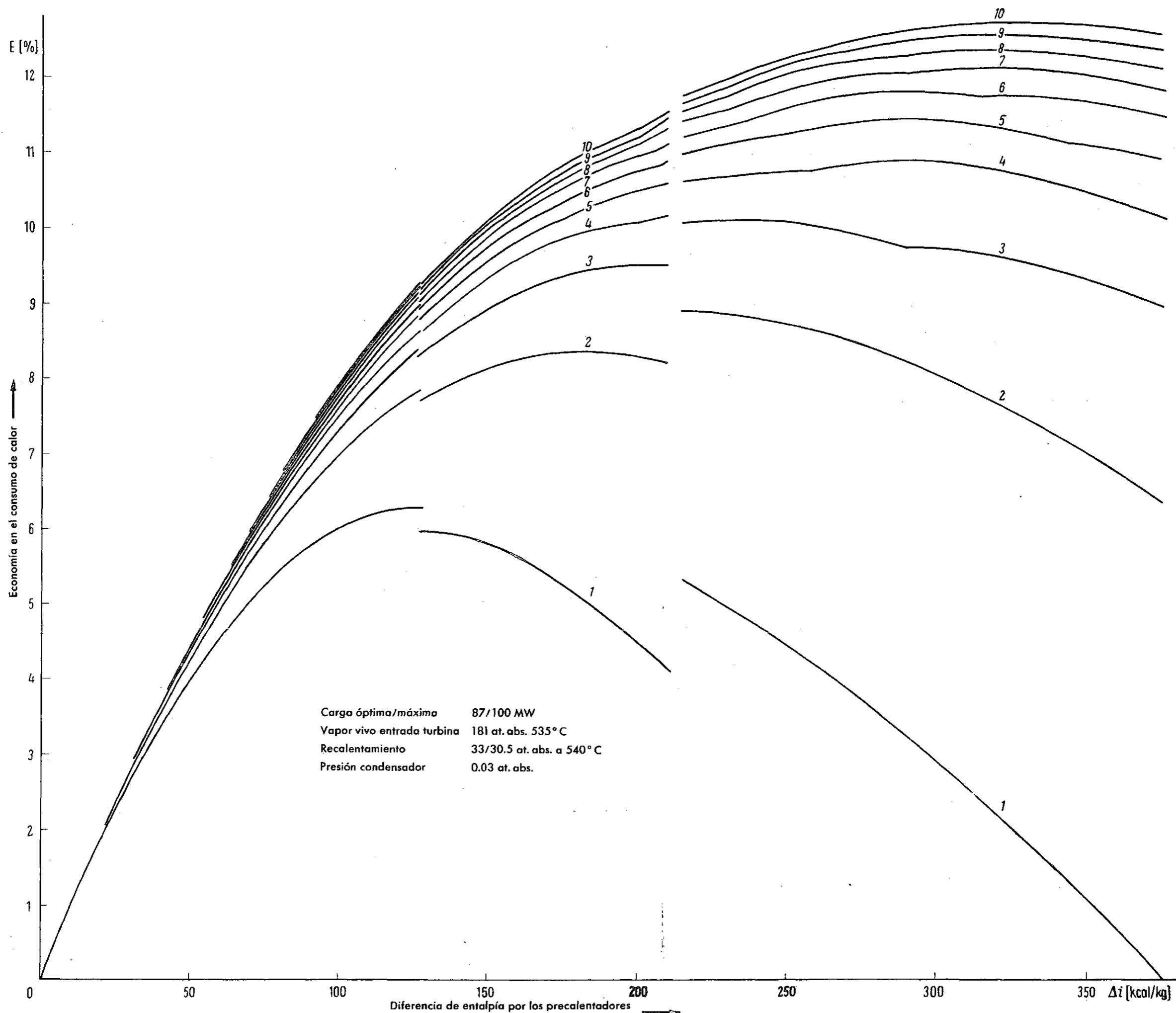


FIG. 6



EFECTO DEL PRECALENTAMIENTO DEL AGUA DE ALIMENTACION SOBRE EL CONSUMO ESPECIFICO DE UNA PLANTA CON UN SOLO RECALENTAMIENTO INTERMEDIO

FIG. 7

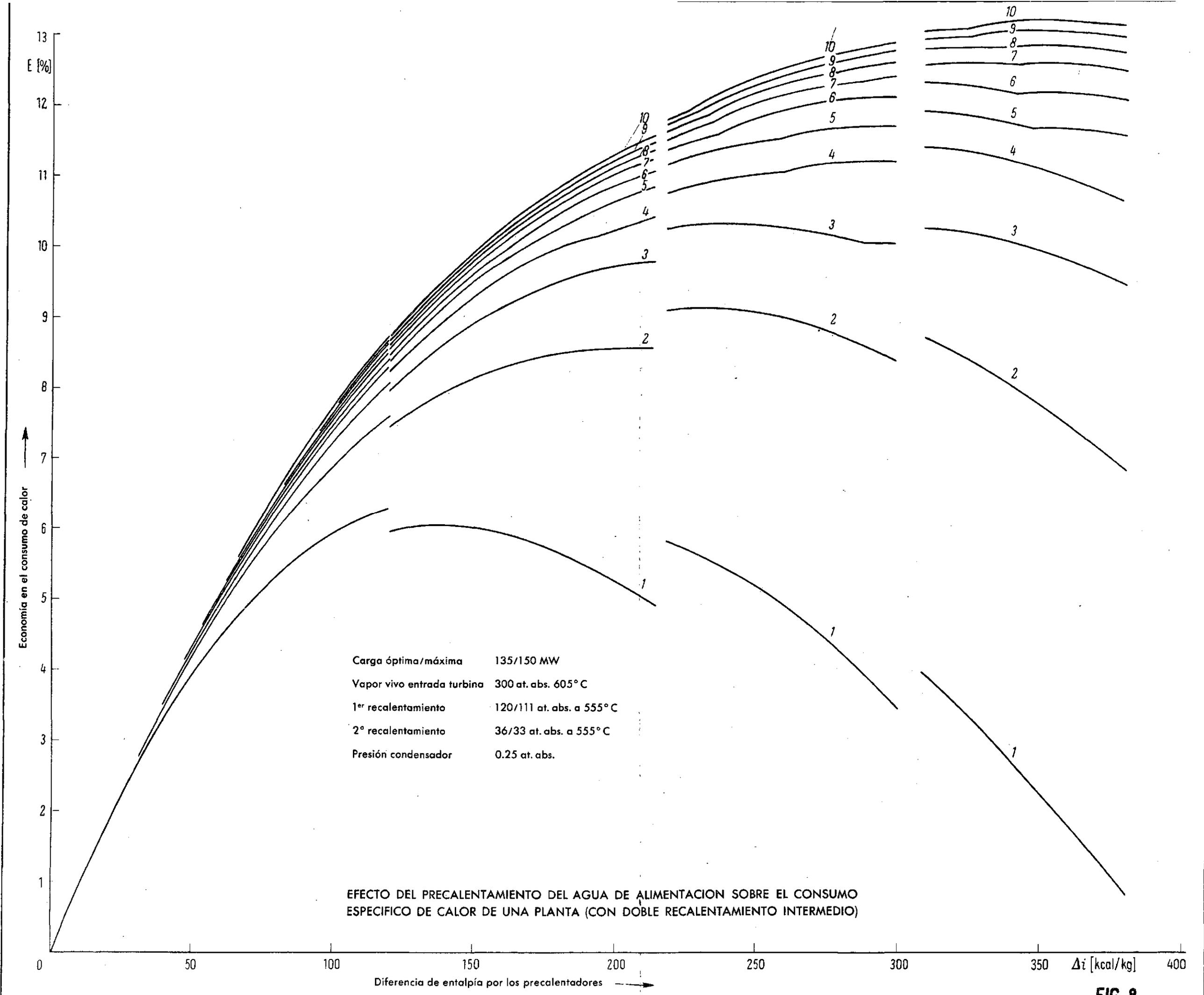
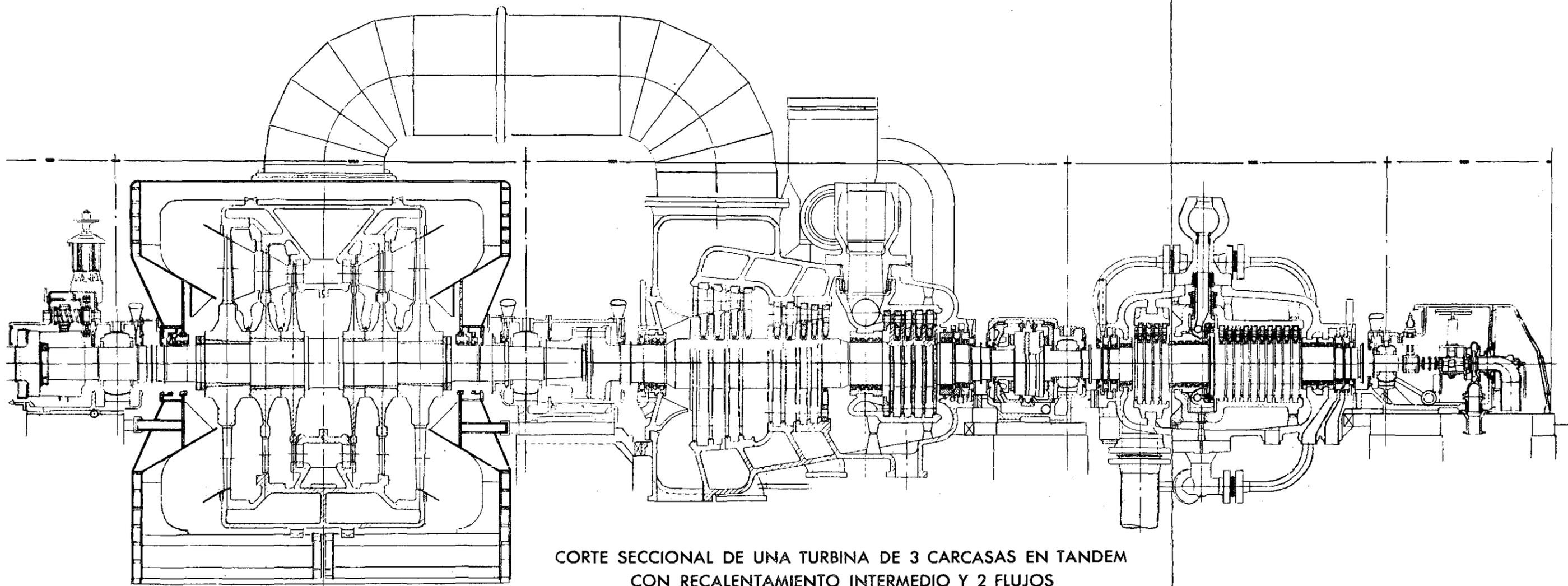
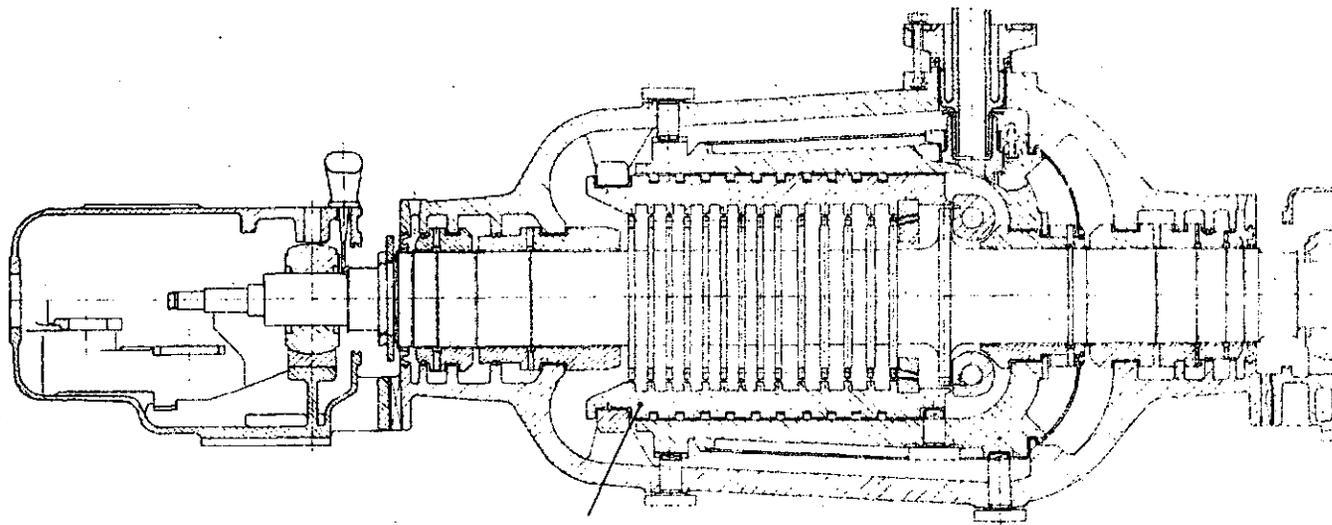


FIG. 8



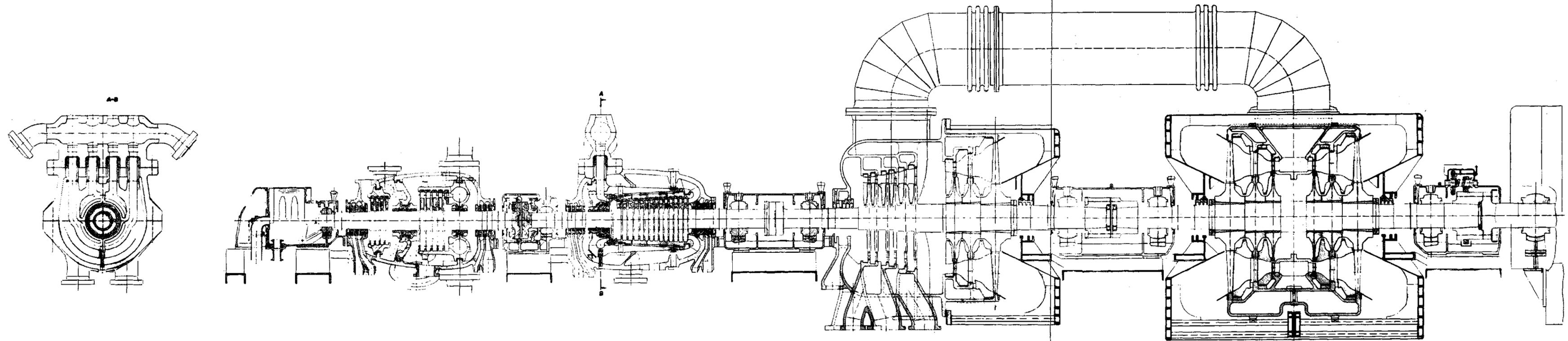
CORTE SECCIONAL DE UNA TURBINA DE 3 CARCASAS EN TANDEM
CON RECALENTAMIENTO INTERMEDIO Y 2 FLUJOS



Carcasa interior tipo barril

SECCION DE ALTA PRESION DE 150 MW DE UNA TURBINA DE MUY ALTA
PRESION PARA 260 AT. EF. Y 605° C

FIG. 10



TURBINA DE CONDENSACION DE 250 MW, DE 4 CARCASAS CON PARTE DE ESCAPE DE TRES FLUJOS

FIG. 11

Valores de orientación para plantas de presión media y alta sin recalentamiento intermedio

N° corr.	Denominación	Dim.	D a t o s												
			Partiendo de las actuales líneas directrices alemanas								Partiendo de las proposiciones JEC				
1	Presión vapor vivo delante de la turbina	at.ef.	21	27	35	56	70	110			34	42	64	88	105
2	Temperatura vapor vivo delante de la turbina	°C	390 (385)	440 (435)	445 (440)	495 (490)	500	525 535	500 525	525 535 565	440 (435)	460 (455)	490 (485)	535 565	535 565
3	Presión vapor vivo en la salida del recalentador	at.ef.	22,5	29	37	59	74	74	115	115	36	44	67	92	109
4	Temperatura vapor vivo en la salida del recalentador	°C	400	450	450	500	505	530 540	505	530 540 570	450	470	500	540 570	540 570
5	Presión de trabajo en la caldera (caldera de circulación natural)	at.ef.	24	30,5	40	64	82	83	127	129	39	48,5	74	102	123
6	Presión de sello de la caldera														
	61) Caldera de circulación natural	at.ef.	25	32	42	67	87		136		41	51	78	109	130
	62) Caldera de circulación forzada	at.ef.	-	-	-	-	-		127		-	-	-	101	120
7	Valores de orientación para la presión del agua de alimentación legalmente necesaria detrás de la bomba de alimentación de la caldera con potencia límite de la caldera (referido a la presión de sello y coplado de las válvulas de seguridad)														
	71) Caldera de circulación natural	at.ef.	28	45	56	84	103	104	163	165	55	66	94	130	155
	72) Caldera de circulación forzada	at.ef.	-	-	-	-	-	-	183	185	-	-	-	155	180
8	Temperatura final y número de escalones del precalentamiento del agua de alimentación	°C	105.	105.	105.	140.	160.	200	180+	230	105+	140+	160+	160	180
			140	160	180	180	160.	200	180+	230	180	190	200	220	230
		-	2+3	2+4	2+4	3+5	3+5	4+6	4+6	4+6	2+4	3+5	3+5	4+6	4+6

FIG. 12

Valores de orientación para plantas de alta presión con un solo recalentamiento intermedio

Nº corr.	Denominación	Dim.	D a t o s											
1	Presión vapor vivo delante de la turbina	at.ef.	105	110	126	140	165	180						
2	Temperatura vapor vivo delante de la turbina													
	21) Todas las partes de la planta ferríticas	°C	535	535	535	535	535	535	530 (535)					
	22) Turbina y tuberías ferríticas, (10 CrMo 9 10) - recalentador final austenítico	°C	565	565	565	565	565	565	565	565	555			
3	Presión de vapor vivo en la salida del recalentador	at.ef.	109	115	132	147	173	189						
4	Temperatura de vapor vivo en la salida del recalentador	°C	540	570	540	570	540	570	540	570	540	570	535 (540)	560
5	Presión de sello de la caldera (caldera de circulación natural)	at.ef.	123	129	147	162	-	-						
6	Presión de sello de la caldera													
	61) Caldera de circulación natural	at.ef.	130	136	157	175	-	-						
	62) Caldera de circulación forzada	at.ef.	120	127	146	162	191	208						
7	Valores de orientación para la presión del agua de alimentación legalmente necesaria detrás de la bomba de alimentación de la caldera con potencia límite de la caldera (referido a la presión de sello y soplado de las válvulas de seguridad)													
	71) en una caldera de circulación natural	at.ef.	155	165	185	205	-	-						
	72) en una caldera de circulación forzada	at.ef.	180	185	210	230	270	290						
8	Temperatura final del precalentamiento del agua de alimentación	°C	220+ 240	225+ 240	220+ 240	225+ 240	230+ 240	230+ 250	230+ 250	235+ 250	235+ 280	235+ 280	235+ 280 (300)	240+ 280 (300)
9	Número de escalones del precalentamiento del agua de alimentación	-	5+6	6+7	5+6	6+7	6+7	6+7	6+7	6+8	6+8	6+8	6+8 (8+10)	6+9 (8+10)
10	Temperatura del vapor intermedio después del precalentamiento intermedio delante de la turbina (igual o más baja que los valores siguientes)	°C	540	565	540	565	540	565	540	565	540	565	540	560
11	Temperatura del vapor intermedio en la salida del recalentador intermedio	°C	545	570	545	570	545	570	545	570	545	570	545	565
12	Presión del recalentamiento intermedio según las condiciones especiales		25 - 32 at.abs.											
13	Presión de vapor delante de la turbina después del recalentamiento intermedio con una pérdida de presión del 8% aprox.		25 - 29,5 at.abs.											

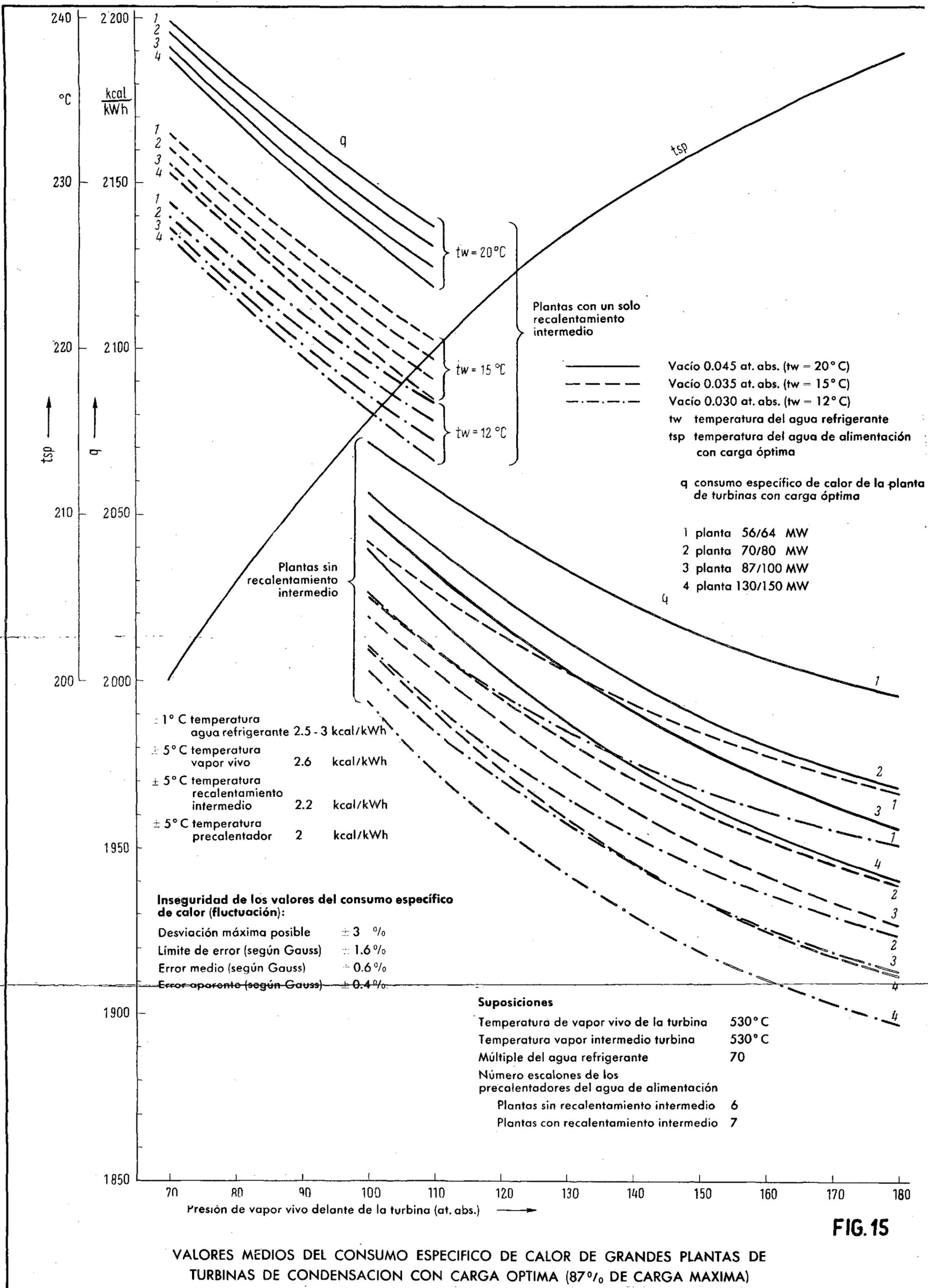
Atención! Para el dimensionado de los precalentadores del agua de alimentación - alta presión - es decisiva la presión de la bomba de alimentación de la caldera a volumen de extracción cero.

FIG. 13

Valores de orientación para plantas de alta presión con uno o dos precalentamientos intermedios

N° corr.	Denominación	Dim.	D a t o s														
1	Presión vapor vivo delante de la turbina	at.ef.	225		250					300							
2	Temperatura vapor vivo delante de la turbina																
	21) Todas las partes de la planta ferríticas	°C	510 (515)	505 (510)					490 (495)								
	22) Turbina y tuberías ferríticas, recalentador final austenítico	°C	540		530					520							
	23) Utilización de la austenita X8CrNiNb 16 13	°C	570		560					545							
	24) Utilización de la austenita X8CrNiMoNb 16 16	°C	585		575					555							
	25) Utilización de la austenita X8CrSiMoVNB 16 13	°C	590		610					605							
3	Presión de vapor vivo en la salida del recalentador	at.ef.	237		263					315							
4	Temperatura de vapor vivo en la salida del recalentador	°C	515 (520)	545	575	590	615	510 (515)	535	565	580	615	495 (500)	525	550	560	610
5	Presión de sello de la caldera	at.ef.	261		290					347							
6	Valores de orientación para la presión del agua de alimentación legalmente necesaria detrás de la bomba de alimentación de la caldera con potencia límite de la caldera (referido a la presión de sello y soplado de las válvulas de seguridad)				350					305			445				
7	Temperatura final del precalentamiento del agua de alimentación	°C	260 - 300		280 - 320					230 - 340							
8	Número de escalones del precalentamiento del agua de alimentación	-	7 - 10		7 - 10					8 - 10							
9	Datos de los recalentadores intermedios adaptados a las respectivas condiciones																

FIG. 14



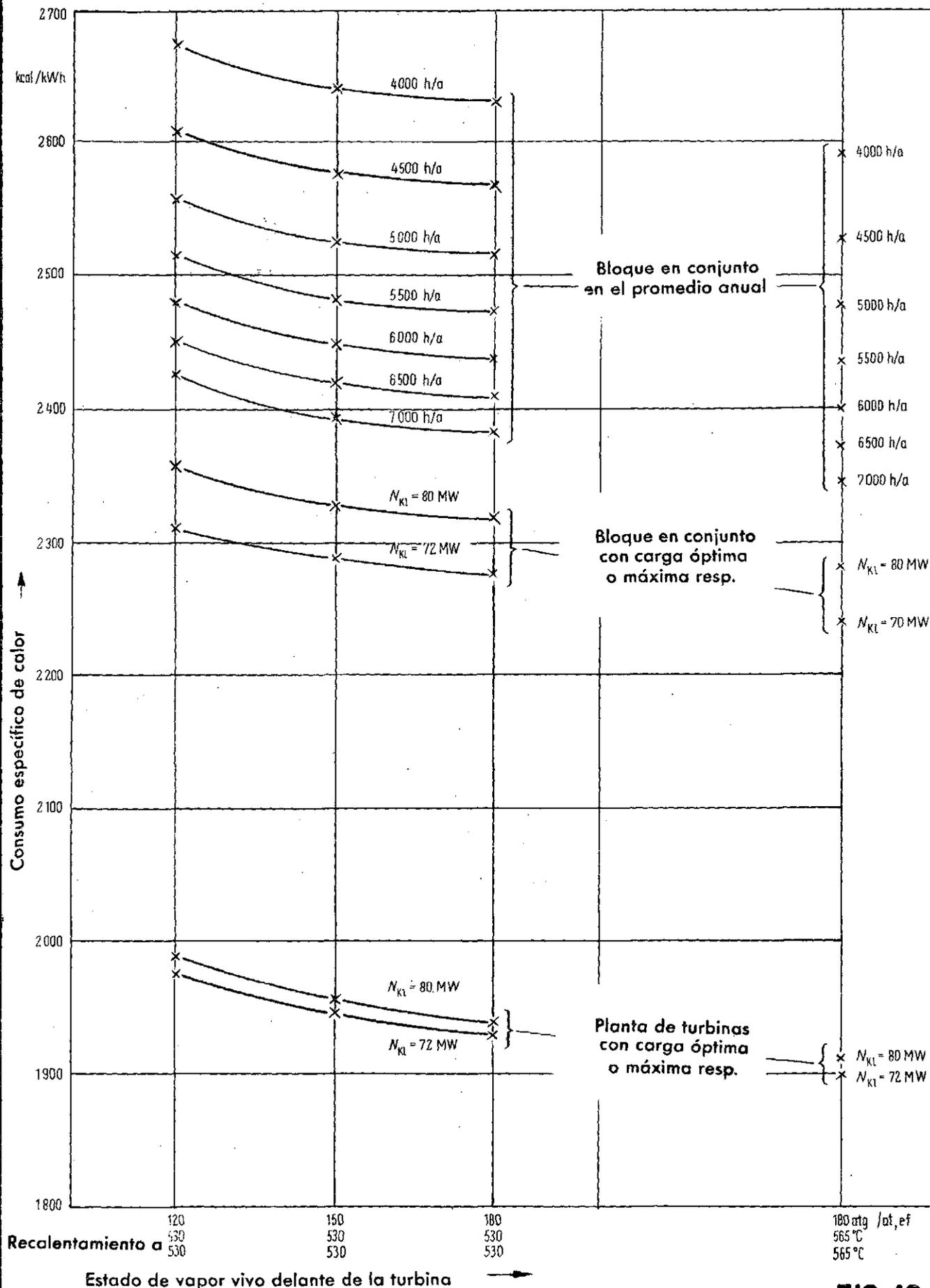
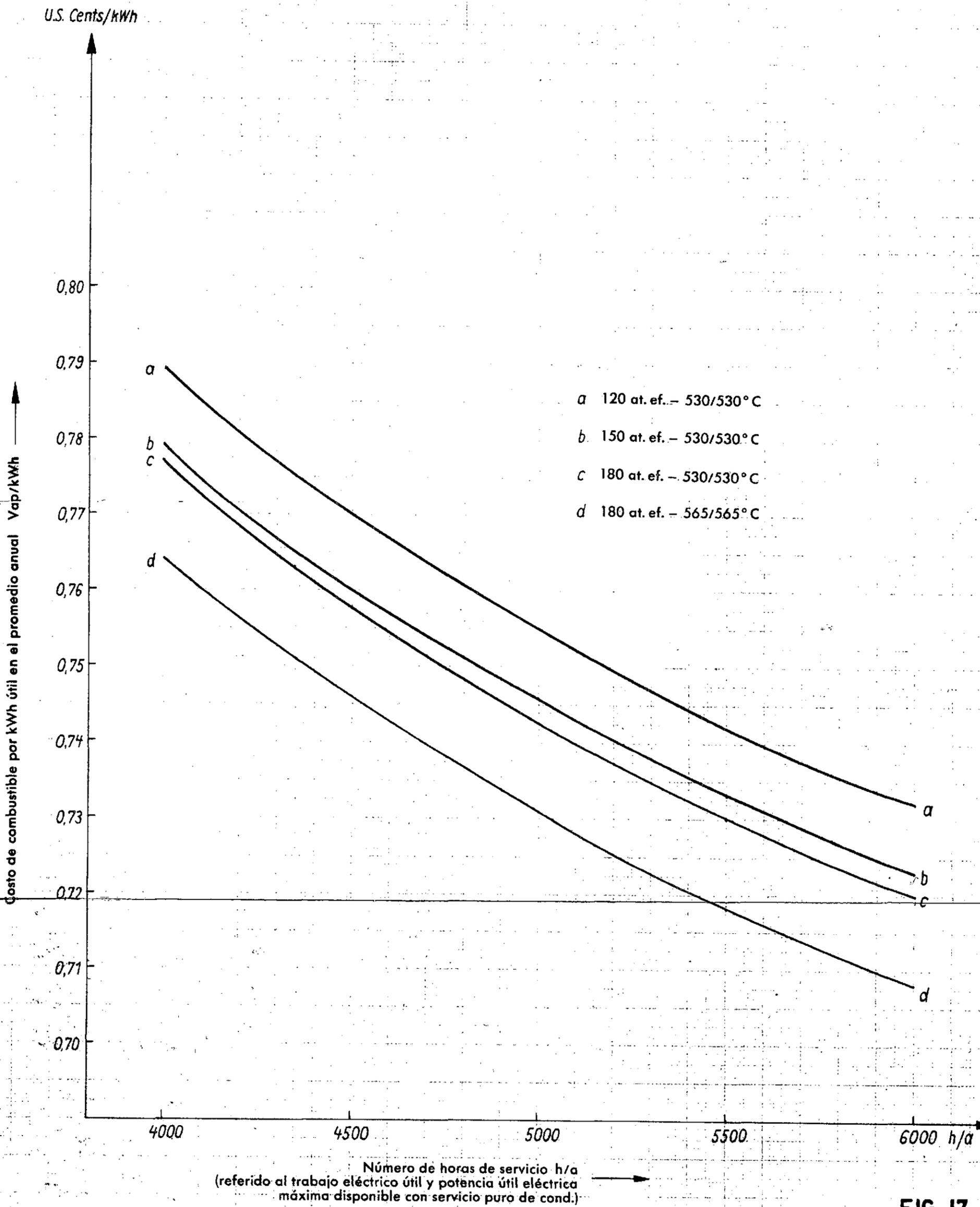


FIG. 16

CONSUMO ESPECIFICO DE CALOR EN EL PROMEDIO ANUAL



COSTO DEL COMBUSTIBLE POR kWh UTIL EN EL PROMEDIO ANUAL
 DIMENSIONADO 72/80 MW (Precio unidad calor 2,95 \$/Gcal; 12,394 DM/Gcal)

FIG. 17

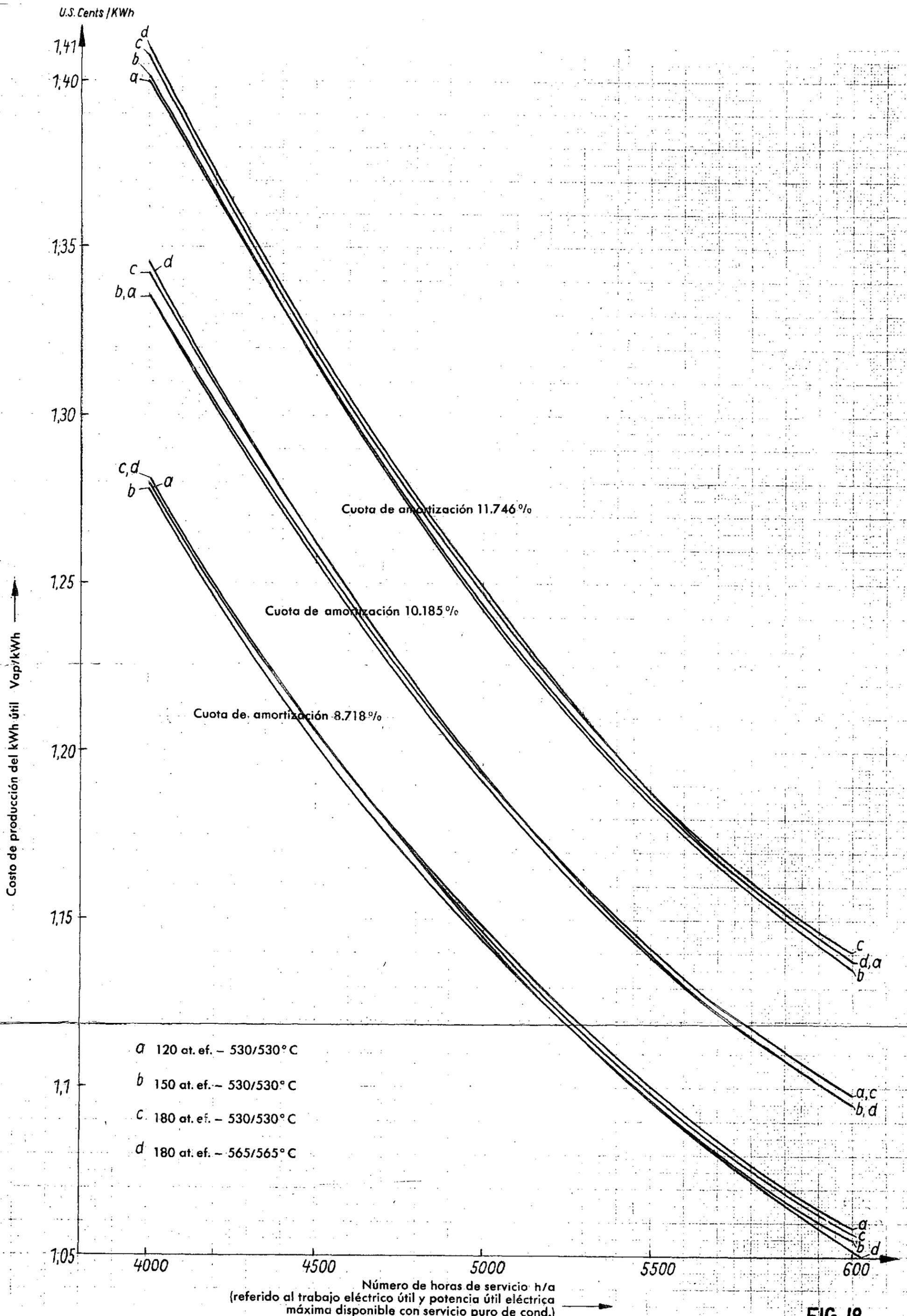
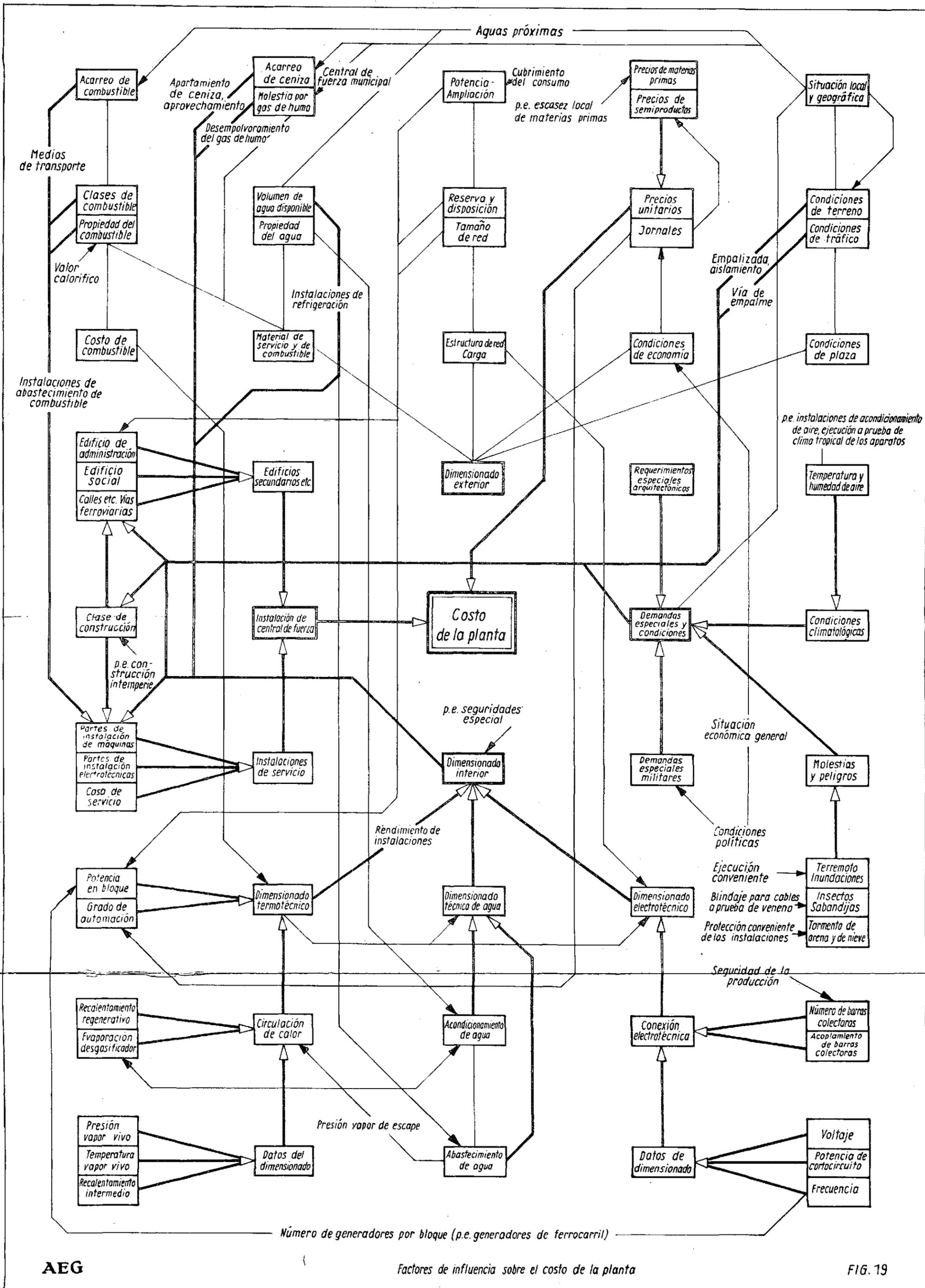
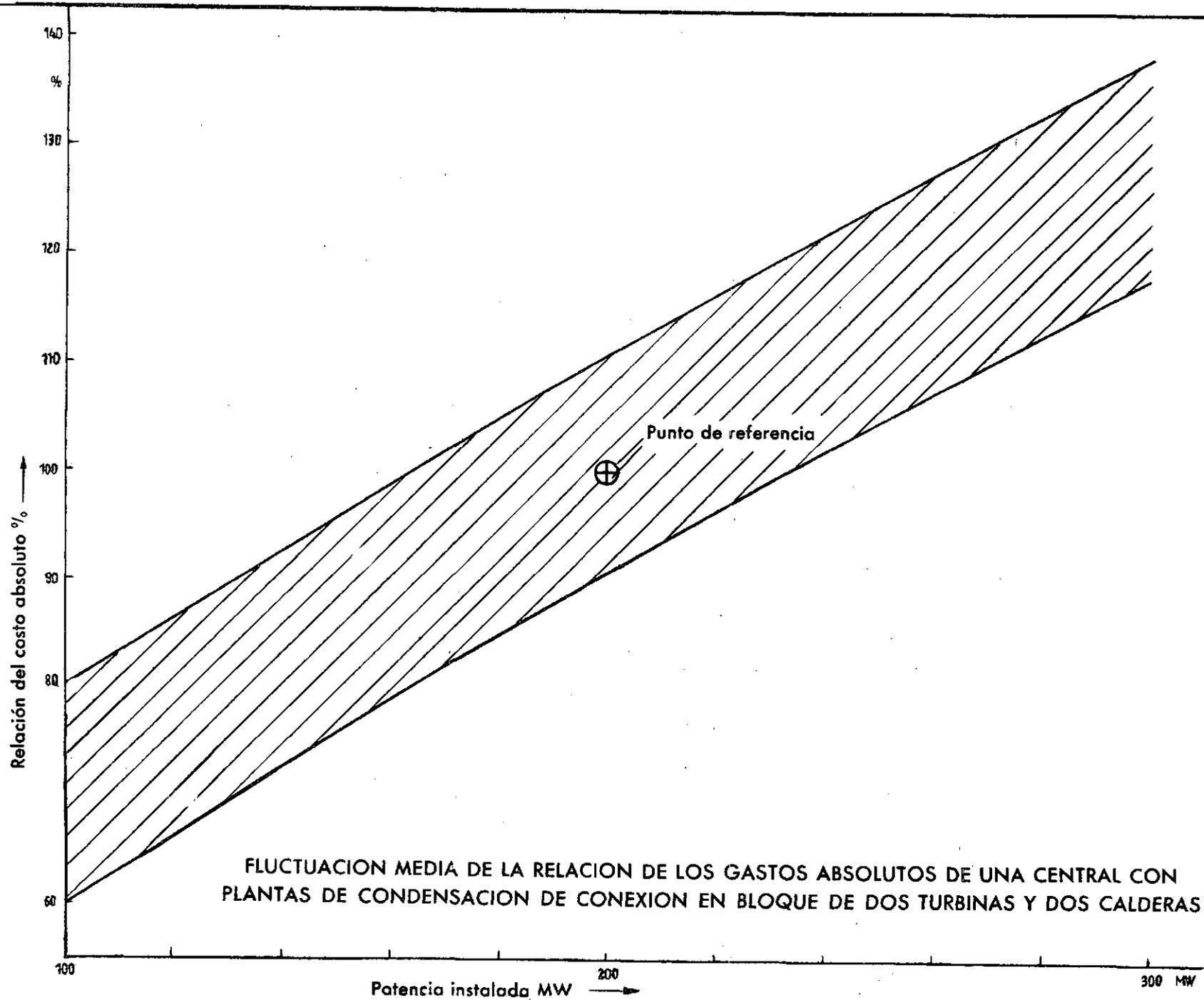


FIG. 18

COSTO DE PRODUCCION DEL kWh UTIL EN EL PROMEDIO ANUAL
($P_w = 12.394 \text{ DM/Gcal}$) Dimensionado 72/80 MW (US\$ 2.95 Gcal)





FLUCTUACION MEDIA DE LA RELACION DE LOS GASTOS ABSOLUTOS DE UNA CENTRAL CON PLANTAS DE CONDENSACION DE CONEXION EN BLOQUE DE DOS TURBINAS Y DOS CALDERAS

FIG. 20