

## SUMARIO

Las turbinas hélice. — Nomograma para el cálculo de fichas de fabricación. —  
Central Hidro-Eléctrica Lille Edet del Gobierno de Suecia.

### NOTAS DE HIDRÁULICA

## LAS TURBINAS HÉLICE

El problema hoy día más interesante y también difícil para los constructores de turbinas hidráulicas, es el de la construcción de unidades de gran potencia (miles de K. W.) para el aprovechamiento de saltos bajos (a lo más 12 metros), con grandes volúmenes de agua (hasta 150 m<sup>3</sup> y más). Con el fin de realizar la máxima economía en la maquinaria, especialmente en los generadores eléctricos directamente acoplados a las turbinas, se comprende la necesidad de la creación de unidades de gran potencia y con un número de vueltas por minuto el mayor posible, ya que con los tipos Francis aun los más veloces (Dubs), debido al poco número de vueltas el costo de los grupos (turbo generador) resulta elevadísimo. Así es como de esta imperiosa necesidad han surgido las rapidísimas turbinas modernas que calificamos de *Turbinas hélice* por el notable parecido que por sus pocas paletas y la forma de las mismas presentan con la hélice de un buque.

Aunque ya desde el año 1860 ha habido tentativas de aplicación de rodets helicoidales, no han dado resultado práctico hasta 1912, en que el ingeniero Kaplan presentó su tipo de turbina, por cierto bien distinto de los creados por Nagler, Lawaczek y otros que luego citaremos.

Con los tipos más veloces Francis se ha llegado a  $n_s = 450$ , mientras que con las turbinas hélice se ha llegado hasta 1,500, aunque la experiencia ha demostrado que no conviene pasar de 800 a 1,000.

Sabemos que a paridad de gasto y altura útil sólo hay dos maneras de aumentar el número de vueltas de una turbina, que son: 1º Aumentar la velocidad periférica. 2º Aumentar la que se llama *pérdida de descarga*, que sería mejor llamar energía de descarga, o sea aumentar la energía cinética contenida en el agua al abandonar el rodete.

El aumento de la velocidad periférica arrastra consigo el aumento de la velocidad relativa

del agua al atravesar el rodete y, en consecuencia las pérdidas por frotamiento hidráulico aumentarían considerablemente (ya que aproximadamente crecen como el cuadrado de dicha velocidad relativa), perjudicando de un modo inaceptable el rendimiento si no fuera posible retener dichas pérdidas entre límites normales, recurriendo a los medios siguientes: Reducir el número de paletas. Supresión de la corona externa del rodete, lo que contribuye eficazmente a la disminución de las pérdidas por frotamiento hidráulico, ya por eliminarse una gran superfi-

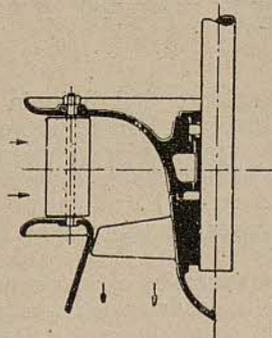


Fig. 1

cie de frotamiento, así como porque la elevada velocidad relativa con que el agua recorrería la superficie interna de la corona es sustituida por una velocidad absoluta muchísimo menor contra la porción de cubierta que envuelve el rodete. Obedeciendo a estas razones, es por lo que las palas de las turbinas hélice (fig. 1) son de muy poca extensión superficial, con un diámetro medio de entrada mínimo, con curvatura insignificante, con su borde de entrada inclinado o casi normal al eje de la turbina y muy reducido número de paletas. Este número es de 4 a 6 (algunas veces 8) y hasta sólo 2, como ocurre en la del tipo Bell. Llegamos, pues, a que

el rodete debe ser axial y, por lo tanto, el agua antes de atravesarlo debe sufrir una desviación próxima o igual a  $90^\circ$ , ya que el distribuidor es siempre Fink.

El aumento en la pérdida de descarga lleva consigo una disminución del diámetro de la turbina y como consecuencia o paridad de velocidad periférica un aumento en la velocidad angular y, por lo tanto, en el número de vueltas. Así es como con este fin se admiten pérdidas de descarga de  $25 \div 30\%$  de la altura útil para  $n_s \sim 800$  (y hasta se ha llegado a  $50 \div 60\%$  para  $n_s > 1,200$ ), mientras que en los tipos Francis más veloces no se ha pasado de  $16\%$ . Así es como se comprende que con esto, unido al aumento en la velocidad periférica (que ha llegado a casi triplicar la de una Francis normal), se haya podido alcanzar el valor  $n_s = 1,500$ , aunque también se comprende que este valor máximo no es aconsejable.

Dados los enormes valores que se consienten en la pérdida de descarga, se hace de absoluta necesidad el recuperar la mayor parte de dicha energía en el tubo de aspiración, de lo contrario el rendimiento sería de todo punto inaceptable. He ahí como dicho órgano adquiere un papel preponderante en el funcionamiento de la turbina, siendo por lo tanto de absoluta necesidad el estudio minucioso y adecuado del mismo, ya que de su buen funcionamiento depende el rendimiento de la turbina y la regularidad de la instalación. He ahí también el porqué las turbinas hélice deben ser de eje vertical, ya que así es como se consigue el mejor paso del agua del rodete al tubo de aspiración, y además porque siendo el salto de poca altura y la rueda corrientemente de gran diámetro (las hay de 6 m.), el agua actúa simétricamente sobre el rodete, cosa que no es así con el eje horizontal. Hay sin embargo, en Europa, algún caso de eje horizontal, pero siempre tratándose de poca potencia y valor poco elevado para  $n_s$ .

Respecto la altura útil bajo la cual pueden funcionar las turbinas hélice, no hay paridad de criterios, pues mientras hay quien afirma que puede llegarse hasta 25 m., otros opinan que no es prudente pasar de 12. Respecto este particular, hay que tener presente que lo que limita dicha altura es el valor de la velocidad periférica, así como también, el valor máximo de la parte de energía de descarga que puede ser recuperada en el tubo de aspiración. Cuando la velocidad periférica traspasa cierto límite, se producen fenómenos de cavitación que aminoran notablemente el rendimiento y además rápidas corrosiones en el rodete. Respecto la pérdida de descarga, diremos que cuando la altura a ella correspondiente, sumada con la altura geodésica de aspiración dé una altura total próxima a la suma de la atmosférica con la altura correspondiente a la velocidad de salida del tubo de aspiración y la correspondiente a las pérdidas hidráulicas en el mismo, se observan también rápidas corrosiones y notables pérdidas en el rendimiento. Hay, por lo tanto, que ser muy prudentes respecto la altura utilizable, siendo ésta tanto menor cuanto más veloz es la turbina, o sea cuanto mayor es  $n_s$ . Abundando en estas ideas podríamos decir que, si bien con  $n_s = 500 \div 600$

podríamos llegar hasta 20 m., con  $n_s > 1,100$  sería quizás peligroso pasar de 6 m.

Las turbinas hélice, a excepción de la Kaplan, tienen la curva de rendimiento análoga a la de la figura 2. Presentan dichas curvas un máximo superior a  $85\%$  para la carga normal y decaen rápidamente. Esta forma puntiaguda de la curva de rendimiento se presenta tanto más acentuada cuanto mayor es  $n_s$  y más planeante a medida

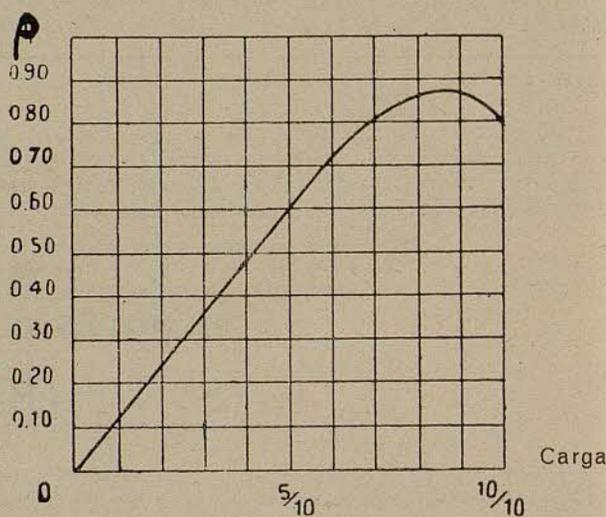
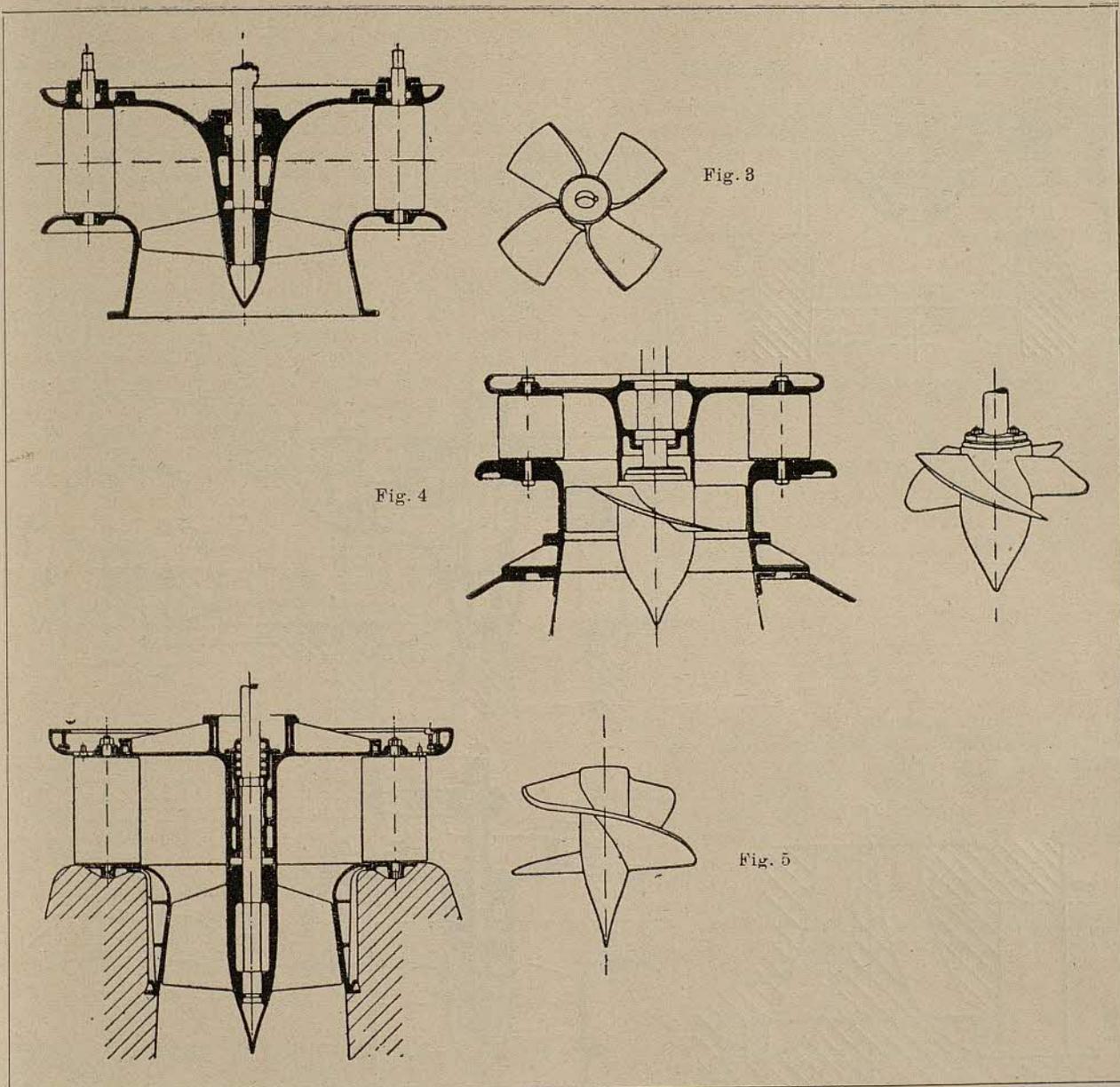


Fig. 2

que bajando  $n_s$  nos acercamos a  $n_s = 400$ . Debido a esta forma puntiaguda de la curva de rendimiento, las turbinas hélice no se prestan a grandes parcializaciones; sin embargo, sirven admirablemente en los casos de gasto constante o también en las instalaciones en que el gasto viene regulado por el número de grupos en marcha.

El grande espacio libre (privado de directrices) entre el distribuidor y el rodete, así como el escaso número de paletas, hacen muy difícil el fijar los filetes líquidos, siendo por lo tanto imposible aplicar a las turbinas hélice la vieja teoría del filete medio, aun hoy día en boga para el cálculo de los elementos principales de los tipos de turbina hasta  $n_s = 500$ . El cálculo de una turbina hélice presenta relevantes dificultades, pudiendo afirmar que hasta el presente no hay ninguna teoría que pueda prácticamente aplicarse con éxito. El único camino seguro es el de la experiencia con modelos semejantes en una estación o laboratorio de pruebas. Debemos, sin embargo, no ocultar que el Prof. Kaplan tiene una teoría sólo aplicable a su turbina, la cual guarda en el más profundo secreto, y también tiene Lawaczeck otra teoría para la turbina de su invención.

Hemos visto que la principal ventaja de las turbinas hélice es el de presentar un elevado número de vueltas con poco salto y aprovechando grandes volúmenes de agua. Hemos de añadir que sus rodetes pueden construirse con paletas desmontables, no habiendo así dificultades para el transporte. Se han construido rodetes de 6 metros de diámetro para 150 metros cúbicos por segundo, y puede pensarse en ir todavía más allá.



Parece indiscutible la conveniencia de aumentar lo más posible  $n_s$ , sobre todo cuando se trata de generadores eléctricos acoplados a la turbina, para conseguir la máxima economía, y así na, como si bien al principio de la aparición de las turbinas hélice la tendencia de los constructores era la de aumentar  $n_s$  lo más posible, la experiencia ha aconsejado volver a valores menos elevados, y hoy día ninguno pasa de

$$n_s = 800 \div 1000$$

El motivo por el cual las turbinas con  $n_s > 1000$  no han dado resultado práctico, es la mala experiencia de las mismas, por tener un funcionamiento irregular y, por lo tanto, incompatible con la marcha de una buena instalación, y debido, seguramente, a la dificultad de recuperar en el tubo de aspiración la parte de energía de descarga correspondiente, ya que el funcionamiento de dicho órgano puede ser afectado notablemente por causas mínimas. Añadiremos tam-

bién que los principales inconvenientes que las turbinas evlocísimas pueden presentar, son: La insuficiencia del momento motor a la puesta en marcha, la cual aumenta cuanto menor es el número de palas y menos extensas, ya que estando parada la turbina el agua encuentra fácil paso a través del rodete, por estar mal guiada. El que la potencia de la turbina vaya decayendo, siendo esto debido a causas mal definidas, pero que seguramente residen en el funcionamiento del tubo de aspiración, siendo necesario para establecer el régimen normal, parar la turbina y ponerla nuevamente en marcha.

*Turbina Nagler (fig. 3).*

Se ha aplicado mucho en América. El rodete tiene 4 palas fijas. Según pruebas hechas en Hollioke en 1920, con una turbina de  $n_s = 780$  se obtuvo un rendimiento máximo de 89%. Los constructores de esta turbina la proporcionan

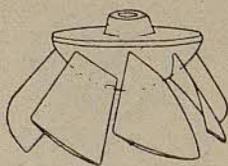
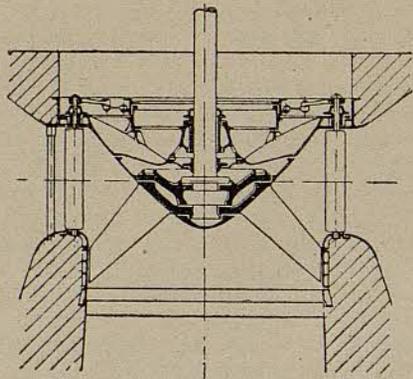


Fig. 6

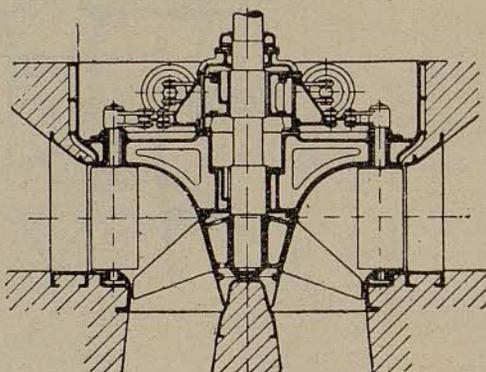


Fig. 7

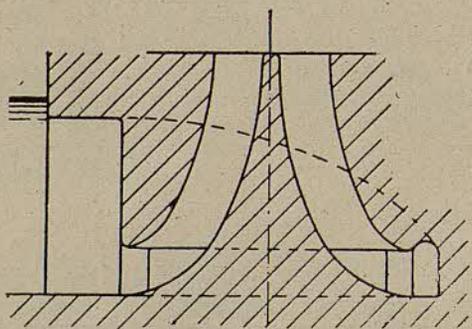
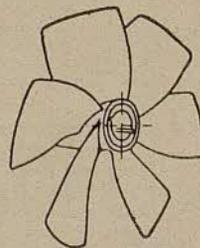


Fig. 8

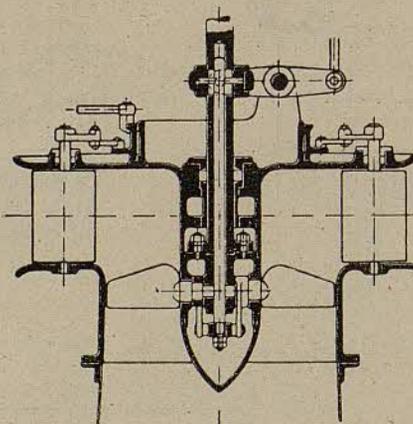


Fig. 9

para  $n_s = 400 \div 1100$  y hasta una altura útil de 11 metros (V. Transaction Am. Soc. Mech. Engrs. 1919 y 1921).

*Turbina Escher Wyss (fig. 4).*

El rodete es de pequeñísimo diámetro, con 4 palas las pequeñas y 6 u 8 las grandes. Tiene características de rendimiento y parcialización que la clasifican en primera línea. Se construye para  $n_s = 400 \div 700$ , (V. Zeitschrift. d. V. D. I, 1924).

*Turbina Bell (fig. 5).*

Presenta la originalidad de tener sólo dos paletas asemejando un tornillo de dos filetes. Las pruebas han dado un rendimiento máximo de

88 % con  $n_s = 700$ . Se construye entre  $n_s = 500 \div 1000$ .

*Turbina Lawaczeck (fig. 6).*

La forma original de esta turbina resulta de las teorías del autor, que obligando a los filetes líquidos a estar situados sobre paraboloides de revolución, consigue conservar constantes las tres componentes tangencial, radial y axial de la velocidad absoluta, pudiendo de esta manera determinar analíticamente todos los elementos del rodete y turbina. Se ha hecho una aplicación de esta turbina (que más que hélice es diagonal), llegando a  $n_s = 600$  y alcanzando un rendimiento de 87 %, siendo su curva de rendimiento muy puntiaguda.

*Turbina Moody (fig. 7).*

Es más bien del tipo diagonal, siendo sus paletas en número de 6, corrientemente. Es notable por su originalidad, el tubo de aspiración, cuyo esquema aparece en la figura 8. Esta forma (según el autor) impide la cavitación y permite recuperar en buenas condiciones la energía de descarga especialmente en cuanto la componente rotatoria. Se construye para  $n_s = 500 \div 750$ . (V. Engineering Journal-1922 y Zeitschrift d. V. D. I-1923).

Turbinas análogas a las anteriores han sido construídas por otras casas Woith, Neumeyer, Vévey, Charmilles, etc., siendo digna de citarse la de la casa C. M. Riva de Milán, cuyo tipo de rodete es muy parecido al Escher Wyss y posee una curva de rendimiento más planeante que la de las Francis veloces, con un máximo de 88 %, prestándose por lo tanto bien a la parcialización; tiene además gran adaptabilidad para saltos va-

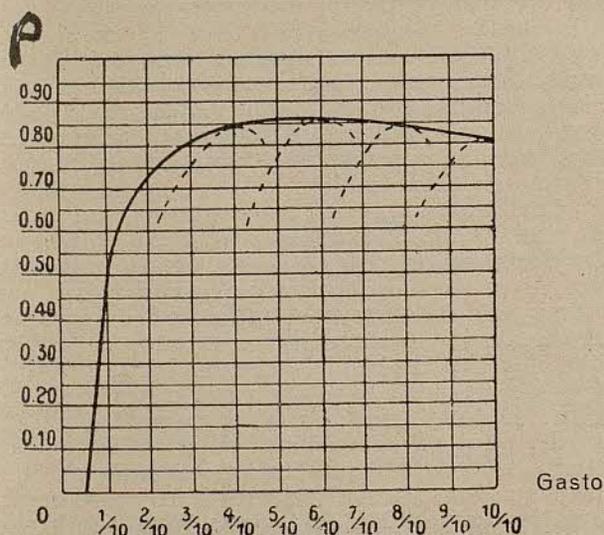


Fig. 10

riables. Posee una pérdida de descarga reducida que facilita el funcionamiento del tubo de aspiración. Las paletas son 4 o 6 según el tamaño del rodete. Se construye para  $n_s = 400 \div 600$ , no

siendo por lo tanto una turbina hélice muy rápida. (V. Elettrotecnica N° 25).

*Turbina Kaplan (fig. 9).*

Esta turbina presenta la originalidad de tener 4 palas helicoidales giratorias alrededor de ejes normales al de la turbina. De esta manera consigue el Prof. Kaplan una curva de rendimiento

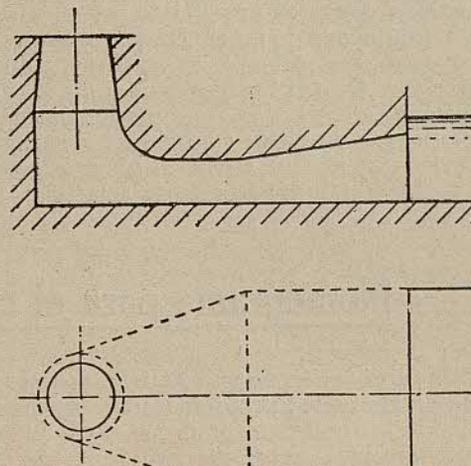


Fig. 11

(figura 10) cuya zona de alto rendimiento es muchísimo más amplia que en ningún otro tipo de turbina, cuyo máximo corresponde a la mitad del gasto y se mantiene todavía superior al 75 % para un cuarto del gasto, siendo por lo tanto la única turbina que se presta de un modo admirable a la parcialización.

Es notable la forma del tubo de aspiración cuyo esquema aparece en la fig. 11 y que, según el autor, puede recuperar hasta la componente rotatoria de la energía de descarga. (V. Zeitschrift d. V. D. I-1921-1923).

Para el mejor conocimiento de las turbinas hélice, aparecen en el siguiente cuadro las características principales de dichas turbinas en las principales instalaciones efectuadas hasta hoy día.

SALTO	CONSTRUCTOR	TIPO RODETE	Altura m.	Gasto m. <sup>3</sup>	Potencia H. P.	Vueltas por minuto	$n_s$	Diámet rodete m.
La Gabelle (Canadá)	Domin. Eng. Works	Moody	19'8	130	30.000	120	500	5'2
Great Falls	" " "	"	17	150	28.000	138'5	670	4'8
Chicontini	Escher Wyss	Helice	9'15	36	3.500	180	670	—
Lilla Edet (Suiza)	Finshyttan	Lawaczek	6'5	140	10.000	62'5	600	6
Lilla Edet	Verkstaden Kristinehamn	Kaplan	6'5	150	11.200	62'5	640	5'8
Siebenbrunn	J. M. Voith	"	6'2	17	1.150	250	750	1'9
Wynau	At. de C. M. Vévey	Helice	5'2	45	2.700	107	700	3'4
Madsudome (Japón)	Escher Wyss	Kaplan	4'58	40'5	2.050	107	781	—
Garle (Suiza)	Verkstaden Kristinehamn	"	4'2	11	500	250	930	1'5
Grean Island	Allis Chalmers	Nagler	3'96	52	2.200	80	675	3'96
Matte (Berna)	Th. Bell	Bell	3'45	9	323	250	950	1'6
Podjebrad	Storek	Kaplan	2'50	10	280	140	700	1'8

### Nota final

La experimentación de los rodetes se verifica siempre con modelos semejantes reducidos. Añadirémos también que en América es ya costumbre hacer las pruebas inherentes al contrato de una turbina, sobre modelo reducido, en la estación de pruebas de Holycke, procedimiento que se encuentra justificado dada la dificultad e incertidumbre que siempre existe en el aforo de grandes volúmenes de agua. Es, pues, interesante hacer constar lo siguiente: Si en dos turbinas semejantes  $Q$  y  $Q_1$  son los gastos  $n$  y  $n_1$ , los números de vueltas, y  $D$  y  $D_1$  los diámetros homólogos del rodete, se tiene (habiéndolo confirmado la experiencia) al funcionar en alturas respectivas  $A$  y  $A_1$  con igual aberturas relativas:

$$\frac{Q_1}{Q} = \left(\frac{D_1}{D}\right)^2 \sqrt{\frac{A_1}{A}} \quad \text{''} \quad \frac{n_1}{n} = \frac{D}{D_1} \sqrt{\frac{A_1}{A}}$$

estando ligados los rendimientos hidráulicos correspondientes  $\rho$  y  $\rho_1$  por la relación de Moody,

$$\rho_1 = 1 - (1 - \rho) \sqrt[4]{\frac{D}{D_1}}$$

confirmada experimentalmente.

JOSE GALI

Prof. Hidráulica de la E. I. B.

Bellver, Agosto de 1926.

## Nomograma para el cálculo de fichas de fabricación

En la fabricación van adquiriendo cada día más importancia los problemas de organización, pues siendo la tendencia moderna de la industria el formar grandes empresas con objeto de disminuir el costo del producto manufacturado, forzosamente deben atenderse con gran cuidado, mayor del que hasta hace pocos años se ha tenido, los servicios de distribución y organización en general. De no hacerlo así, puede muy bien suceder, y ocurre muy a menudo, que de dos casas dedicadas a la misma fabricación y con igual calidad en el producto manufacturado, pierde dinero la que vende más caro; cuando esto pasa es señal evidente de una mala organización que encarece la mercancía. Para lograr una buena organización, lo primero que debe procurarse es que el obrero se encuentre bien en el taller, pues si está en él en malas condiciones de higiene o seguridad, en locales oscuros y sucios, es imposible que trabaje con buen rendimiento y se convertirá en enemigo de la empresa; en cambio, si encuentra en la fábrica un ambiente de bienestar y comodidad, será un auxiliar a la organización; nuestro compañero D. Carlos Pi Suñer ha tratado en un brillante artículo publicado en *Ciencia*, del Marzo próximo pasado, lo mucho que puede hacerse en el campo de la seguridad industrial, la Exposición de carteles recientemente celebrada en nuestra Asociación tiende al mismo fin. La organización moderna de talleres se basa en dos principios fundamentales, que son: salarios elevados y precio de costo del producto manufacturado, reducido; estos dos principios, que pueden parecer a primera vista antagónicos, no lo son si se establece un sistema de pago por primas y se organiza una oficina de distribución y organización de trabajo.

No es nuestro propósito explicar los distintos sistemas de primas que se han ideado ni cómo funcionan las oficinas de talleres, pues es asunto que ya lo hemos tratado en otras ocasiones (\*); hoy nos ocuparemos de un nomograma que hemos ideado para el cálculo de fichas de fabricación, y que hemos tenido ocasión de practicar en los talleres de construcción de lo-

comotoras que en San Andrés tiene «La Maquinista Terrestre y Marítima», empresa con espíritu moderno, que ha sabido montar unos talleres que nada tienen que envidiar a muchos extranjeros, y se ocupa, por lo tanto, de los problemas de organización.

Analicemos, primeramente, antes de entrar en el estudio del nomograma, los factores que intervienen en la determinación de la velocidad de corte; si consultamos los formularios y aun la mayoría de obras que tratan de máquinas-herramientas, encontraremos una serie de tablas que nos dan las velocidades de corte según el tipo de máquina y el material a trabajar, así como el de la herramienta, pero esto es un absurdo, pues por poca práctica de taller que se tenga, se comprenderá inmediatamente que deberemos dar distinta velocidad de corte según sean la profundidad de penetración de la herramienta y su avance; variando pues aquella, es preciso que conozcamos en la forma que lo hace con los factores que intervienen en su variación. Varios son los experimentadores que se han ocupado de este asunto, pero sobre todos ellos Taylor ha sido quien ha estudiado más la cuestión y ha expuesto resultados basados en un número mayor de experiencias efectuadas por espacio de veintiseis años al servicio de distintas Compañías de Norte-América. Según Taylor, doce son los factores que intervienen en el corte de los metales, a saber:

1º Calidad y naturaleza del material que se trabaja.

2º Diámetro de la pieza a trabajar o del útil en el caso de las brocas, fresas y todas las herramientas con movimiento circular.

3º Profundidad de corte.

4º Espesor de la viruta.

5º Elasticidad de la pieza y de la herramienta.

6º Forma del útil.

7º Material con que se ha construido el útil.

8º Aplicación o no de algún refrigerante, y modo de emplearlo.

9º Tiempo que debe durar la herramienta sin sufrir ningún afilado.

10º Presión de la viruta sobre el útil.

(\*) Artículos del autor en los números de Abril y Noviembre 1925 en «La Industria Metalúrgica.»

11º Cambios de velocidad y avance que se dispongan en la máquina empleada.

12º Potencia de la máquina a las distintas velocidades y avances.

La sola enumeración de la lista anterior ya nos indica lo difícil que será el fijar la velocidad de corte y, por tanto, el escaso valor que podemos dar a los datos de los formularios para el estudio de las fichas de fabricación. Taylor para poder comparar la influencia de los distintos factores en la fijación de la velocidad de corte, tomaba como tipo de estudio la que inutilizaba la herramienta a los veinte minutos de arrancar metal, y hacía una infinidad de experimentos con todos los factores constantes menos uno que hacía variar y, por lo tanto, podía hallar su influencia en la velocidad de corte; auxiliado por Barth, que fué el matemático que le ayudó en sus estudios, fijó una serie de fórmulas para cada uno de los factores, pero no son de aplicación práctica para nuestro caso, en que son necesarias fórmulas de fácil manejo; una cualquiera de ellas, por ejemplo la que nos fija la influencia de la carga de ruptura R en kilogramos m/m.<sup>2</sup> y el tanto por ciento E de alargamiento del material que se trabaja, nos servirá para ver la poca facilidad que existe de introducirla en la práctica diaria de taller; en efecto, aquella es

$$V = \frac{38,125 \left(1 - \frac{215}{(15 + E)^2}\right)}{\sqrt{\frac{R}{7} - 3 - 0,9}}$$

fórmula sumamente complicada por el gran número de operaciones que deben efectuarse para su resolución; comprendiéndolo así, Taylor aconseja el empleo de unas reglas especiales de cálculo,

pero tampoco resultan prácticas por tener que disponer de una serie de reglecillas para cada tipo de máquina.

Otro inconveniente que presentan los experimentos de Taylor, es el referirse sólo a los trabajos de torno y especialmente a los de desbastado; por todas las razones expuestas, a pesar del gran mérito de los trabajos de Taylor y ser tal vez los únicos que tienen un verdadero valor científico, no podemos emplearlos en la construcción de nuestro nomograma; para ello hemos utilizado los estudios de Denis, jefe de la artillería francesa que durante la guerra europea empezó a ocuparse de estos problemas para organizar las fábricas principalmente de material de guerra.

Los experimentos de Denis no son tan numerosos como los de Taylor ni tan completos, pero presentan para nuestro caso mayor facilidad de adaptación a la construcción de un nomograma; aquél, parte de lo que llama velocidad de mínimo desgaste, que es a la que trabaja la herramienta cuando arranca la máxima cantidad de material sin rafilar; de todos sus experimentos dedujo Denis la fórmula

$$V = V_0 \sqrt{\frac{E_0^2 L_0}{E^2 L}} \quad (1)$$

que liga las velocidades de mínimo desgaste V y V<sub>0</sub> para los avances E, E<sub>0</sub>, y profundidad de corte L, L<sub>0</sub> (o ancho de pasada + profundidad en el fresado) respectivamente. Basándose en ella, damos una lista de velocidades para avance de 0,5 m/m y profundidad de corte de 5 m/m en el torno o de 0,05 m/m por diente y vuelta, y 50 m/m de ancho + profundidad de pasada en el fresado en la tabla que adjuntamos sacada de la obra de Denis «Organisation scientifique

### Velocidades de mínimo desgaste medidas en metros por minuto para las condiciones de coste-tipo

Naturaleza del material a trabajar	Acero al carbono y aceros especiales			Aceros rápidos ordinarios			Aceros rápidos superiores		
	Cilindrar en seco	Fresar con lubricación	Taladrar con lubricación	Cilindrar en seco	Fresar con lubricación	Taladrar con lubricación	Cilindrar en seco	Fresar con lubricación	Taladrar con lubricación
Latón . . . . .	22	20	31	52	24	63	62	30	78,5
Bronce 90/10 . . . . .	19	19	25	45	22	48,5	54	28	59,5
Bronce 88/12 . . . . .	17	18	18,5	39	20	41	47	25	47
Bronce duro . . . . .	15	17	15,5	34	18	31	41	23	37
Hier. col. a acer. 30k.	13	16	12,5	30	17	25	36	21	30
Acero de 40 kg. . . . .	11	14	9,5	26	15	17	31	19	22
Acero de 50 kg. . . . .	9	13	6	22	14	12	26	18	15,5
Ac. ro de 60 kg. . . . .	7	12	4	18	13	8	22	16	11
Acero de 70 kg. . . . .	6	11	2,4	15	12	5	18	15	8,5
Acero de 80 kg. . . . .	5	10	0,8	12	11	3	14	13	5,5
Acero de 90 kg. . . . .	3	9,5		9	10,5	2	11	12	2,8
Acero de 100 kg. . . . .	2	9		6	10	0,8	8	11	1,5
Fundición acerada . . . . .	1,5	8,5		5	9,5	0,55	6,5	10,5	0,8
Acero al niquel 25 % . . . . .	1	8		4	9	0,24	5	10	0,4
Acero de 110 kg. . . . .	1	8		4	9	0,24	5	10	0,4

de l'usinage». En dicha obra, y en una serie de artículos publicados por él en «Le Genie Civil» durante el año 1917<sup>(\*)</sup>, da Denis una serie de ejemplos para el manejo de su fórmula y al propio tiempo explica las reglas de cálculo que construye, para facilitarlos, pero encontramos la dificultad de necesitarse dos, una para la corrección de la velocidad y otra para el cálculo del tiempo, además de tener que emplear una regla de cálculo corriente para hacer otras operaciones auxiliares; con nuestro nomograma sólo se necesita una regla de cálculo corriente como auxiliar, pudiéndolo manejar cualquier persona medianamente instruída.

Para los poco acostumbrados a los nomogramas, explicaremos las leyes en que se fundan. Nomograma es la expresión gráfica de una fórmula, de modo que tomado en su sentido más amplio el sistema de coordenadas de Descartes nos da un método para el trazado de nomogramas; no obstante, se acostumbra a tomar la palabra en un sentido más estrecho y reservarla para aquellas representaciones que pueden hacerse por medio de rectas convenientemente dispuestas en el trazado. D'Ocagne fué uno de los iniciadores del sistema en el año 1884, sistema que se ha ido introduciendo en la ingeniería por su empleo cómodo y poco propenso a errores. Leigh Martineau en una Memoria presentada a la «Institution of Automobile Engineers» y publicada en la revista «The Automobile Engineer» en Abril de 1918, nos presenta muchas aplicaciones de la Nomografía a la Mecánica.

Empecemos por explicar el trazado de un nomograma para representar una fórmula con tres variables ligadas entre sí por una ley sumamente sencilla expresada por la fórmula

$$y = x + z \quad (2)$$

Tomemos la figura 1, en la que tenemos tres rectas paralelas AB, CD y EF, y veamos de establecer las condiciones necesarias para que representen los valores de  $x$ ,  $z$  y  $y$  ligados<sup>(\*\*)</sup> por [2] respectivamente a las escalas  $l_1$ ,  $l_2$  y  $l_3$ ; escogamos al propio tiempo la recta AC como recta de los cero. Sea un par de valores de  $x$  tales como  $x_1$  y  $x_2$ , y otro de  $z$ , como  $z_1$  y  $z_2$  en forma que sumados  $x_1$  y  $z_1$  den un valor  $y_1$  igual al que se obtiene sumando  $x_2$  y  $z_2$ ; en la figura supongamos que los segmentos AG y AJ de la recta de las  $x$  representan los valores  $x_1$  y  $x_2$ , de modo que se tendrá

$$\left. \begin{aligned} AG &= x_1 : l_1 \\ AJ &= x_2 : l_1 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

y los segmentos CK y CH representarán sobre el eje de las  $z$  los valores  $z_2$  y  $z_1$ , pudiendo escribir

$$\left. \begin{aligned} CK &= z_2 : l_2 \\ CH &= z_1 : l_2 \end{aligned} \right\} \quad (4)$$

Ahora bien, según la hipótesis establecida

$$x_1 + z_1 = x_2 + z_2 = y_1$$

(\*) Traducidos en la Revista Tecnológico-Industrial de la Asociación en el mismo año.

(\*\*) Entendemos aquí por escala el número de unidades que representa una unidad de longitud en el dibujo, a la inversa algunos autores llaman módulo.

si unimos los puntos J con K y G con H, deberán cortarse en un punto sobre la recta EF y el punto de intersección I deberá hallarse situado en forma que se cumpla

$$EI = y_1 : l_3$$

Se comprende que para que esto se verifique para cualquier valor escogido para  $x$  y  $z$  deberán reunirse ciertas condiciones que vamos a determinar con auxilio de la figura 1; efectiva-

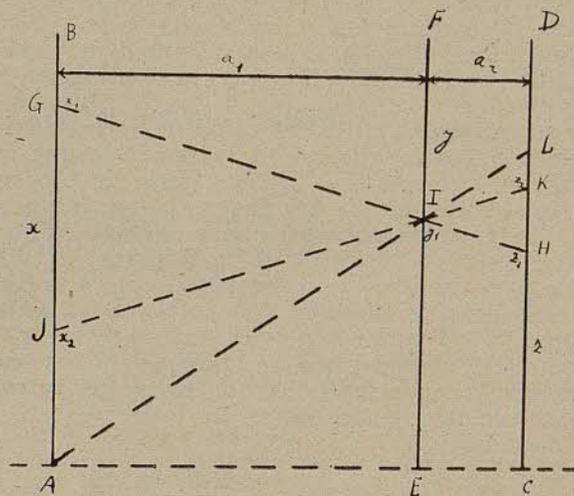


Fig. 1

mente los triángulos JGI y IKH son semejantes, por lo tanto si llamamos  $a_1$  y  $a_2$  sus alturas iguales a los segmentos AE y EC, podremos establecer la relación

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{GJ}{HK} \quad (5)$$

pero de la figura se desprende:

$$\begin{aligned} GJ &= AG - AJ \\ KH &= CK - CH \end{aligned}$$

igualdades que teniendo presente las relaciones [3] y [4] se convierten en

$$GJ = \frac{x_1}{l_1} - \frac{x_2}{l_1} = \frac{x_1 - x_2}{l_1}$$

$$y \quad KH = \frac{z_2}{l_2} - \frac{z_1}{l_2} = \frac{z_2 - z_1}{l_2}$$

valores que substituídos en la igualdad [5] dan

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{(x_1 - x_2) l_2}{(z_2 - z_1) l_1}$$

pero como según la hipótesis se cumple

$$x_1 = y_1 - z_1$$

$$y \quad x_2 = y_1 - z_2$$

tendremos

$$x_1 - x_2 = y_1 - z_1 - y_1 + z_2 = z_2 - z_1$$

por lo tanto

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{(x_1 - x_2)l_2}{(z_2 - z_1)l_1} = \frac{(z_2 - z_1)l_2}{(z_2 - z_1)l_1} = \frac{l_2}{l_1}$$

o sea

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{l_2}{l_1} \quad (6)$$

que nos da la primera condición que debe reunir el nomograma de la ley  $y = x + z$ . Las distancias AE y EC deben tener longitudes inversamente proporcionales a las escalas adoptadas en las rectas extremas.

Nos falta ahora otra relación que nos determine la escala  $l_3$  para los valores  $y$  que representamos en la recta EF; para ello unamos mediante una recta los puntos A y I prolongando la recta hasta cortar a la CD en L y tendremos que para este caso debe continuar cumpliéndose la ley general

$$y = x + z$$

pero como el valor de  $x$  es cero, por estar situado A en la recta de los ceros, se verificará que

$$y_1 = z_3$$

siendo  $z_3$  el valor que representa el segmento CL, y como sabemos que las  $z$  las representamos sobre la recta CD a la escala  $l_2$  y las  $y$  sobre la EF a escala  $l_3$ , se deberá verificar

$$\begin{aligned} y_1 &= EI \times l_3 \\ z_3 &= CL \times l_2 \end{aligned}$$

de donde por la igualdad de los primeros miembros deduciremos la de los segundos

$$EI \times l_3 = CL \times l_2$$

que escrita en forma de proporción da

$$\frac{EI}{CL} = \frac{l_2}{l_3}$$

y ahora fundándonos en la semejanza de los triángulos AIE y ALC podremos establecer

$$\frac{EI}{CL} = \frac{AE}{AC} = \frac{a_1}{a_1 + a_2}$$

que junto con la anterior proporción da

$$\frac{l_2}{l_3} = \frac{a_1}{a_1 + a_2}$$

y por una propiedad conocida de las proporciones:

$$\frac{a_2}{a_1} = \frac{l_3 - l_2}{l_2}$$

que recordando la primera condición dada por [6] nos permite sentar

$$\frac{l_3 - l_2}{l_2} = \frac{a_2}{a_1} = \frac{l_1}{l_2}$$

de donde se obtiene

$$l_3 - l_2 = l_1$$

o lo que es igual

$$l_3 = l_1 + l_2 \quad (7)$$

que establece la segunda condición para que el nomograma de la figura 1 exprese la ley

$$y = x + z,$$

La escala de los valores  $y$  será igual a la suma de la de los  $x$  y  $z$ .

Como los valores  $x$   $y$   $z$  son cualesquiera, lo demostrado tiene un carácter completamente general.

Si las variables de la fórmula [2] vienen multiplicadas por alguna constante se tendrá una igualdad de la forma

$$y = Ax + Bz \quad (8)$$

teniendo una representación gráfica igual que la [1], variando únicamente las escalas; efectivamente, las escalas  $l_1$  y  $l_2$  deberán dividirse por los coeficientes A y B respectivamente, de modo que si llamamos  $l'_1$  y  $l'_2$  a las nuevas escalas, se tendrá:

$$l'_1 = \frac{l_1}{A} \text{ o sea } l_1 = Al'_1$$

$$y \quad l'_2 = \frac{l_2}{B} \text{ o bien } l_2 = Bl'_2$$

valores que substituídos en [6] y [7] dan las reglas para la construcción del nomograma de la fórmula [8] mediante las expresiones

$$\frac{a_1}{a_2} = \frac{Bl'_2}{Al'_1} \quad (9)$$

$$y \quad l_3 = Al' + Bl'_2 \quad (10)$$

Pasemos ahora a estudiar otro tipo de fórmulas que pueden reducirse al tipo [2], con la sola aplicación de logaritmos que nos convierten el producto en suma, efectivamente sea

$$y = xz \quad (11)$$

tomando logaritmos

$$\log. y = \log. x + \log. z \quad (12)$$

fórmula del tipo [2], con la única diferencia que las expresiones [3] y [4] se convertirán en

$$AG = \log. x_1 : l_1$$

$$AJ = \log. x_2 : l_1$$

$$CK = \log. z_2 : l_2$$

$$CH = \log. z_1 : l_2$$

Una variación de este tipo de fórmulas es la

$$y = x^n z^p \quad (13)$$

que se transforma en la [8] con la sola aplicación de logaritmos

$$\log y = n \log x + p \log z.$$

La fórmula de Denis pertenece a este tipo, efectivamente, si tomamos como velocidad base la que corresponde a un avance  $E_0$  de 0,5 m/m y una profundidad de corte 4 = 5 m/m tendremos

$$E_0^2 L_0 = 0,5^2 \times 5 = 1,25 (*)$$

que substituído en la fórmula de Denis [1] da

$$V = V_0 \sqrt[3]{\frac{1,25}{E^2 L}} = \frac{1,077 V_0}{E^2 L}$$

expresión que tomando logaritmos será:

$$\log. V = \log. (1,077 V_0) - \frac{1}{3} \log. (E^2 L) \quad (14)$$

en la que V será la velocidad de corte correspondiente al avance E y una profundidad de cor-

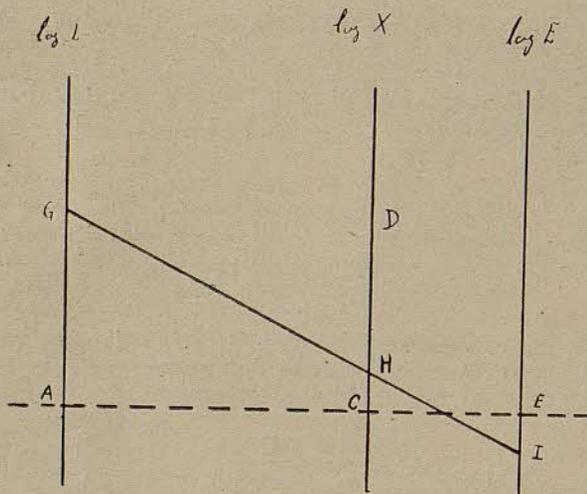


Fig. 2

te L, siendo  $V_0$  la velocidad de corte correspondiente al avance y profundidad de corte tipo, cuyos valores se encuentran en la tabla adjunta.

El nomograma de uso en el taller, para el cálculo de fichas de fabricación está formado por tres, uno para hallar el último término de la fórmula [14], otro para el de la fórmula completa y un tercero para el cálculo del número de vueltas en función de V y del diámetro; para el trazado del primero nos valdremos de la figura 2. Si llamamos X al producto  $E^2 L$ , tendremos tomando logaritmos a

$$X = E^2 L \\ \log X = 2 \log E + \log L$$

si por ejemplo adaptamos como escalas para log. E 1 c/m igual a 0,1 y para log. L una escala igual, tendremos que las distancias AC y CE estarán según [9] en la relación

$$\frac{AC}{CE} = \frac{2 \times 0,1}{0,1} = \frac{2}{1}$$

Como puede observarse en la figura 2, la es-

(\*) En el caso de fresado  $E_0 = 0,05$  y  $L_0 = 50$ , resultando igualmente para el producto  $E_0^2 L_0 = 0,05^2 \times 50 = 1,25$ .

cala  $l_3$  adaptada para log X será según [10] teniendo en cuenta que  $A=2$  y  $B=1$

$$l_3 = A l_1 + B l_2 = 2 \times 0,1 + 0,1 = 0,3$$

lo que significa que 1 c/m representará 0,3.

En el nomograma representado en la figura, la recta GI sirve para determinar el producto

$$0,8^2 \times 3 = 1,92$$

en efecto tendremos:

$$\log. E = \log. 0,8 = \bar{1},903 = -0,097 \\ \log. L = \log. 3 = 0,477$$

que a las escalas serán:

$$-\frac{0,097}{0,1} = -0,97 \text{ cm.} \\ \frac{0,477}{0,1} = 4,77$$

que son los valores de las magnitudes EI y AG, la primera debajo y la segunda encima de la línea de los ceros AE, el punto H de intersección de la recta GI con la recta CD nos determina el segmento CH, cuyo valor 0,943 cm. multiplicado por la escala 0,3, nos dará el logaritmo del producto buscado; en efecto,

$$0,943 \times 0,3 = 0,283 = \log. 1,92$$

Se comprende que la recta GI no hay necesidad de trazarla, pues basta colocar una regla que pase por G y por I, para obtener el punto H y leer el valor marcado, como se explicará en la figura 5 (\*).

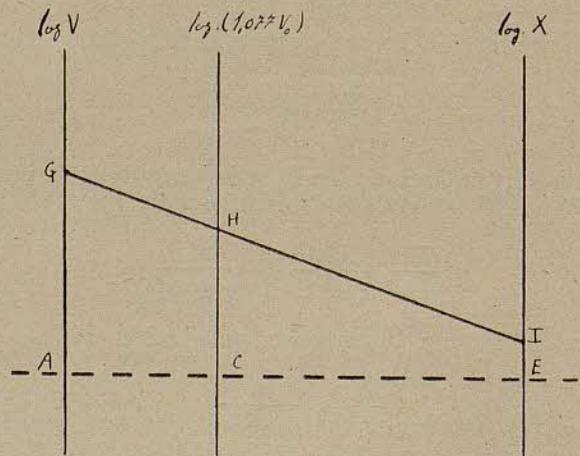


Fig. 3

Explicado el nomograma del producto X, podremos trazar el de la fórmula de Denis, escrita en la forma [14], que haciendo la substitución del producto  $E^2 L$  será:

$$\log. V = \log. (1,077 V_0) - \frac{1}{3} \log. X$$

o bien

(\*) En la figura se han reducido las dimensiones para facilitar la impresión.

$$\log (1,077 V_0) = \log V + \frac{1}{3} \log X$$

fórmula completamente igual a la del nomograma anterior; para escalas admitiremos desde luego para la de  $\log X$ , 1 c/m=0,3, con objeto de poder acoplar los dos nomogramas; para  $\log V$ , 1 c/m=0,2, lo que nos dará para  $\log (1,077 V_0)$  una escala resultante:

$$l_3 = \frac{1}{3} \times 0,3 + 0,2 = 0,3 \text{ para } 1 \text{ c/m.}$$

El nomograma viene dado en la figura 3, habiendo hallado, como en el anterior, la relación de distancias AC y CE según las fórmulas explicadas.

$$\frac{AC}{CE} = \frac{\frac{1}{3} \times 0,3}{0,2} = \frac{0,1}{0,2} = \frac{1}{2}$$

En la figura la recta AG nos indica la velocidad V que corresponde al producto  $X = 1,92$  si la velocidad  $V_0$  que ha servido de base al cálculo es de 12 m. p. m. en la forma indicada a continuación:

$$\text{Magnitud EI} = \frac{\log 1,92}{0,3} = 0,943 \text{ cm.}$$

$$\text{Magnitud CH} = \frac{\log (1,077 \times 12)}{0,3} = 3,67 \text{ c/m}$$

$$\text{Magnitud AG} = 5 \text{ c/m.}$$

La magnitud AG representará un logaritmo

$$5 \times 0,2 = 1 = \log 10$$

por lo tanto la velocidad que deberemos admitir será de 10 m. p. m.

Finalmente en la figura 4 hemos representa-

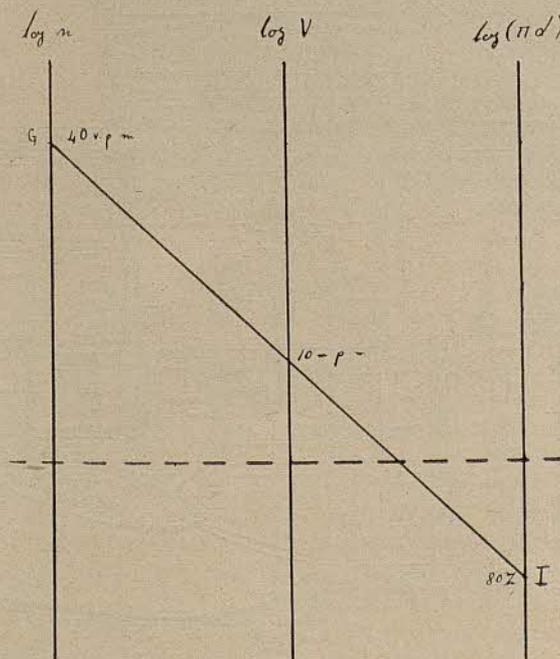


Fig. 4

do el último nomograma que nos permite calcular el número de vueltas a que debe girar la pieza a trabajar o la herramienta, para poder según su diámetro  $d$ , obtener una velocidad de corte  $V$ ; para ello tendremos la conocida fórmula

$$V = \pi d n$$

que nos da la velocidad de corte

$$\log V = \log (\pi d) + \log n$$

como escalas admitiremos para  $\log V$  desde luego la del anterior nomograma 1 c/m=0,2, y para  $\log (\pi d)$ , 1 c/m=0,1, e igualmente para  $\log n$ , 1 c/m.=0,1. Desde luego las  $d$  deben expresarse

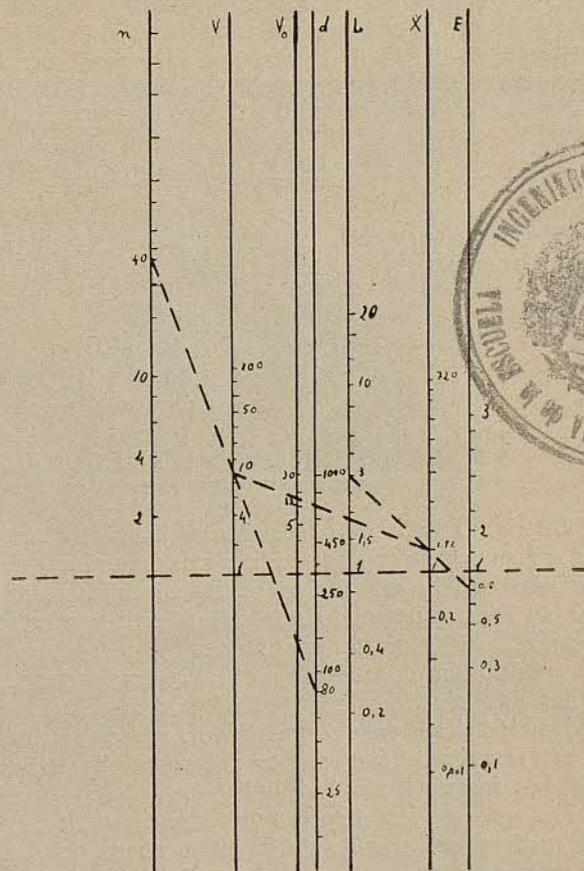


Fig. 5

en metros para el cálculo, para tener la homogeneidad con  $V$ ; en las divisiones las pondremos en milímetros, debido a que en la práctica acostumbra a darse así. Creemos no es necesario insistir más; en la figura 4 la recta GI da el caso para una velocidad de corte 10 m. p. m. y un diámetro de 80 m/m que da como número de vueltas adecuado 40 v. p. m.

Se comprende que con los tres nomogramas podemos calcular una ficha de fabricación, pero hemos creído más práctico agrupar los tres en uno solo, como se indica en la figura 5, en que las rectas de trazos indican el mismo ejemplo estudiado. Para facilitar su empleo creemos conveniente tener trazadas en rojo las rectas representativas de  $V$ ,  $V_0$  y  $X$ .

Ejemplo: Estudiar una ficha de fabricación para desbastar al torno la parte rayada en el

croquis representado en la figura 6, disponiendo de un avance de 0,8 m/m por vuelta.

El material es acero de 80 kgs. m/m<sup>2</sup> de carga de ruptura. Empezaremos por aplicar una regla sobre el nomograma en forma que coincida sobre la recta E en la división numerada con 0,8 y

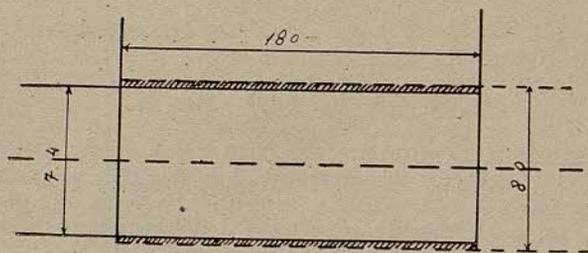


Fig. 6

sobre la L en la 3, y veremos que pasa por la división 1,92 de la recta X (marcada en rojo). El valor 3 se ha obtenido del croquis de la figura 6

$$\frac{80 - 74}{2} = 3 \text{ m/m.}$$

Hecho esto y habiendo previamente consultado la tabla de velocidades  $V_0$  que nos da 12

m. p. m. para acero de 80 kgs. m/m<sup>2</sup>; desplazaremos la regla en forma que continúe pasando por la división 1,92 de la X y además por la 12 de la  $V_0$ , que nos determinará en la V el valor 10; obsérvese que en esta segunda operación todas las líneas del nomograma vienen marcadas en rojo.

Ahora ya sólo nos resta volver a desplazar la regla conservando el punto de la recta V y hacerla pasar por el 80 de la  $d$  (véase croquis figura 6) y nos determinará en la recta  $n$ , 40 v. p. m. Vemos, pues, que el nomograma nos ha servido para determinar para la profundidad de corte y avance dados, la velocidad de la herramienta; el tiempo de duración de la operación se comprende se hallará con la regla de cálculo ordinaria, haciendo la sencilla operación:

$$\frac{40 \times 0,8}{180} = 5,62 \text{ minutos.}$$

Con esto damos fin al artículo, creyendo puede prestar mucha utilidad a los que calculan fichas de fabricación; por lo menos puedo asegurar que a mí me ha prestado buenos servicios.

ANTIDIO LAYRET

## INFORMACIONES

### Central Hidro-Eléctrica Lilla Edet del Gobierno de Suecia

Suecia es uno de los primeros países del mundo en aprovechamientos hidráulicos naturales; por su importancia económica se ha procurado utilizar su fuerza, de modo que cuenta con numerosas instalaciones hidráulicas grandes y pequeñas, y la producción de fuerza y el alumbrado de casi todas las ciudades se efectúa por instalaciones hidro-eléctricas, puesto que el país carece de hulla y esto explica el incremento que tomaron en Suecia las instalaciones hidráulicas sobre los demás países que pueden disponer de otra clase de fuerzas, así es que cuando en aquellos no se les daba la importancia que hoy, en Suecia eran numerosísimas las instalaciones hidro-eléctricas entre las que se cuentan las más importantes del mundo.

En Suecia las mayores instalaciones son del Gobierno que desarrolla un programa basado en la utilización de las fuerzas naturales en beneficio del país. Cuenta con el mayor lago de Europa (después del Ladoga y del Onega en Rusia) que comunica con el mar por un corto recorrido en el que hay varios grandes saltos propiedad del Gobierno. Uno de estos aprovechamientos, conocido de todo el mundo, el Trollhättan, con un salto de 30 metros desarrolla 170.000 caballos con una sola Central. Muy cerca se encuentra otro menor, Lilla Edet. Para atender a la industria cada día creciente, ya en 1918 el Gobierno hizo trabajos preliminares para el aprovechamiento de este salto. Durante la guerra hubo un período de crisis durante el cual se suspendieron

las obras o se trabajó con lentitud pues no apremiaba la utilización de la fuerza. La decisión de los altos poderes del Estado de electrificar el fe-

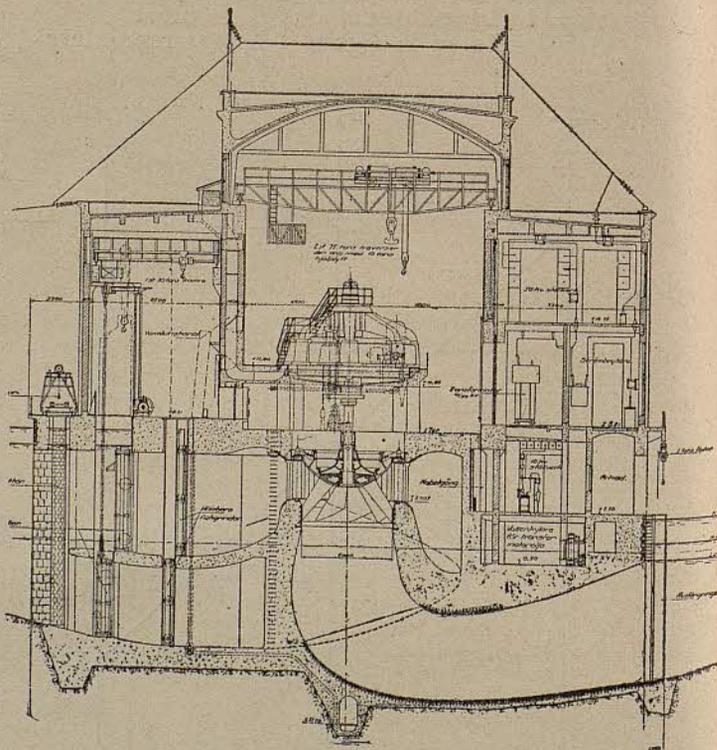


Fig. 1

rocarril más importante del país, dió nuevo impulso a las obras en las que se trabajó con intensidad estos últimos tiempos; estas obras que particularmente en la parte hidráulica son muy amplias, han exigido 4 años incluídos 2 de huelga, por sus grandes dificultades debido a la gran anchura y profundidad del río (12 metros) en el sitio donde debía emplazarse la Central, que obligó a desplazar de agua una superficie de 500 m.<sup>2</sup> durante las obras. Además, tanto las fundaciones de la Central, como las espirales de entrada y tubos de aspiración de hormigón, se han tenido que prever de dimensiones inusitadas dado el salto relativamente pequeño.

Todos los proyectos que se habían estudiado se basaban en un mayor número de grupos del que

saba de un 50% de las velocidades obtenidas hasta entonces. Entre estos constructores había la casa A. B. Finshyttan que ofrecía turbinas Lawazceck y otra casa sueca que proponía turbinas Kaplan con álabes móviles.

Hasta entonces no se habían construído turbinas tan grandes de estos tipos que se encontraban en un período de ensayos, así es que resulta altamente honroso para los que se decidieron adoptarlos, a pesar de las dificultades que suponía, lo que permitió ensayarlos en grandes instalaciones.

Primeramente se pidieron dos grupos, uno de ellos a la A. B. Finshyttan, por cuanto la instalación del tercero se dejó para más adelante. Después de pruebas extraordinarias llevadas a cabo con el mayor cuidado en un laboratorio de ensa-

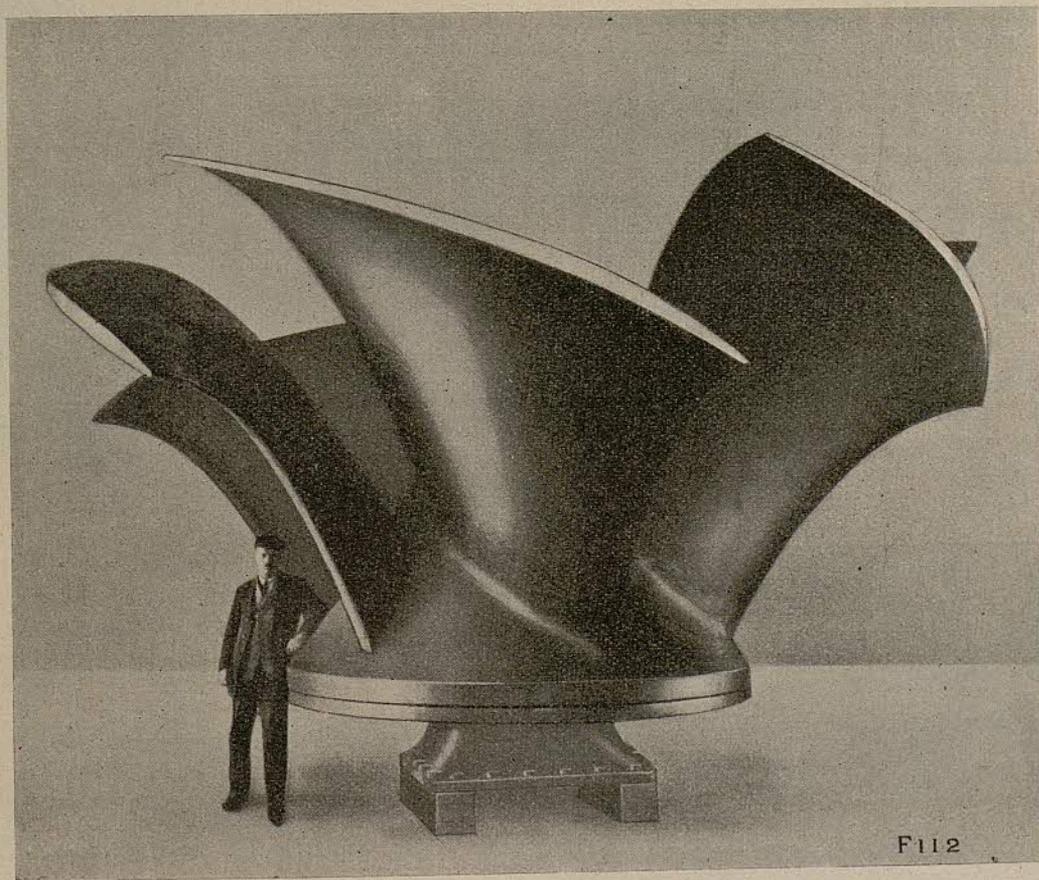


Fig. 2

al fin se adoptó, que son 3 cada uno de 10.000 caballos con un salto que oscila entre 5,6 hasta 7 metros; el salto medio es de 6,5 metros. Aun empleando ruedas motrices modernísimas con máxima capacidad de absorción específica las turbinas han de ser de grandes dimensiones sin precedentes. Se pensó en adoptar turbinas dobles Francis las cuales con  $n_1 = 400$  se habría alcanzado una velocidad de 62,5 mínimo que se consideraba posible para la parte eléctrica. Entre las proposiciones que varios constructores hicieron, las había de turbinas de una sola rueda con una velocidad específica de más de 600 que en aquel tiempo se consideró extraordinariamente alta, pues pa-

vos construído por el Estado especialmente para este objeto, y estudiadas las turbinas con rueda motriz de 1 metro de diámetro, sus relaciones con los diferentes modos de instalación, e influencia de las diferentes formas de la espiral de entrada y del tubo de aspiración, la «Kgl. Wasserfalldirektion» confió la tercera turbina a la A. B. Finshyttan que así ha suministrado dos de las tres grandes turbinas de la instalación Lilla Edet, prueba de la mucha confianza que inspira en las altas esferas la turbina Lawazceck, hija no sólo de los excelentes resultados de los ensayos sino por su construcción sencilla y segura.

Estas turbinas Lawazceck suministradas por la

A. B. Finshyttan son las más grandes turbinas de baja presión construídas hasta la fecha en el mundo. Como se ha dicho ya, la potencia estipulada para cada turbina es de 10.000 caballos con un salto neto de 6,5 metros y velocidad de 62,5 r. p. m. En la puesta en marcha de la primera turbina Lawazceck, la potencia con el salto mencionado fué de 11.600 caballos, y con el salto mínimo de 5,6 metros, se obtuvieron 9.500 caballos, siendo la velocidad específica  $n_s = 645$  y 720 respectivamente. La rueda motriz de estas turbinas tiene 6 metros de diámetro, tamaño no superado por ninguna otra construcción de turbina hidráulica. Los tubos de aspiración de hormigón tienen la forma curva y una sección de salida de unos 100 m.<sup>2</sup> adoptada en virtud de los ensayos. En estos ensayos el codo rectangular de Klapán no correspondió a lo que se esperaba, pues un tubo de aspiración de hormigón de forma muy parecida a la normal usada antes, es más a propósito para la turbina Kaplan, de modo que en la instalada en Lilla Edet se le ha aplicado un tubo de aspiración de hormigón.

La fig. 1 representa una sección longitudinal de una de las dos turbinas Lawazceck suministradas por la A. B. Finshyttan. La parte más baja del tubo de aspiración se encuentra a 10 metros bajo el nivel de agua inferior y a 15 metros bajo la rueda motriz. Más que de parte alguna, se tiene una idea de las medidas gigantescas de esta instalación contemplándola desde el suelo a la salida en la dirección de la curva del tubo de aspiración y viendo la rueda arriba.

El agua va a las turbinas por espirales de hormigón de 14 metros de altura y de secciones re-

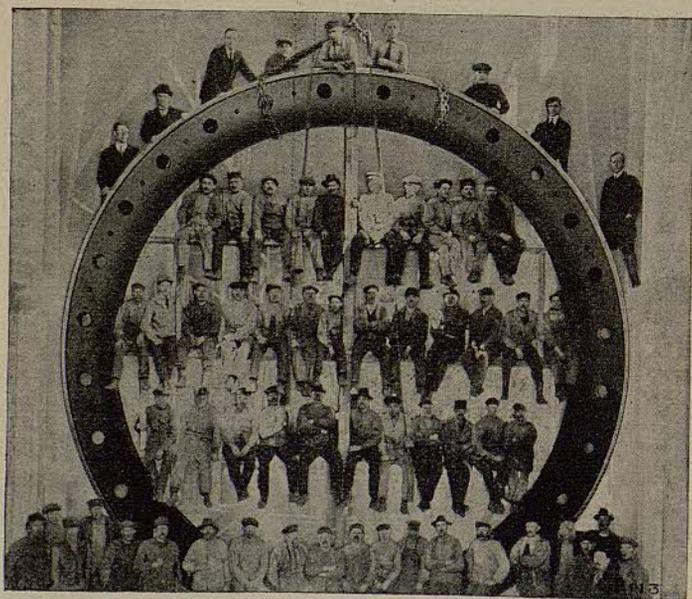


Fig. 3

lativamente pequeñas para no tener que separar mucho los grupos entre sí, reduciendo así la sala de máquinas. De esta manera resulta que no sólo los distribuidores, sino también la parte superior

de los tubos de aspiración de hormigón, se encuentran dentro de las cámaras espirales, estas en su parte alta están divididas por una pared horizontal de modo que el agua superior va a la parte anterior del distribuidor y la inferior hacia la posterior.

La rueda motriz de acero fundido, se descompone en secciones y sus extraordinarias dimensiones aparecen en la fig. 2.

El distribuidor tiene regulación exterior o sea álabes móviles de acero fundido que se mueven por un anillo de regulación común colocado sobre la tapa. Este distribuidor está montado dentro de anillos de fundición de hierro fundido unidos entre sí por álabes de apoyo. En la fig. 3 aparece uno de los grandes anillos del distribuidor que lleva los álabes con su gorrón correspondiente. La fig. 4 representa un ábabe del distribuidor con su palanca de regulación.



Fig. 4

Los 28 álabes del distribuidor tie-

nen 2,55 metros altura y abren a plena abertura celdas de casi medio metro de ancho en las que cabría holgadamente un hombre. Las turbinas están provistas de regulación exterior o sea que todas las partes del distribuidor, sujetas al movimiento de los álabes, como pernos, guías, etc., etc., se hallan fuera del agua y sustraídos a su acción destructora, pudiendo engrasarse fácilmente. Los álabes tienen una palanca de regulación con su gorrón superior unido al anillo de regulación común a todos los álabes, moviéndose sobre rodillos con guías de hierro fundido curvadas. Se adoptó la forma curvada de las guías caso de introducirse un cuerpo extraño entre para mayor seguridad contra roturas, en el los álabes, que fuera causa de una resistencia normal extremada. A pesar de que el peso del ábabe es de una tonelada, la resistencia de movimiento es muy pequeña por actuar sobre cojinetes de bolas. Se ha dispuesto en tal forma el mecanismo de regulación para re-

ducir en lo posible la resistencia de movimiento, de todo el mecanismo y evitar la deformación del anillo de regulación que se podría producir, ya sea con el empleo de un solo tirante, o si se emplean dos,

por no ser ellos exactamente iguales. Para evitar estos inconvenientes se ha construido un acoplamiento especial, adoptado por primera vez en esta Central, con tres puntos de reunión obteniéndose una compensación casi completa de fuerzas y se han podido construir mucho más ligeros, no sólo los ejes, sino los órganos de enlace con ellos. En la puesta en marcha se ha comprobado que las resistencias de movimiento de todo el sistema son sumamente pequeñas.

El soporte de collar sobre la tapa del distribuidor tiene engrase a presión que se efectúa por una bomba de ruedas dentadas accionada por ruedas cónicas desde el eje de la turbina. Aunque el cojinete no tiene mecanismo de refrigeración su temperatura no pasa de unos  $35^{\circ}$ . La temperatura del

dos los órganos necesarios para su comprobación. Como el aceite extraído por la bomba pasa por una válvula de descarga, aquella sólo trabaja bajo presión en el corto período de llenar la cámara de aire después del accionamiento de regulación, por lo demás actúa sin presión de modo que su accionamiento requiere muy poca fuerza. La instalación de aceite de presión va unida al servomotor y a los dos otros reguladores de la central por medio de tuberías. El accionamiento eléctrico de la bomba, muy usual en Suecia, permite un servicio permanente y se puede producir la presión de aceite con la turbina parada sin tener que esperar a que se ponga en marcha. Si deja de funcionar la bomba de un grupo, se puede sin dificultad, por la tubería de comunicación, dejar trabajar la ins-

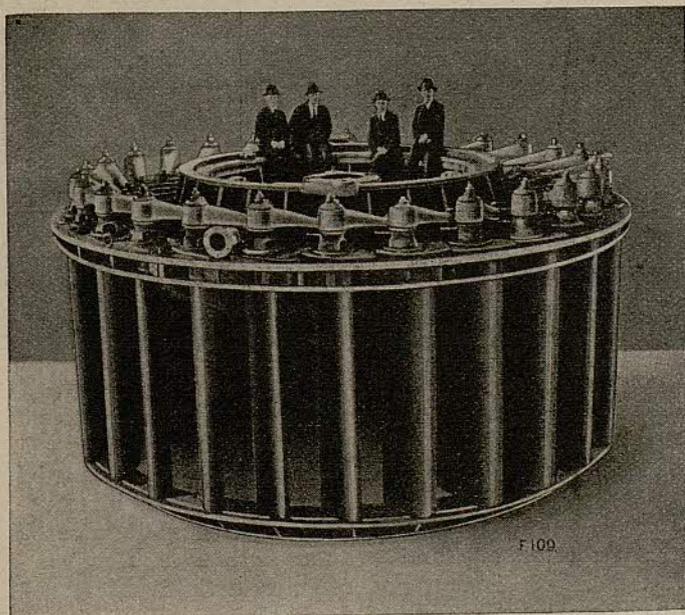


Fig. 5

aceite la indica un termómetro colocado a distancia en el generador eléctrico.

El empuje axial producido por la presión del agua y las partes giratorias de la turbina y del generador alcanza hasta 430 toneladas con el salto mínimo y se contrarresta por un cojinete de presión de segmentos montado sobre el crucero del generador que trabaja desde la puesta en marcha sin el menor entorpecimiento y ha respondido a la expectación que por todos conceptos su empleo había originado. El regulador de velocidad construido según las patentes del Prof. Dr. Thoma, tiene una potencia de trabajo de 38.500 kgs. que excede de la necesaria. Este regulador consta de dos partes instaladas separadamente, del servomotor con bomba de ruedas dentadas accionada eléctricamente y depósito de aceite de un lado, y del otro el aparato de comprobación. La bomba tiene otra rueda dentada mayor que trabaja sobre dos engranajes colocados simétricamente para compensar el empuje axial y su funcionamiento es en extremo silencioso. La cámara de aire lleva to-

talación de aceite de presión de otro grupo sobre el servomotor de la primera turbina aun cuando los otros dos grupos estén fuera de servicio.

El servomotor (véase el grabado de la cubierta), instalado en el piso intermedio debajo la sala de máquinas, tiene un émbolo de doble efecto unido por un tirante al acoplamiento de tres puntos citado antes y además lleva guías, así es que las fuerzas laterales y roces son escasos. Además lleva un dispositivo muy ingenioso por el cual se puede fijar a la turbina estando cerrada. Sobre el servomotor van las grandes válvulas principales de distribución. La válvula principal se une con tirantes a la distribución montada sobre el aparato de comprobación. Un relai hidráulico se regula por el péndulo y se acciona por la clavija de aquel.

El péndulo centrífugo sin manguitos trabaja sobre cuchillos, sistema Dr. Thoma que se ha acreditado en numerosas instalaciones en funcionamiento durante largos años y se considera como el péndulo más sensible conocido. Se halla instalado en una cámara cuya parte anterior puede abrirse,

así es que su entretenimiento es muy fácil (figura 6).

El regulador descrito se distingue muy particularmente porque no requiere acoplamiento hidráulicos, ni cataratas de aceite, etc., etc., que son tantas veces la causa de que los reguladores no respondan. El retroceso elástico se hace por discos de fricción, así es que queda asegurada para siempre su variación de velocidad y su relación

sibles con este regulador. La regulación a mano se efectúa hidráulicamente y las operaciones de conectar son muy sencillas.

Al principio del corriente año se hizo la puesta en marcha sin fricción alguna en términos que la Dirección de Saltos de Agua dió a la casa constructora su especial aprobación por haber cumplido escrupulosamente las difíciles condiciones impuestas, tanto de carácter técnico como construc-

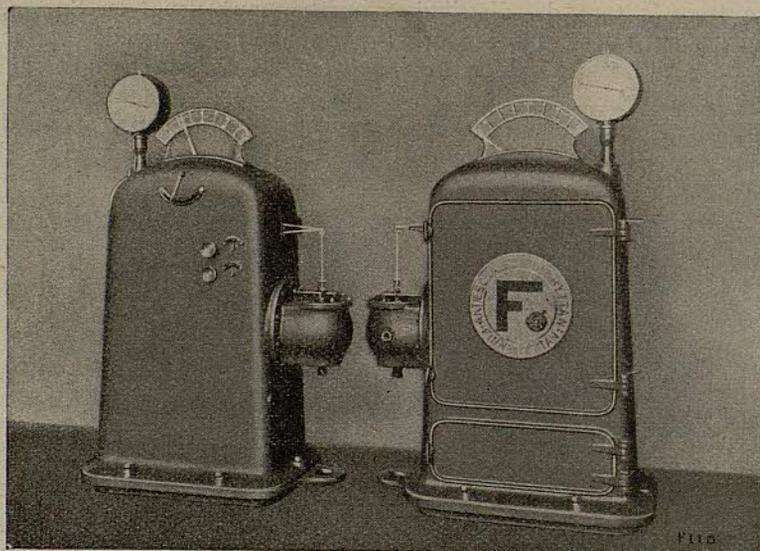


Fig. 6

de transformación, cuya importante parte del regulador no depende como en los frenos de aceite de la calidad siempre variable y no puede quedar protegido el mecanismo.

Otra cualidad característica de estos reguladores que sólo construye la Aktiebolaget Finshyttan, es que se evitan en lo posible los puntos muertos porque todos los órganos actúan bajo presión de muelles, se evitan las oscilaciones y se consigue que un regulador después de muchos años de funcionamiento trabaje como el primer día. Por medio de electromotores se puede variar la velocidad y el límite de abertura.

Todas las combinaciones imaginables y diferentes velocidades de cierre y abertura son po-

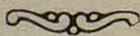
tivo. El personal encargado de la instalación también está plenamente satisfecho, especialmente del perfecto funcionamiento de los reguladores Thoma.

Las pruebas de recepción se están efectuando ahora y han de terminar en breve y aunque los cálculos definitivos no se han fijado aún, puede decirse que el rendimiento alcanzado con la abertura más favorable es de 91 % y los ensayos de regulación han sido extraordinariamente lisonjeros a pesar de que las masas volantes son algo insuficientes.

Por la traducción

FERNANDO M. DE VELASCO.  
Ingeniero Industrial

Barcelona, Junio 1926.



## DEMANDA

Importante empresa francesa dedicada a la construcción de turbinas hidráulicas, con buenas referencias en España, solicita representante exclusivo. Escribir dando referencias a "Société Mécanique", Allée de Brienne, 61, Toulouse.