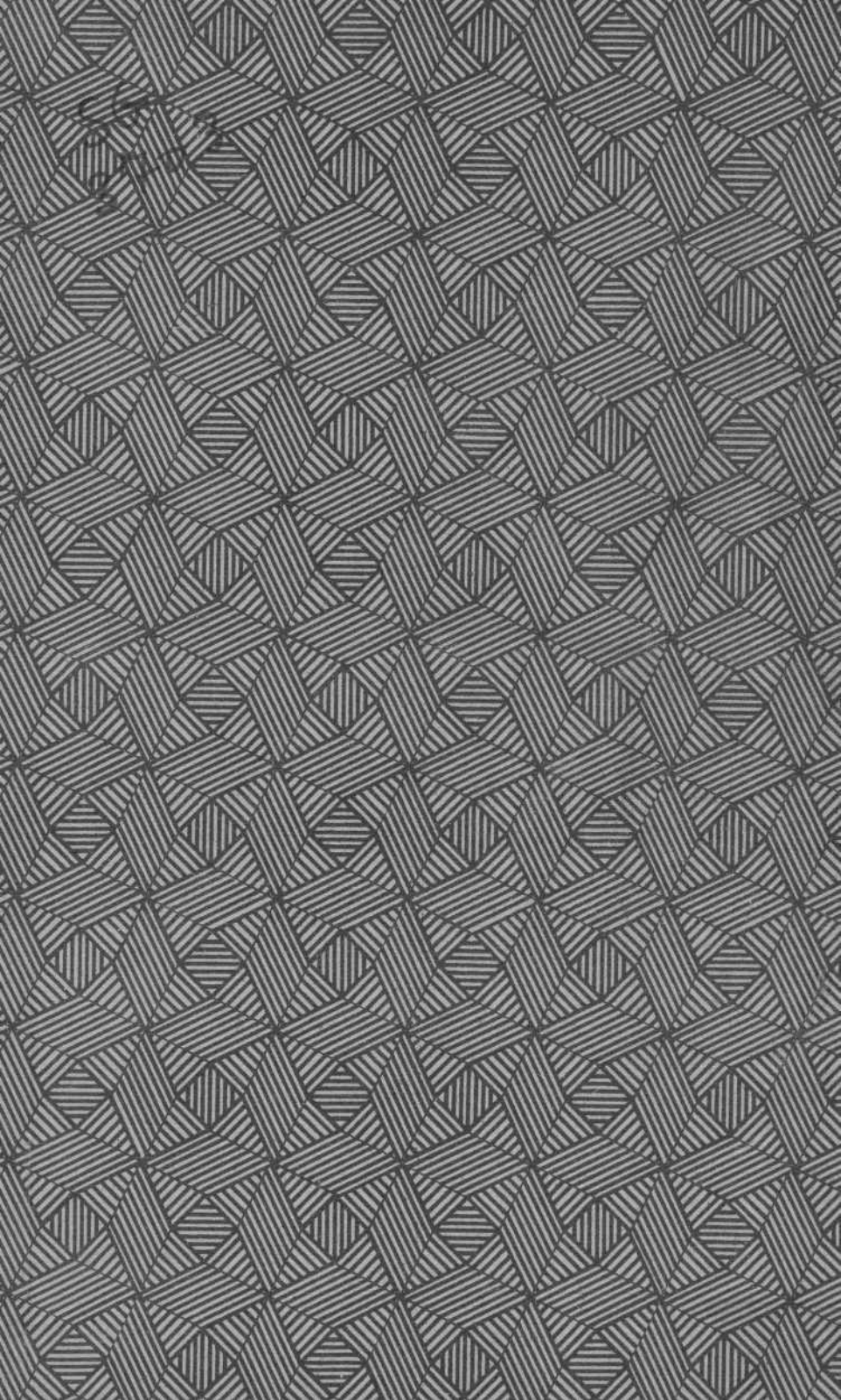


UCOS

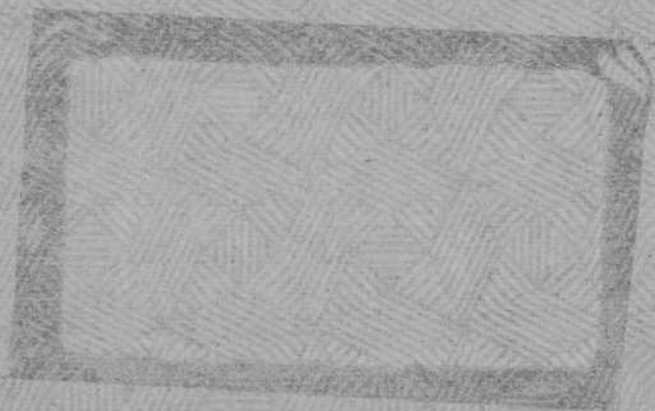
2
5



B.P. de Soria



6111848
D-2 1215



JG Soria

MOTORES HIDRÁULICOS

848

D-2
1215

6
379

Nº 283

MOTORES HIDRÁULICOS

Elementos para el estudio, construcción y cálculo
de las instalaciones modernas de
fuerza hidráulica

POR

L. QUANTZ
INGENIERO

VERSION DEL ALEMÁN

POR

A. GARRIGOSA
INGENIERO INDUSTRIAL

SEGUNDA EDICIÓN

REVISADA Y AMPLIADA CON ARREGLO A LA 7.^a ALEMANA



BARCELONA

GUSTAVO GILI, EDITOR

Calle de Enrique Granados, 45

MCMXXXII

MOTORES HIDRAULICOS

Elaboración y montaje de máquinas y aparatos
de las industrias hidráulicas y eléctricas
de las industrias de la construcción y del transporte

GUINART Y PUJOLAR

ES PROPIEDAD

Copyright 1932, by Gustavo Gili

GUINART Y PUJOLAR, IMPRESORES; Bruch, 63. — Barcelona

Prólogo

La edición presente ha debido sufrir notables modificaciones, pues por una parte se ha ido extendiendo cada día más el empleo de las turbinas-hélice y por otra se han afirmado los conocimientos respecto a la manera de circular el agua, lo cual ha repercutido a su vez sobre la construcción de las turbinas Francis.

Quizá no será posible apreciar estos hechos en un cálculo exacto, pero experimentalmente se han ido introduciendo mejoras que permiten alcanzar en grandes instalaciones rendimientos de 90 % y aun mayores. Estos nuevos aspectos y sus influencias sobre las formas que adoptan los rodetes, álabes y tubos de aspiración se han tenido en cuenta en este libro en lo que permite su carácter.

Correspondiendo a las modernas exigencias, se han mejorado los capítulos referentes a descripción de centrales hidráulicas. Es posible que al ingeniero constructor no le parezcan aún bastante completos, pero es preciso no olvidar que este libro se dedica en primera línea a los constructores e instaladores de máquinas, a los que conviene como complemento tener una somera idea de las «Instalaciones» con los detalles especialmente interesantes, como, por ejemplo, presas movibles, compuertas, tuberías, etc.

Se ha dedicado un extenso capítulo a las turbinas-hélice tratando detalladamente de su regulación.

Por este capítulo enteramente nuevo y por la descripción que se hace de las más modernas instalaciones, casi podemos decir que se ofrece al lector un nuevo libro mejor que otra edición del antiguo.

CAPÍTULO PRIMERO

Instalaciones de fuerza hidráulica

1. Generalidades sobre centrales hidráulicas.—Trabajos preliminares

A) FUERZAS HIDRÁULICAS Y SU IMPORTANCIA

El agua, corriente o embalsada, puede siempre utilizarse para producir trabajo, represándola y conduciéndola a un punto situado a nivel inferior de aquel en que se halla; así sucede que por todas partes se nos ofrecen *fuerzas hidráulicas* utilizables, pero no obstante, su aprovechamiento no resulta siempre económico, ya que muchas veces el coste de la instalación sería enormemente desproporcionado con la magnitud de la potencia obtenida.

Esto ocurre especialmente en los ríos de *paises llanos*, pues si bien es frecuente encontrar en ellos grandes caudales de agua, la pendiente es demasiado pequeña y esto obligaría a construir presas y canales de importancia para conseguir potencias relativamente reducidas. Claro es que se encuentran, a pesar de esto, bastantes instalaciones en la tierra baja, bien situadas y favorablemente económicas. Citemos, por vía de ejemplo, algunas centrales de la Pomerania, como las de Lietzow y Lebbin en el Rega (en total 5300 caballos), la de Rossnow en el Radüe (6900 caballos), las de Krien y Klausshof en el Stolpe (en total 7400 caballos) y la central de Glambocksee en Stolp con 5500 caballos.

Actualmente disponen en Pomerania de nueve centrales con un total de 32000 caballos instalados y existen otras en construcción, entre ellas las del río Kuddow.

Finalmente, merece mención una gran central eléctrica de 9500 caballos en Hemelingen (Bremen), dispuesta junto a una instalación de presas y compuertas que se hizo indispensable para corregir el curso del río Weser, y que utiliza una energía que de otro modo hubiese sido completamente desperdiciada (véase fig. 18).

Las *regiones montañosas* son, naturalmente, mucho más ricas en saltos de agua utilizables, y así se encuentran abundantes instalaciones en la Alemania central y del sur, en Suiza y Austria, pero sobre todo en Suecia, Noruega y los Estados Unidos.

En Suiza existen todavía innumerables saltos sin aprovechar, lo que es de tanto mayor interés para sus habitantes cuanto que carecen casi en absoluto de carbón.

En 1927 tenían ya instalados unos 2 millones de caballos obteniéndose una producción de más de 5000 millones de KWH. Baviera dispone de unos 2 millones de caballos, de los que han sido ya utilizados una gran parte en Walchensee, y en los saltos del Isar, el Inn, el Lech, etc. El total de las fuerzas hidráulicas que se atribuyen a Alemania, según los cálculos más recientes ¹⁾ alcanzan a unos 6 millones de caballos, de los que se aprovechan aproximadamente una tercera parte. Suponiendo unas 6000 horas de trabajo al año y un consumo de carbón de 0,6 Kg. por caballo-hora, el total aprovechamiento de las fuerzas hidráulicas en Alemania representaría un ahorro, como mínimo, de $6000000 \times 6000 \times 0,6 = 22000000$ de toneladas de carbón por año.

Las fuerzas hidráulicas disponibles en Suecia y en Noruega se estiman en unos 14 millones de caballos, siendo las circunstancias tan sumamente favorables en estos países, respecto al coste de las instalaciones y a su explo-

¹⁾ Según SCHMICK, *Zeit. des Ver. deuts. Ing.*, 1920, pág. 867.

tación, que muchas veces la corriente eléctrica producida en ellas no resulta a precio de coste superior a un céntimo por kilovatio-hora ¹⁾).

Para dar una idea de los recursos de energía hidráulica en las naciones más importantes, se acompaña una estadística, aunque es natural que los datos de ella sufren variaciones frecuentes por conocerse cada vez mejor los distintos países.

PAÍSES	Fuerzas hidráulicas		Tanto % utilizado
	Utilizables	Instaladas	
Estados Unidos	28000000	10000000	35,7
Canadá	32000000	2900000	9,1
Resto de América del Norte y Central	14000000	500000	3,4
Brasil	25000000	320000	1,28
Perú	13000000	50000	0,38
Resto de América del Sur	24000000	205000	0,8
Asia	78500000	2450000	3,1
Africa	190000000	306000	0,16
Oceanía	11500000	133000	1,2
Inglaterra	1350000	210000	15,6
Francia	5500000	2100000	38,1
España	6000000	700000	19
Italia	5000000	2000000	40
Rusia	20000000	1000000	5
Noruega	7500000	1500000	20
Suecia	7750000	1300000	16,8
Suiza	3500000	2000000	57
Alemania	6000000	2000000	33
Total Europa	75000000	12300000	16,4

La cuestión acerca de la *rentabilidad de una instalación determinada* no puede contestarse sin un estudio muy detenido en cada caso. En primer término debe establecerse el presupuesto de la obra, pudiendo fijar como límite superior para una construcción rentable el coste de 1000 marcos por caballo referido a la potencia media

¹⁾ El coste está calculado en moneda alemana.

anual. Aun siendo una instalación de esta índole mucho más cara en sí que una de máquinas de vapor, no hay que olvidar que los *gastos de explotación* son después extraordinariamente reducidos (se entienden aquí como tales los gastos de personal, engrase, reparaciones y seguros, sin incluir las cargas financieras, o sea el interés y amortización de los capitales invertidos).

El coste de instalación varía notablemente en las diferentes centrales construídas, siendo en general mucho más caras las instalaciones que utilizan pequeños saltos que las de alta presión. Mientras que el coste de 1700 marcos por caballo instalado, era antes de 1914 un límite superior, pueden citarse como costes favorablemente bajos, obtenidos como es de suponer en circunstancias especiales, el de 180 marcos en Alemania, 70 en Suiza y 50 en California. En estos últimos casos se consigue reducir extraordinariamente el coste de la energía producida ¹⁾.

B) APROVECHAMIENTO DE LAS FUERZAS HIDRÁULICAS

El aprovechamiento de las fuerzas hidráulicas puede obtenerse, según las circunstancias del terreno: *a)* por instalaciones en el propio cauce del río, *b)* por instalación en un canal especial, *c)* por canales y tuberías.

a) Instalaciones en el cauce del río.—En general estas instalaciones resultan sencillas.

Se presentan no sólo en los ríos, sino también en canales de navegación, instalándose la central hidráulica junto

¹⁾ Hay saltos de agua en que se cuenta el coste por caballo instalado, dividiendo el coste de las obras hidráulicas por el número de caballos obtenidos en el eje de las turbinas; en otros se atiende a los caballos eléctricos obtenidos en los bornes de alternador. Muchas centrales resultan baratas de construcción, pero están a distancia tan grande del punto de consumo, que en definitiva son más caras que otras de más difícil instalación, por necesitar costosas líneas eléctricas de conducción, en las que además se pierde una parte importante de la potencia. Para una comparación verdad sería preciso referir los datos a la potencia libre en el lugar de consumo, teniendo además en cuenta el tiempo en que se puede utilizar la potencia, que varía mucho según que exista un embalse regulador o no. — (N. DEL T.)

a las esclusas ¹⁾. Por medio de una presa se embalsa el río, siendo de notar que el embalse se hace sensible aguas



Fig. 1

arriba en una extensión bastante considerable, lo que obliga a estudiar con cuidado todas las circunstancias del

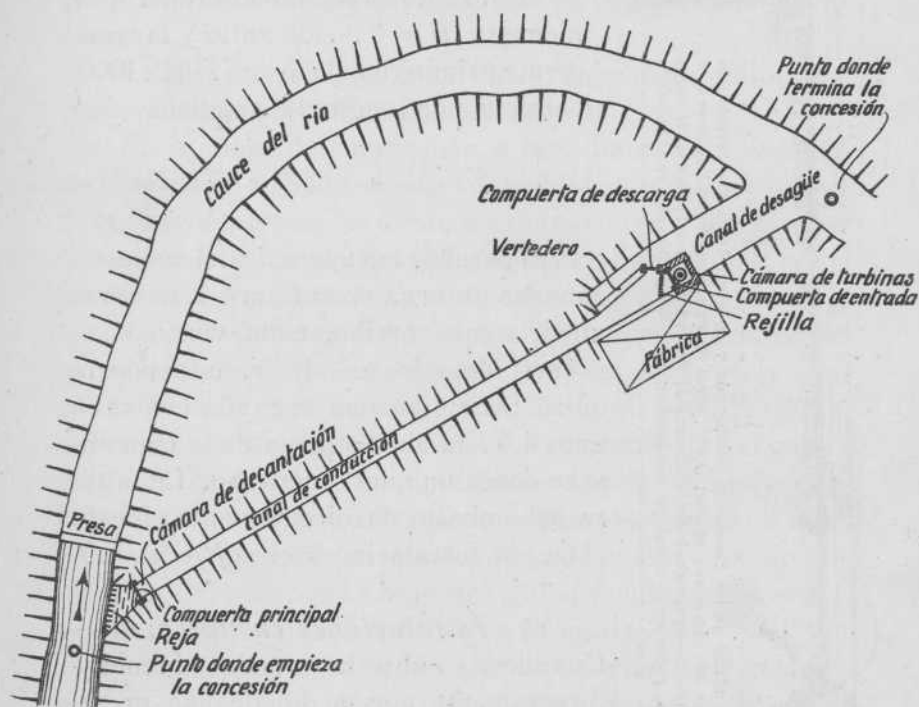


Fig. 2.—Esquema de una instalación de fuerza hidráulica

terreno. Si la altura ganada con el embalse es H m. y la

¹⁾ Por ejemplo, en las modernas instalaciones del Mein, Neckar, Rin, Danubio, etc. (Véanse figs. 16, 18 y 20.)

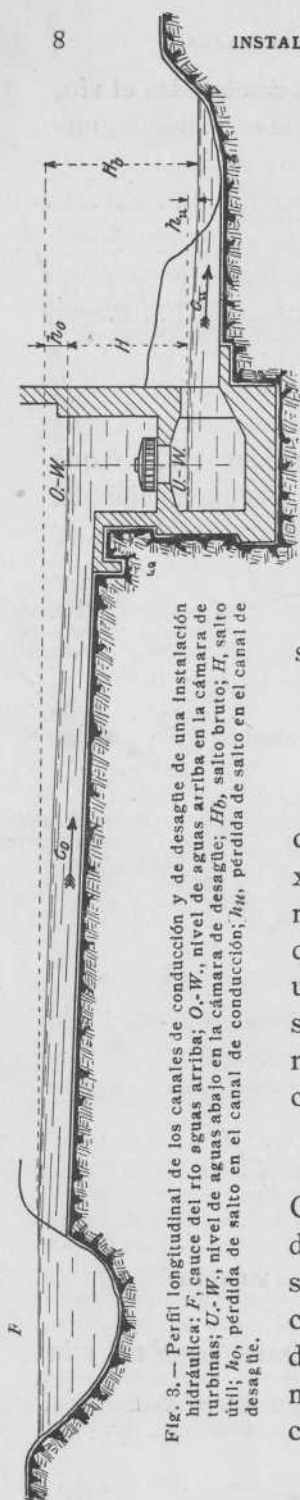


Fig. 3. — Perfil longitudinal de los canales de conducción y de desagüe de una instalación hidráulica; F , cauce del río arriba; $O-W$, nivel de aguas arriba en la cámara de turbinas; $O-W$, nivel de aguas abajo en la cámara de desagüe; H_b , salto bruto; H , salto útil; h_{cu} , pérdida de salto en el canal de conducción; h_{cd} , pérdida de salto en el canal de desagüe.

pendiente del río referida a 1000 m. de longitud es I m., el embalse estático alcanzaría una longitud $l = \frac{H}{I}$, lo que puede aceptarse, por ejemplo, en pantanos.

En ríos, por el contrario, hay que contar con el embalse hidráulico y éste resulta aproximadamente el doble, o sea

$$L = 2 \frac{H}{I} \text{ (fig. 1).}$$

Por tanto, si se desea obtener, por ejemplo, $H = 6$ m. de salto y la pendiente primitiva del río era $I = 2:1000$, se obtiene una longitud de embalse

$$L = \frac{2 \cdot 6 \cdot 1000}{2} = 6000 \text{ m.} = 6 \text{ Km.}$$

El perfil de la superficie del embalse, como se observa en la figura 1, se aproxima, aguas arriba, cada vez más al normal del río, es decir, que podría quizá instalarse una segunda central a unos 4,5 Km. de distancia de la primera si se desea un nuevo embalse. La altura del embalse da directamente en esta clase de instalaciones el *salto útil* H .

b) *Instalaciones en un canal.*— Cuando el salto no puede obtenerse directamente por medio de una presa, se construye una barrera en el río y se conduce el agua a la turbina por medio del canal superior, como esquemáticamente se indica en la figura 2. Si puede conseguirse un pequeño embalse arriba

de la presa se reducirá la longitud del canal o se obtendrá un salto mayor.

La presa debe levantarse perpendicularmente al cauce del río y el canal de conducción no derivarse inmediatamente próximo a la presa, sino unos 20 m. más arriba, para evitar cuanto se pueda la entrada directa de maderos, hielos o piedras, que golpean y perjudican las paredes del canal. También con este objeto se dispone la entrada al canal, en lo posible, paralela al cauce y se le da una sección doble o triple que la del canal propiamente dicho. No obstante, se dispone una *reja* algo espaciada y además una *compuerta principal* de entrada; ésta debe poder impedir el paso del agua aun en el caso de inundaciones.

La reja puede ser algunas veces suprimida, ya que en ocasiones sirve más bien de obstáculo.

En el canal de conducción e inmediatamente después de la entrada se dispone una *cámara de decantación*, en la cual se depositan la arena y el fango; éstos pueden ser arrastrados al cauce del río por una abertura lateral y profunda, cerrada por una compuerta especial.

La *casa de máquinas* suele disponerse generalmente en el extremo de la instalación y próxima al río, pues el canal de desagüe, por tener su fondo siempre bastante profundo, es mucho más caro de establecer que el canal superior. El canal de conducción se dispone siempre con la pendiente que indica el cálculo, mientras que el de desagüe se construye horizontal, tomando como cota de su fondo la del punto más bajo del cauce donde desemboca, según se expresa gráficamente en la figura 3.

La coronación o borde superior del canal de conducción se hace, si es posible, horizontal desde la entrada (aunque el fondo del canal lleve su pendiente) con objeto de que al parar las máquinas de la central no se desborde el agua junto a la casa de máquinas, al tomar el agua en reposo un mismo nivel en todo el canal. Si esto no fuera posible, es conveniente disponer un *vertedero* o sobradero

por el cual pueda derramarse constantemente el agua sobrante.

La entrada en la cámara de máquinas se protege nuevamente por medio de una rejilla y una compuerta. Junto a ésta se encuentra una compuerta-aliviadero, por medio de la cual el agua del canal superior puede pasar directamente al canal de desagüe o al cauce del río.

El canal de conducción debe estar construído de manera que su pendiente sea la estrictamente necesaria a fin de que en el lugar donde se encuentra el motor hidráulico

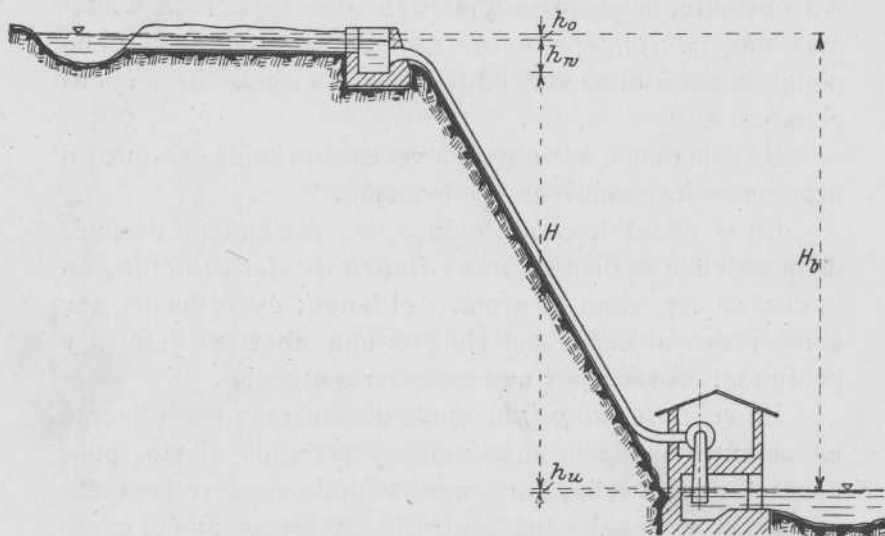


Fig. 4. — Perfil longitudinal de un salto con tubería forzada; H_b , salto bruto o total; H , salto útil; h_o , pérdida de salto en el canal de conducción hasta la cámara de toma; h_w , pérdida de salto o carga por rozamiento del agua en la tubería; h_u , pérdida de salto en el canal de desagüe.

lico se disponga del máximo *salto útil*. De la figura 3 se desprende que la solera de dicho canal no debe tener más inclinación que la precisa para que el agua tome una pequeña velocidad c_o . Entonces se obtiene para la altura del salto útil

$$H = H_b - (h_o + h_u)$$

el más alto valor posible. (Para la determinación de h_o y h_u , véase el párrafo 3, B, página 32.)

c) *Canales y tuberías.*—En los grandes saltos se conduce el agua según se ve en la figura 4, bien por un canal abierto o por una galería a la llamada cámara de agua, de la que parten una o varias tuberías hacia la central.

En este caso habrá que deducir del salto total H_b , no sólo $(h_o + h_u)$, sino también una cantidad h_w que represente la pérdida de salto por la resistencia de la tubería (página 40). En este caso se tiene un salto útil:

$$H = H_b - (h_o + h_u + h_w).$$

Al motor hidráulico se le plantea ahora el problema siguiente: utilizar el caudal de agua disponible y el salto útil H , con el máximo rendimiento.

Si designamos por Q el caudal en metros cúbicos por segundo, y se ha obtenido un salto útil de H m., resultará una potencia utilizable de

$$1000 \cdot Q \cdot H \text{ Kgm./seg.,}$$

en el supuesto de que c_o sea aproximadamente igual a c_u , esto es, que no se utilice ninguna fuerza viva del agua.

Un motor hidráulico que trabaje con un rendimiento o efecto útil η produciría una potencia efectiva

$$N_e = \frac{1000 \cdot Q \cdot H \cdot \eta}{75} \text{ caballos.}$$

Si, por ejemplo, $\eta = 0,75$, resulta

$$N_e = 10 \cdot Q \cdot H \text{ caballos.}$$

Con esta sencilla relación se puede evaluar, aproximadamente, la potencia de cualquier salto. Empleando máquinas modernas de perfecta construcción (como más adelante veremos, turbinas Francis o Kaplan o ruedas tangenciales) se obtienen mejores rendimientos, alcanzando hasta el 85 y en algunos casos el 90 % y más, con lo cual la potencia aprovechable será mayor que la indicada por la fórmula abreviada.

C) TRABAJOS PRELIMINARES

Antes de comenzar la construcción de obras hidráulicas se hace necesario desarrollar en forma minuciosa algunos trabajos preliminares.

Primeramente hay que determinar el desnivel natural o *salto bruto* entre los puntos en que empieza y acaba la concesión o derecho de aprovechamiento del río. Debe aclararse con precisión hasta qué cota puede elevarse el agua sobre su nivel normal, en el punto de arranque de la concesión, sin que sobrevengan perjuicios o daños a los propietarios ribereños o a las centrales inmediatas, etc. El *salto bruto* H_b debe medirse por medio de una nivelación, obteniéndolo como diferencia de cotas entre el nivel del agua embalsada por la presa y el nivel del río en el extremo de la concesión. Naturalmente, debe fijarse con exactitud la forma en que este salto puede ir variando en las diferentes épocas del año. En tiempos de aguas altas se producen casi siempre elevaciones de nivel en el cauce inferior, y como en la parte alta no hay posibilidad de elevar el nivel resulta generalmente que durante estos períodos de aguas altas es cuando el salto bruto es más pequeño; el exceso de caudal compensa la disminución de potencia que se originaría por aquella causa. Estas variaciones de nivel deben merecer nuestra mayor atención.

Simultáneamente con esta nivelación debe emprenderse la determinación del caudal disponible por segundo. También esta medida debe efectuarse con sumo cuidado, en todas las épocas del año, y aun mejor, para poder atender a todas las eventualidades, durante varios años, si es posible.

Por regla general se determinan el caudal mínimo, los caudales con que se puede contar durante nueve y seis meses y además el máximo obtenido en la época de aguas altas.

La instalación puede entonces proyectarse de acuerdo con las variaciones del caudal que, sobre todo en los ríos

de las altas montañas, son bastante grandes en las diferentes estaciones. Caso de no poder establecer un embalse regulador para tener un gasto constante, hay que decidirse o por el aprovechamiento de una parte del agua, con cuya solución durante las épocas de mayor caudal se desperdicia una gran cantidad de trabajo, o bien instalar, desde el principio, la central para el máximo caudal, y entonces cuando llegue el estiaje parar una parte de las máquinas o hacerla trabajar con menos carga, según conste la instalación de varias unidades o de una sola.

Para conservar la potencia total de la fábrica se agrega a una central de este tipo una máquina de reserva, accionada por vapor o por gas pobre y que funcione durante las épocas de estiaje o en las eventuales averías, permitiendo mayor seguridad de servicio ¹⁾.

Existen numerosas publicaciones oficiales ²⁾ con gráficos y listas en que se anotan las variaciones que experimentan los cursos de agua, así como las precipitaciones atmosféricas que periódicamente tienen lugar en las diferentes cuencas hidrológicas, lo que servirá de apoyo y comprobación a los datos así obtenidos.

Si estos datos no son suficientes o faltan de los caudales que nos interesen, deberemos efectuar aforos, de lo que se trata extensamente en el párrafo 2, dada la importancia que tiene este asunto.

Hay otros trabajos preliminares no tan importantes como la determinación del salto y el caudal, pero que han de merecer nuestra atención, y son el estudio de las condiciones del terreno, la cimentación de las obras, posibilidad

¹⁾ Hay, desde luego, instalaciones con embalses grandes para regularizar el caudal del río en las diferentes épocas del año, pero existen también instalaciones con depósitos reguladores de menos importancia para atender sólo a las oscilaciones diarias del caudal del río, permitiendo utilizar así el agua según las necesidades de la carga y almacenándola de unas horas para otras. — (N. DEL T.)

²⁾ En España véanse las publicaciones del Instituto Geográfico y Estadístico algunas, muy notables, aunque poco divulgadas, y también las de las Divisiones Hidrológicas y las Confederaciones modernamente establecidas. — (N. DEL T.)

de instalar embalses y acoplamiento o distribución del trabajo con otras centrales próximas. Hay que tener en cuenta los intereses de los propietarios ribereños especialmente en lo que afecta a los desagües y riegos. Si el río es navegable hay que considerar las relaciones del canal de la central con las necesidades de la navegación y la manera en que deban instalarse y funcionar las esclusas.

Caso de no poderse utilizar el agua en la central ni ser tampoco posible conservarla en el embalse, puede procurarse que haga funcionar unas bombas, con lo que una parte del agua sobrante se almacena en un depósito elevado y sirve de ayuda en los momentos de mayor demanda de energía cubriendo las llamadas puntas en los gráficos de consumo.

El completo aprovechamiento de un salto tiene lugar cuando cada litro del agua disponible y cada centímetro de desnivel se utiliza. Esto interesa especialmente en las instalaciones de saltos pequeños. Todas las consideraciones se han de enfocar desde el punto de vista de la mayor rentabilidad.

Por lo que a los canales y tuberías respecta, en el párrafo 3, al tratar del cálculo de los mismos, se hace especial mención.

2. Aforos

A) GENERALIDADES

Para tener una apreciación exacta sobre la posibilidad de aprovechar con eficacia una fuerza hidráulica, deben efectuarse aforos, como ya se indicó antes, con toda la precisión posible y en diferentes épocas del año. Se citó la posibilidad de obtener estos datos indirectamente, y ahora vamos a tratar de los procedimientos directos de medida.

Cuando sólo se desea una apreciación aproximada del caudal, puede fácilmente efectuarse por medio de un *flotador*, observando el tiempo que éste emplea en recorrer un trayecto de longitud determinada, lo cual nos permite conocer la velocidad aproximada v_0 que tiene el agua en

la superficie; la velocidad media v , que se necesita para calcular el caudal, alcanza por término medio del 85 al 65 % del valor de la velocidad observada, dependiendo en gran manera de la naturaleza y estado de las paredes (lisas o ásperas), así como de la forma del perfil. Llamando f a la sección media del cauce en metros cuadrados, en el lugar de la observación, tendremos que el caudal será:

$$Q = f \cdot v \text{ en m}^3/\text{seg.}$$

Como ya se ha dicho, el valor alcanzado por este procedimiento no puede considerarse muy exacto.

Aforos más exactos pueden obtenerse por otros procedimientos sancionados por la práctica y denominados del vertedero, del molinete y de la pantalla ¹⁾, que se detallan a continuación.

B) AFORO POR VERTEDERO EN PARED DELGADA

Se dispone, como más conveniente, un vertedero «completo», empotrándolo bien en el cauce del río (fig. 5). Los bordes del vertedero deben ser delgados y con preferencia de hierros planos biselados. Hay que procurar, ante todo, que debajo del chorro se encuentre un espacio de aire a , toda vez que de no haberlo se falsean los resultados del aforo por los torbellinos que se forman; a este objeto, en el caso de que el ancho b sea igual al del río, se debe hacer penetrar artificialmente el aire por los lados por medio de un tubo. El caudal Q se obtiene entonces así:

$$Q = \frac{2}{3} \cdot \mu \cdot b \cdot h \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h},$$

h debe siempre medirse desde un punto al que no llegue la influencia del vertedero, aproximadamente 2 m. aguas

¹⁾ Las normas para ensayos de centrales hidráulicas (V. D. I.) dan como aforos aceptables sólo los obtenidos por estos tres procedimientos.

arriba (fig. 5). El coeficiente μ puede tomarse como valor medio = 0,63, pero como a consecuencia de minuciosos ensayos se ha puesto en claro que juega cierto papel la

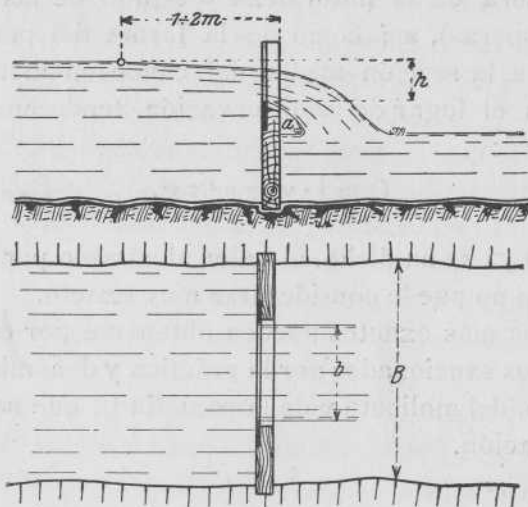


Fig. 5. — Aforo de una corriente por medio de un vertedero de pared delgada

relación entre el ancho del vertedero b y el ancho total del cauce B , es preferible calcular μ según una fórmula establecida por *Braschmann*, que se aplica para valores de $h \geq 0,1$ m. y que se expresa así:

$$\frac{2}{3} \mu = 0,3838 + 0,0386 \frac{b}{B} + 0,00053 \frac{1}{h}.$$

En otras fórmulas se hace intervenir la relación entre la profundidad del canal y la altura h , pero resultan bastante complicadas, sin obtenerse por ello valores más exactos que con la anterior.

Otras fórmulas tienen en cuenta la relación de la altura t (medida desde la cresta del vertedero hasta el suelo) a la altura h ; así, por ejemplo, la fórmula de *Rehbock*

$$\mu = 0,605 + \frac{1}{1000 \cdot h} + \frac{0,08 \cdot h}{t} \quad (h \text{ y } t \text{ medidos en metros}),$$

la cual da valores muy exactos.

Esta fórmula tiene aplicación únicamente en vertederos sin contracción lateral, o sea donde $b = B$.

Para pequeños aforos (por bajo de $0,5 \text{ m}^3/\text{seg.}$) se prefiere el vertedero triangular de *Thompson* (fig. 6) con un corte de 90° . El caudal se obtiene por la fórmula

$$Q = 1,415 h^2 \cdot \sqrt{h},$$

en la que h se mide desde el nivel del agua no afectado por el derrame hasta el vértice del ángulo que forma el vertedero. Las aristas de éste deben ser también biseladas y el chorro salir bien libre a fin de no falsear los resultados.

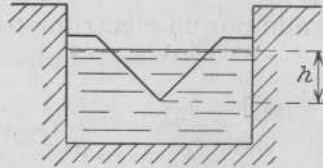


Fig. 6

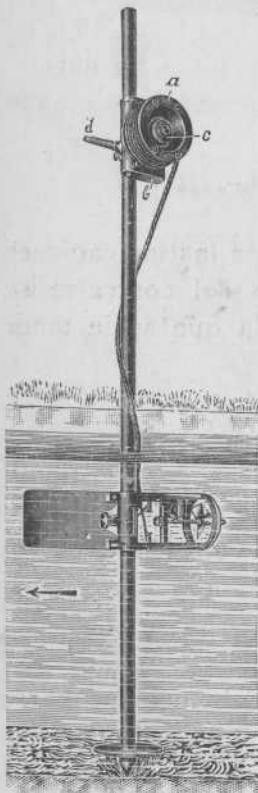


Fig. 7

C) MOLINETE DE WOLTMANN

Consta, como indica la figura 7, de una rueda con paletas que se sumerge en la corriente del agua y se sostiene por medio de una barra.

El número de vueltas de la rueda se mide por medio de un contador, provisto en general de contactos eléctricos. En la parte superior de la barra se sujeta una batería b y un carrete a para el cable eléctrico, así como un índice d que señala la orientación del molinete. Cuando el aparato ha dado un número determinado de revoluciones, por ejemplo 25, suena arriba un timbre o bien deja inscrita automáticamente una indicación.

Otro molinete de mayor tamaño y que lleva el mecanismo del contador completamente protegido, puede verse en la figura 8.

Los dos modelos proceden de la casa A. Ott, de Kempten.

Cada aparato se contrasta, para fijar la relación que existe entre la velocidad del agua y el número de revoluciones del molinete, para lo cual se le hace marchar, en agua tranquila, con varias velocidades determinadas, arrastrado por un electromotor que acciona un carrito donde se

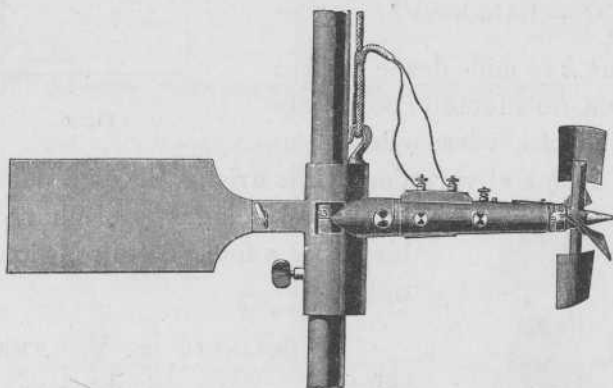


Fig. 8. — Molinete de Woltmann, de A. Ott (Kempten).

coloca el molinete y anotando cada vez las indicaciones del cuentarrevoluciones. El resultado del contraste se expresa generalmente por una fórmula que suele tener la forma

$$v = \alpha \cdot n + \sqrt{\beta \cdot n^2 + \gamma},$$

en la que α , β y γ son coeficientes que dependen del tipo y características del molinete. Esta fórmula se aplica para valores de v menores de 0,5 m./seg. Para velocidades mayores, se simplifica la fórmula

$$v = k \cdot n.$$

Estas fórmulas y los coeficientes deben comprobarse de cuando en cuando a fin de utilizar sus resultados con toda confianza.

Los aforos por medio de este molinete son sencillos y exactos, siendo además el único método posible en ríos de alguna importancia. Hay que dividir el perfil o sección

del río en una serie de espacios, y se determina para cada espacio la velocidad correspondiente del agua; estas divisiones se hacen a lo ancho del río, y si es conveniente, también en la profundidad, como muestra la figura 9. Con el producto de la velocidad

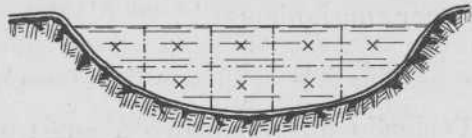


Fig. 9. — División de la sección transversal de un cauce para aforar su caudal

medida, por la sección de cada división se obtiene el caudal de agua de cada espacio, y sumando estos caudales parciales se obtiene el caudal total por segundo.

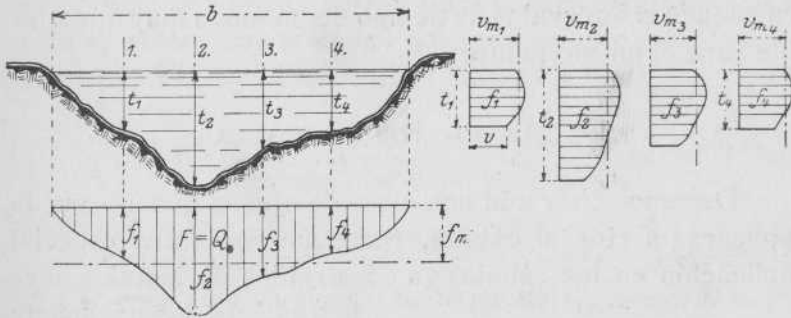


Fig. 10. — Determinación gráfica del caudal de un río

Cuando el río es grande y se necesita, por lo tanto, efectuar muchas mediciones, resulta este cálculo algo inseguro y se prefiere emplear un procedimiento gráfico. Se divide el ancho del río en varias secciones por medio de las líneas 1, 2..., como indica la figura 10, y se determinan las velocidades v en diferentes puntos de estas líneas, llevando luego las velocidades a escala sobre un gráfico, con lo cual obtenemos unas superficies f_1, f_2 , etc., como se indica lateralmente en la figura. Estas superficies f se trasladan como ordenadas, en una escala cualquiera, a la proyección horizontal de manera que resulte una nueva superficie F , la cual corresponde al caudal Q que tratábamos de determinar.

Cada superficie f representa ¹⁾:

$$f = t \cdot v_{media} \text{ en m}^2/\text{seg.}$$

y, por consiguiente:

$$F = Q = b \cdot f_{media} = b \cdot t_{media} \cdot v_{media} \text{ en m}^3/\text{seg.}$$

Teniendo un planímetro a nuestra disposición, medir las superficies f y F es muy sencillo, leyéndose directamente. De lo contrario, resultan estos cálculos, lo mismo que el anterior, algo entretenidos; las medidas necesarias para los aforos en ríos grandes han de efectuarse rápidamente unas tras otras o simultáneamente en los diferentes lugares, pues muy a menudo las velocidades del agua varían en pequeños intervalos de tiempo de un modo muy apreciable para el mismo punto.

D) AFOROS POR «PANTALLA»

Debemos citar aún una clase de aforos que no puede aplicarse a ríos ni cauces, pero que encuentra especial aplicación en los canales ya construídos de instalaciones

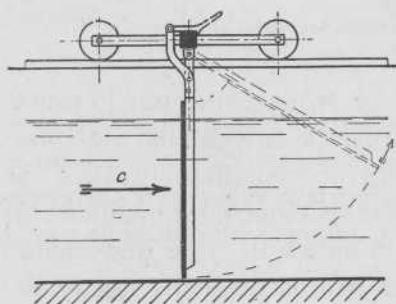


Fig. 11. — Pantalla de aforo

hidráulicas, especialmente en las que para ensayos y pruebas construyen los centros técnicos y los fabricantes de turbinas. Como las grandes instalaciones suelen exigir pruebas de recepción con determinación de rendimientos, y como, además, existen en muchos lugares instalacio-

nes para prueba de turbinas, vamos a indicar aquí brevemente la forma más sencilla y exacta de efectuar los

¹⁾ Por integración se obtendría $f = \int v dt$ y $Q = \int f db$. Pero estas integraciones no pueden llevarse a cabo, por no ser conocidas las leyes de variabilidad de v y f con relación a t y a b , respectivamente.

aforos en estos casos, o sea los aforos por medio de pantalla.

Contando con un canal liso de obra, de longitud regular, se marca en él una determinada longitud y se dispone un tablero ligero con suspensión articulada (fig. 11) y que quede sumergido en el agua; esta pantalla está pendiente de un carrito y se amolda por todos sus lados al perfil del canal, por lo cual se moverá exactamente con la velocidad c del agua. Determinando esta velocidad del carro, en la longitud de canal señalada, y multiplicando por la sección del mismo, se obtiene de la manera más sencilla el caudal por segundo. Un aforo de esta clase es más exacto aun que los efectuados con el molinete de *Woltmann*, pues las velocidades en los diferentes puntos pueden cambiar rápidamente, como hemos dicho, lo que con el procedimiento de la pantalla no tiene ninguna influencia ¹⁾.

3. Presas, canales y tuberías

A) PRESAS

Presas fijas o diques, tanto de tierra como de obra, que cierran completamente el paso del agua, sólo se proyectan en aquellos lugares en que el peligro de una inundación está en absoluto descartado y en que no hay que tener en cuenta las necesidades de la pesca o transportes fluviales. Existen, por ejemplo, en los embalses y pantanos, que no se construyen como fin primordial, para utilizar la fuerza. En la actualidad se construyen casi de un modo exclusivo o presas enteramente movibles o presas fijas con algunos elementos movibles, lo que permite regular el nivel del agua y atender a todos los problemas que se acaban de citar.

Las presas suelen ser del tipo de cilindro, de sector o de compuertas.

¹⁾ Para más detalles, véase *Zeit des Ver. deuts. Ing.*, 1907, pág. 627.

a) *Presas de cilindro o de tambor.* — Constan de un cilindro de plancha, reforzado interiormente por hierros de ángulo o viguetas. Su construcción varía, según sea la relación que exista entre su diámetro y su longitud. Para pequeñas alturas de agua es muy utilizada la disposición de la figura 12, en la que el diámetro del cilindro es aproximadamente igual a la profundidad del cauce. Con alturas mayores y presas más anchas se agrega a los cilindros un suplemento inferior en forma de pico que cierra la abertura sin que el cilindro tenga que llegar al fondo (fig. 13). Para grandes alturas

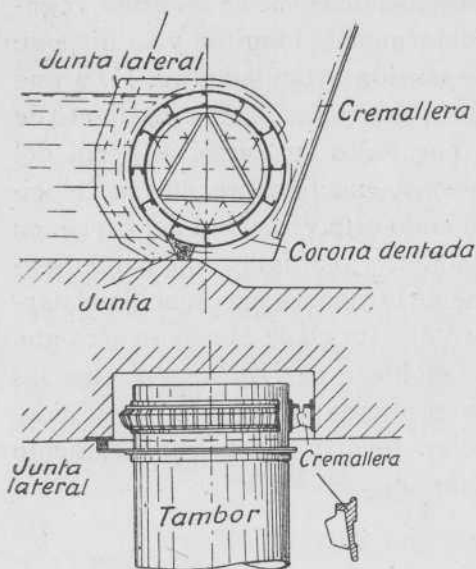


Fig. 12

en forma de pico que cierra la abertura sin que el cilindro tenga que llegar al fondo (fig. 13). Para grandes alturas

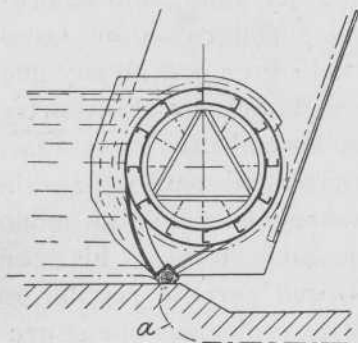


Fig. 13

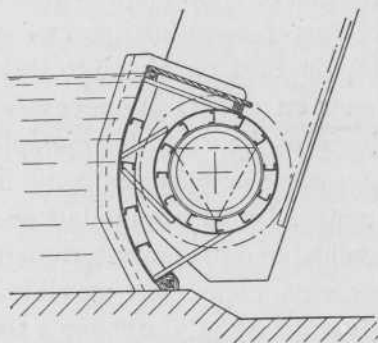


Fig. 14

en cauces más estrechos se llega a construir una plancha, que puede obstruir completamente el cauce, reforzada y sujeta al cilindro como se desprende de la figu-

ra 14. La disposición e instalación de estos cilindros puede observarse en las figuras 12 y 15. Unos largueros de ajuste en el suelo y en los lados hacen estanca la presa, cuando el cilindro se encuentra abajo. Por medio de cabrestantes se eleva el cilindro con sus planchas y juntas, para lo cual lleva una rueda dentada que engrana con una cremallera fija en el muro. Los dientes (fig. 12) son robustos y de forma tal que machacan fácilmente cualquier cuerpecillo extraño que pueda interponerse. Cuando el cilindro

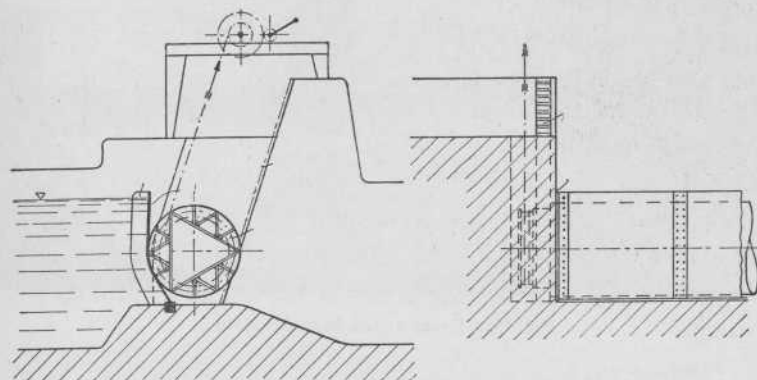


Fig. 15. — Esquema de una presa de tambor

se halla completamente levantado queda libre por completo el paso para el agua; en cambio una pequeña elevación del mismo permite regular el nivel del río y limpiar al propio tiempo el fondo, del cascajo que se haya podido acumular. Modificando en el cilindro de la figura 13 el asiento en el fondo del modo que se indica en la línea punteada y señalada *a* se facilita un pequeño descenso del cilindro, con lo que queda éste sumergido y permite el paso de los hielos flotantes.

Las presas de tambor se van extendiendo cada día más en instalaciones modernas y han dado magníficos resultados aun en presas de gran longitud.

Sus principales ventajas consisten en un cierre perfecto y estanco, unido a un manejo muy simple, lo que representa reducidos gastos de conservación.

Se construyen para alturas de 0,8 hasta 6 m., y longitudes hasta de 40 m. La figura 16 representa una instalación de esta clase efectuada por la M. A. N. (Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg) para la central de Viereth en el Mein. Consta de dos cilindros «sumergidos» de 30 m. de longitud cada uno que retienen 6 m. de altura de agua, y

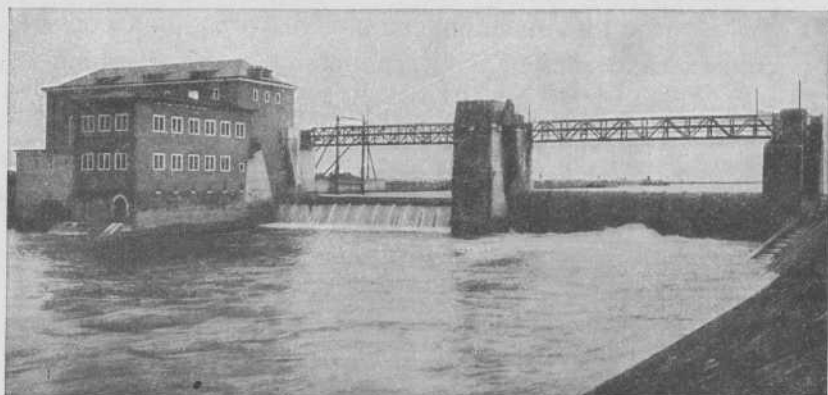


Fig. 16. — Presa de tambor en el Mein

pueden ser accionados apoyándose en tres pilares. En la figura el cilindro de la izquierda se halla sumergido, saltando el agua por la parte superior, al paso que el cilindro de la derecha está algo levantado.

b) *Presas de sector*. — Se emplean en casos especiales, correspondiendo en general a grandes longitudes de presa. Tienen la ventaja de un fácil manejo, pues éste se limita a elevar o bajar el cuerpo de la presa, pero son caras de construcción y sólo pueden instalarse donde el río arrastre poca arena, fango o cantos, ya que el cierre no es tan preciso y se obstruiría el foso.

En la figura 17 se representa la presa de *sector* instalada en la central hidráulica de Hemelingen en el Weser, para unos 6 m. de altura ¹⁾.

¹⁾ *Zeit. des Ver. deuts. Ing.*, 1916, pág. 81.

Bajando completamente la presa queda un paso absolutamente despejado, y además permite, cuando los hielos

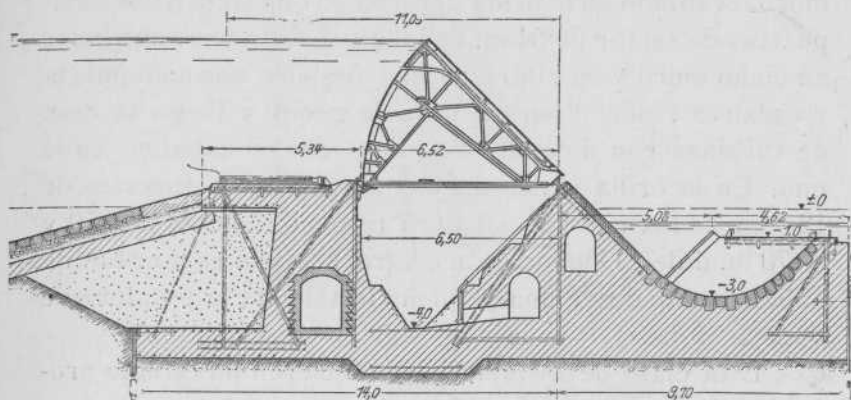


Fig. 17. — Presa móvil de sector

invaden la cámara o embalse, que sean éstos evacuados sin necesidad de que descienda el nivel superior del agua, como ocurre con las presas de cilindro ¹⁾.

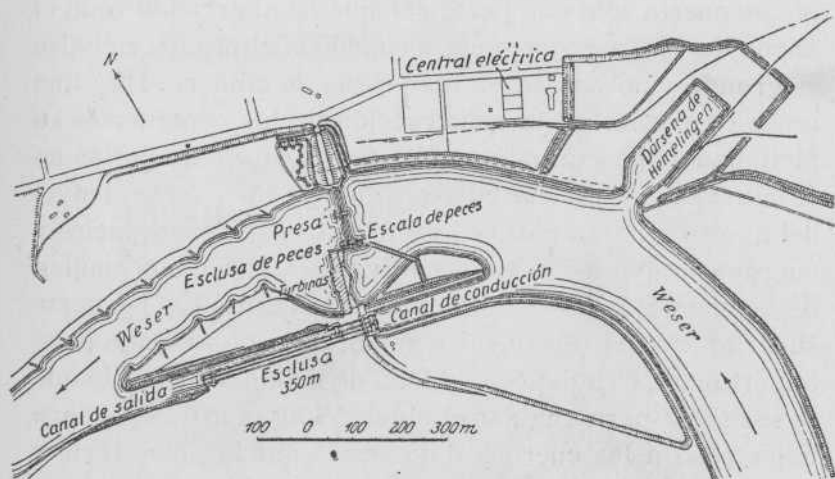


Fig. 18

¹⁾ Existen compuertas automáticas basculantes que funcionan cuando el nivel del agua se eleva excesivamente, permitiendo la descarga, y vuelven a su posición normal, merced a un contrapeso, cuando el nivel ha descendido de nuevo. Siete compuertas muy interesantes de este sistema existen en Talarn, «Riegos y Fuerza del Ebro».—(N. DEL T.)

El conjunto de la instalación queda representado en planta en la figura 18. La presa la forman: un trozo de muro levantado en la orilla derecha, al que siguen dos compuertas de sector de 54 m. de longitud cada una, apoyadas en dicho muro y en pilares; viene después una compuerta y escalera especial para el paso de peces y luego la casa de turbinas con dieciséis máquinas de 600 caballos cada una. En la orilla izquierda hay otras dos compuertas de 12,5 m. de luz con una anchura respectivamente de 350 y de 70 m. útiles. Delante de la central hay una reja instalada oblicuamente desde una pequeña isla hasta la escalera de peces.

Esta clase de instalaciones requieren un estudio profundo como en general todas las de los grandes ríos en que la navegación, los transportes fluviales y la pesca representan intereses de importancia que no se pueden lesionar.

c) *Presas de compuerta.*—Se construyen formando la compuerta sólo una parte del muro o abarcando todo el ancho del río, pero en general cuando la altura del embalse es grande y no bastan ya las presas de cilindro. Hay que tener en cuenta en la construcción de las compuertas su fácil manejo procurando que las fuerzas para moverlas no resulten excesivas, que pueda regularse fácilmente el nivel del agua y que sea posible evacuar con rapidez los hielos y cuerpos flotantes. Por estos motivos es frecuente el empleo de compuertas dobles como indica la figura 19. La parte superior es pequeña y sufre una presión de agua de poca importancia, siendo por ello fácil de maniobrar, por lo que se le utiliza para regular el nivel del agua así como para dejar paso a los cuerpos flotantes. Cuando deba abrirse toda la compuerta se levantan los dos tableros. La compuerta que representan las figuras 19 y 20 está instalada en el Danubio por la M. A. N. y consta de seis compuertas de 25 m. de ancho apoyadas en pilares de 5 m. El embalse obtenido es de 9 m. de altura y toda la presa está cruzada por un puente de servicio y una construcción en toda su longi-

tud donde se albergan los cabrestantes y mecanismos de elevación, entre ellos una grúa corredera por medio de la

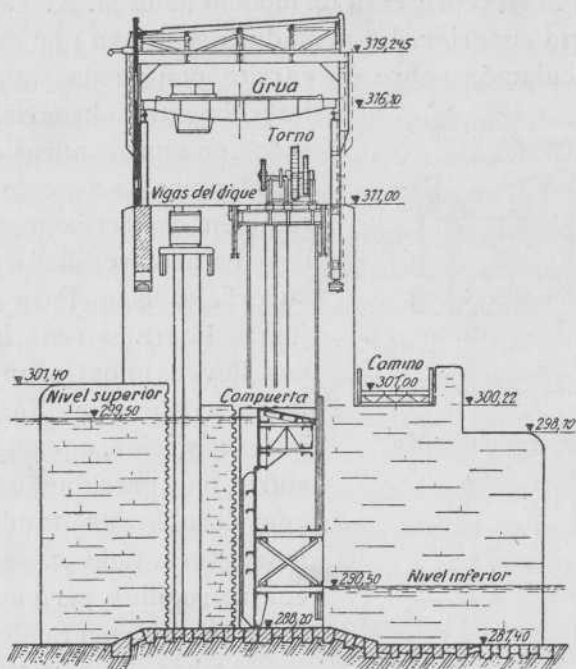


Fig. 19

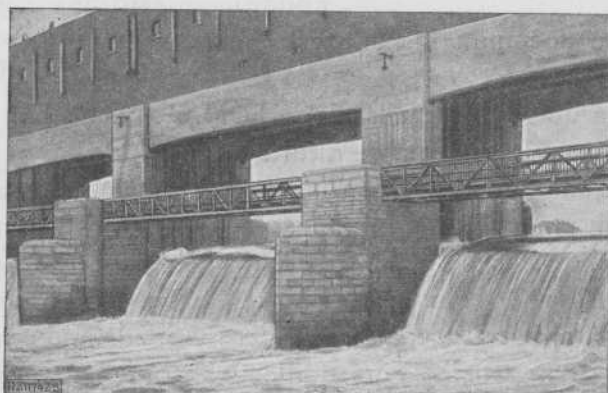


Fig. 20

cual pueden, en caso de necesidad, colocarse unos bloques que cierran el paso del agua.

Estas dobles compuertas de los grandes embalses se construyen hoy de plancha con armaduras de refuerzo. En la figura 21 se representa un modelo de la M. A. N. para la compuerta superior. La armadura se apoya por medio de una articulación sobre un carrito con ruedas que corre lateralmente sobre rieles alojados en unas ranuras dejadas en el muro. Las compuertas también se deslizan apoyándose en unos rodillos o en unas superficies lisas. Para que las juntas laterales sean herméticas llevan unos largueros de madera de encina. En la compuerta inferior, que además de sufrir una presión mucho más considerable es también de más altura, tiene cada carrito cuatro rodillos, pero están dispuestos en forma análoga.

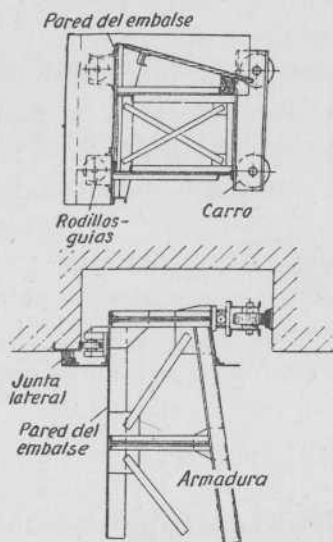


Fig. 21

Ambas compuertas pueden levantarse por medio de cadenas metálicas articuladas que accionan los cabrestantes representados en la figura 19.

Las dobles compuertas de la M. A. N. se han construido hasta unos 12 m. de altura y 20 de luz.

Algunas veces se han utilizado también en combinación con una presa de tambor, sirviendo en estos casos el cilindro, que es de gran longitud, propiamente de presa, mientras que la compuerta sólo se emplea para regular el nivel del agua. En pequeños embalses podrían emplearse sencillas compuertas, con rodillos o hasta con simples deslizaderas como las compuertas de entrada de que se tratará más adelante (párrafo 4, A), pero en general son no obstante preferidas las de tambor allí donde puedan ser utilizadas.

B) CANALES DE CONDUCCIÓN ABIERTOS.—CÁLCULO DE LA PENDIENTE DEL CANAL

Para que las turbinas puedan utilizar eficazmente la mayor parte del salto, convendría destinar un valor muy pequeño de éste a la circulación del agua en el canal, pero esto llevaría aparejado el construir los canales con mayor sección originándose aumento en el coste de la instalación por caballo útil. Como estos dos puntos de vista no pueden conciliarse siempre, convendrá resolver cuál sea la pendiente más económica en cada caso, de acuerdo con todas las circunstancias que en él concurren.

Un canal de conducción debe tener una pendiente pequeña, la indispensable para mantener en el agua una cierta velocidad de circulación c , todo con objeto de no disminuir el salto útil. La velocidad depende, naturalmente, de la naturaleza de las paredes del canal, y en el caso más desfavorable puede llegar a

$c = 0,10$	m./seg.	en tierra fangosa
$c = 0,25$	»	en tierra arcillosa
$c = 0,60$	»	en arena gruesa y arcilla
$c = 1,25$	»	en lechos pedregosos.

En canal de mampostería puede hacerse c tan grande como convenga, pero, no obstante, para evitar la pérdida de salto útil, es conveniente, aun en paredes muy lisas, no exceder de

$$c = 0,8 \div 1,25 \text{ m./seg.}$$

Para alcanzar esta velocidad, o la que se haya escogido, es preciso dar al canal cierta *pendiente*, que se conserva en la solera durante su recorrido. Según indicaciones del profesor *Pfarr*, el cálculo de esta pendiente se obtiene por medio de la siguiente fórmula de *Bazin*:

$$h \text{ ‰} = \alpha \cdot \left(1 + \beta \cdot \frac{s}{F}\right) \cdot \frac{s}{F} \cdot c^2.$$

La altura h en metros se refiere al desnivel del canal por cada kilómetro de longitud; s es el perímetro mojado (figura 22) y F la sección que ocupa el agua en el canal en metros cuadrados. En cuanto a los coeficientes valen:

	α	β
para paredes muy lisas . . .	0,15	0,03
» piedra tallada . . .	0,19	0,07
» mampostería . . .	0,24	0,25
» canales en tierra . . .	0,28	1,25

De la fórmula se deduce que la pendiente que debemos dar depende en primer término de la velocidad c , creciendo proporcionalmente al cuadrado de dicha cantidad. Depende en segundo lugar de la naturaleza y estado de las paredes



Fig. 22. — Canal de sección trapezoidal

del canal, a causa del rozamiento con las mismas que se tiene en cuenta con los coeficientes α y β . Finalmente, influye también la relación $\frac{S}{F}$, de

forma que el canal de mínima pendiente sería aquel en que esta relación tuviese el valor más pequeño; para conducción de aguas sería, pues, lo más conveniente emplear canales de paredes lisas y de sección semicircular, lo cual, no obstante, sólo se aplica en canales pequeños por dificultades prácticas, construyendo la mayoría en forma trapezoidal o rectangular, aunque procurando también para estas formas darles tales dimensiones que $\frac{S}{F}$ resulte lo menor posible.

Para conseguir esto debe tomarse

$$\text{base mayor } b_0 = \frac{2 \cdot t}{\text{sen } \alpha},$$

lo que a su vez da:

para 45° o inclinación 1 : 1 (fig. 23), $b = 1,85 \cdot t$ y $s = 3,7 \cdot t$
 » $33^\circ 40'$ » 1 : 1,5 (fig. 24), $b = 2,1 \cdot t$ » $s = 4,2 \cdot t$
 » 90° o sea rectángulo (fig. 25), $b = 2 \cdot t$ » $s = 4 \cdot t$

representando b = anchura media, y s = perímetro mojado.

Es digno de observar que el valor $s : F$ disminuye esencialmente al crecer las dimensiones del canal, y que en

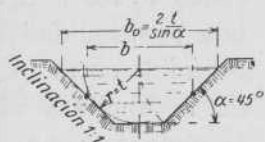


Fig. 23

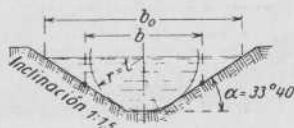


Fig. 24

canales importantes no es absolutamente preciso mantener los valores indicados, aunque sean los más favorables, siendo además frecuente que por dificultades del terreno tampoco sea posible adoptarlos. Si el coste de las excavaciones es elevado, habrá que escoger el perfil del canal de la forma que más se acomode a las condiciones del terreno admitiendo mayor pérdida de salto y por tanto de potencia a cambio de reducir el coste de la construcción. Un caso extremo se representa en el perfil de la figura 26 que se empleó en una instalación de Noruega. El canal es de 1 Km. de largo y completamente abierto en la roca, habiendo adoptado para la sección la forma de rectángulo con la base mayor vertical y además admitido para el agua la elevada velocidad de 2,5 m./seg., todo con el propósito de conseguir una

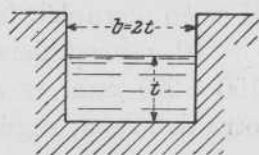
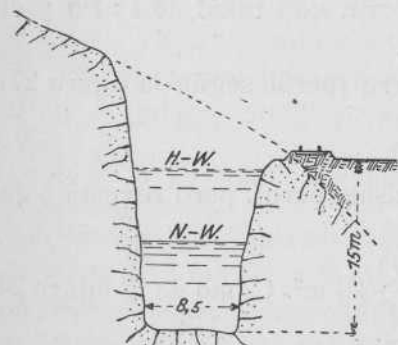
Fig. 25. — Canal de sección rectangular correspondiente al valor mínimo de s/F .

Fig. 26

Sección del canal de conducción, en la instalación de Kykkelsrud (Noruega)

sección menor y más fácil de excavar, reduciendo así el crecido coste. En terreno llano y con grandes caudales se emplean por lo general perfiles aplanados, también en con-

sección menor y más fácil de excavar, reduciendo así el crecido coste. En terreno llano y con grandes caudales se emplean por lo general perfiles aplanados, también en con-

sideración a los gastos de construir el canal que resultan menores que si proyectásemos un canal profundo. A estos canales se les da corrientemente una inclinación de pa-

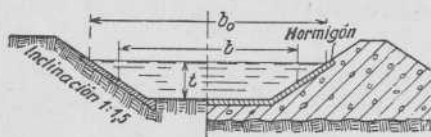


Fig. 27

redes 1 : 1,5 (fig. 27) y una profundidad comprendida entre $\frac{1}{4}$ y $\frac{1}{10}$ de la anchura media, según el terreno. Para disminuir la pérdida de

salto, se revisten estos canales con una capa de hormigón en las paredes laterales y a veces en la solera, tanto si el canal se ha excavado (izquierda de la figura 27) como si es en terraplén (derecha de la figura 27).

El revestimiento de hormigón en un espesor de $150 \div 200$ mm. es más barato que una capa de arcilla y otra de arena, según ha demostrado la experiencia.

Ejemplo de cálculo.—Se trata de conducir por un canal de 3 Km. de longitud, un caudal $Q = 20 \text{ m}^3/\text{seg.}$ con la velocidad $c = 1 \text{ m./seg.}$ El salto bruto es $H_b = 6 \text{ m.}$ A determinar la pérdida de salto:

a) Con un canal de tierra, con talud de 1 : 1,5 y el perfil más favorable (fig. 24).

b) Con un canal de tierra (perfil según la figura 27)

$$\text{y } t = \frac{b}{8}.$$

c) Con un canal del mismo perfil, pero revestido de hormigón.

Caso a) Se tiene $F = \frac{Q}{c} = 20 \text{ m}^2$. Como de la figura 24 $b = 2,1 \cdot t$ resulta en definitiva:

$$F = b \cdot t = 2,1 \cdot t^2 = 20, \quad \text{o sea } t = \sqrt{\frac{20}{2,1}} = 3,1 \text{ m.}$$

Además $b = 2,1 \cdot t = 6,5 \text{ m.}$ $s = 4,2 \cdot t = 13 \text{ m.}$ y por tanto

$$\frac{s}{F} = 13 : 20 = 0,65.$$

Según las tablas que hemos establecido para los coeficientes podemos tomar $\alpha = 0,28$ y $\beta = 1,25$.

Por lo tanto, para $c = 1$ se obtiene

$$h \text{ ‰} = 0,28 (1 + 1,25 \cdot 0,65) \cdot 0,65 = 0,33 \text{ m.}$$

Caso *b*) Para este caso suponemos $t = \frac{b}{8}$, y por tanto

$$F = b \cdot t = 8 \cdot t^2, \text{ de donde } t = \sqrt{\frac{20}{8}} = 1,6 \text{ m. y } b = 8 \cdot t = 12,7 \text{ m.}$$

El perímetro mojado, según la figura 27, resulta:

$$s = b - \frac{t}{\operatorname{tg} \alpha} + \frac{2 \cdot t}{\operatorname{sen} \alpha}.$$

Como $\sphericalangle \alpha = 33^\circ 40'$, se obtiene:

$$s = 12,7 - \frac{1,6}{0,67} + \frac{3,2}{0,55} = 16,1 \text{ m. y } \frac{s}{F} = \frac{16,1}{20} = 0,8.$$

Queda, pues:

$$h \text{ ‰} = 0,28 (1 + 1,25 \cdot 0,8) \cdot 0,8 = 0,45 \text{ m.}$$

Caso *c*) Aquí se conservan los valores de b , t y s idénticos, variando sólo los coeficientes de las fórmulas.

Con revestimiento de hormigón enlucido con cemento se puede tomar $\alpha = 0,15$ y $\beta = 0,03$, resultando entonces

$$h \text{ ‰} = 0,15 (1 + 0,03 \cdot 0,8) \cdot 0,8 = 0,12 \text{ m.}$$

En resumen, para un canal de 3 Km. resultan pérdidas de salto de 1 m., de 1,35 m. y de 0,36 m., o sea, que con un revestimiento de hormigón hemos evitado una pérdida de 0,64 m. $\leq 11 \%$ del salto bruto comparando con el caso *a*. Esto corresponde a una potencia de unos 150 caballos.

La deducción, pues, de si resulta en definitiva más económico construir un canal barato, según el caso *a*), o un canal más caro, según el caso *c*), sólo es posible tras un estudio comparativo muy detenido de las diferentes soluciones posibles.

Antes de terminar con esta cuestión añadiremos que para canales destinados a grandes caudales de agua (mayores de $100 \text{ m}^3/\text{seg.}$) el revestimiento de cemento representa sólo un aumento en el salto útil de $0,05 \text{ m. } \text{‰}$.

C) TUBERÍAS

En los grandes saltos, en lugar de un canal abierto (o de una parte de éste) se coloca una tubería de presión, como se representa en la figura 28. Los tubos se apoyan sobre rodillos, para permitir las dilataciones, y están pro-

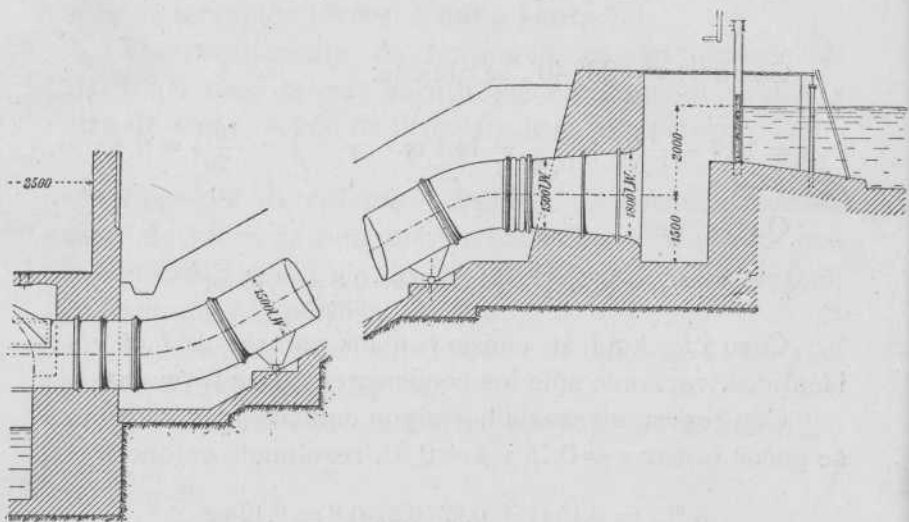


Fig. 28.—Instalación de tubería de presión: salto útil, 2,75 m.; potencia, 500 caballos; diámetro interior de la tubería, 1500 mm.

vistos de un manguito o enchufe de compensación. La tubería se fija sólidamente en los cimientos de la casa de máquinas y en la entrada superior llamada cámara de agua, presentando esta última la disposición corriente, con su compuerta, reja y cámara de decantación. En las instalaciones de importancia se techa generalmente la cavidad de entrada para proteger los accesorios que allí se encuentran (fig. 35).

Las tuberías se construyen principalmente de plancha de acero o de acero fundido. Para pequeños desniveles se emplean a veces tuberías de madera o de hormigón armado, habiéndose demostrado estas últimas como muy prácticas hasta $H = 40$ m., especialmente si se trata de grandes diámetros.

Los tubos de acero pueden ser remachados o soldados a solape en las juntas; también se emplean mucho los tubos sin soldadura

(Mannesmann). Si han de ir enterrados basta en general una unión con manguito, revistiendo la junta de plomo; esta instalación presenta la gran ventaja de que no son de

temer variaciones de temperatura y por tanto no hay que tener en cuenta dilataciones o contracciones de la tubería. Se prefiere, no obstante, el tendido de los tubos al

aire libre para mayor facilidad de revisión. La unión de unos tubos con otros se efectúa por medio de cinchos de hierro de ángulo remachados o soldados a los tubos (fig. 28), y también por un

rebordeado del tubo y unas platinas sueltas (fig. 29), o por enchufes cónicos remachados (fig. 30). También se emplea con éxito el enchufe de dilatación (fig. 31) con una junta formada por un cordón

de cáñamo empapado en grasa. Este enchufe permite el deslizamiento de los tubos de modo que se pueden suprimir otras disposiciones de compensación.

Desde luego la tubería debe anclarse de trecho en trecho a macizos de hormigón, como se manifiesta en las instalaciones que a continuación se describen.

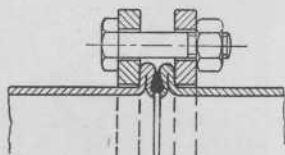


Fig. 29

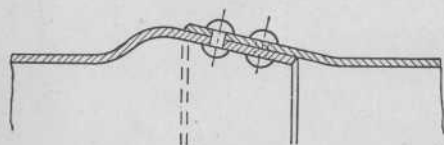


Fig. 30

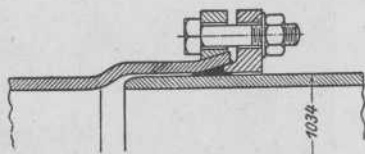


Fig. 31. — Enchufe de dilatación para tubería forzada

La figura 32 expresa bien gráficamente qué distancias pueden llegar a cubrirse con tuberías de esta clase, pues representa una de 2000 m. instalada en Escocia, que fué

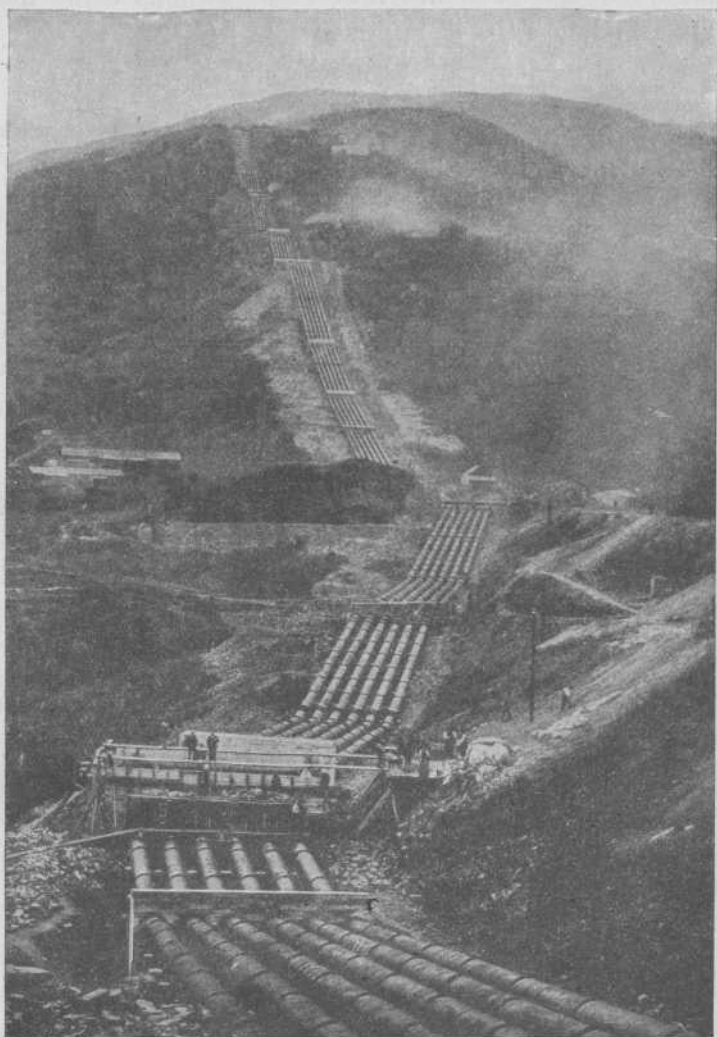


Fig. 32.—Tubería de 2,2 Km. de longitud; salto útil, $H=290$ m.; $N=30000$ caballos

construída por la casa alemana «Ferrum A. G.» (Silesia). Los tubos se sueldan a la autógena, y tienen longitud de 6 m. por 1 de diámetro, con gruesos que varían, según

la presión hidrostática que han de resistir, desde 10 mm. los tubos superiores hasta 22 los inferiores ($H = 290$ m.). Naturalmente, hay que cuidar mucho en estas tuberías tanto la sustentación como el anclaje, atendiendo siempre a la facilidad de dilatación, para lo cual se disponen unos macizos de hormigón que se distinguen bien claramente en la figura 32 y de los que se representa uno para el amarre de un codo en la figura 33. La movilidad

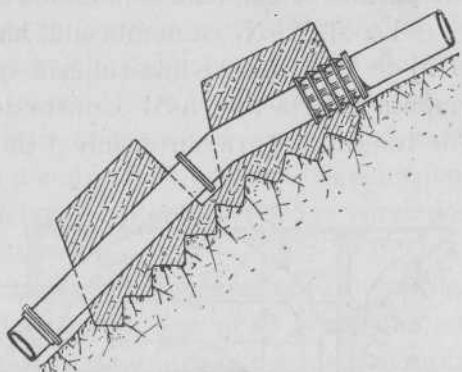


Fig. 33

Empotramiento de un codo de una tubería forzada

para el amarre de un codo en la figura 33. La movilidad

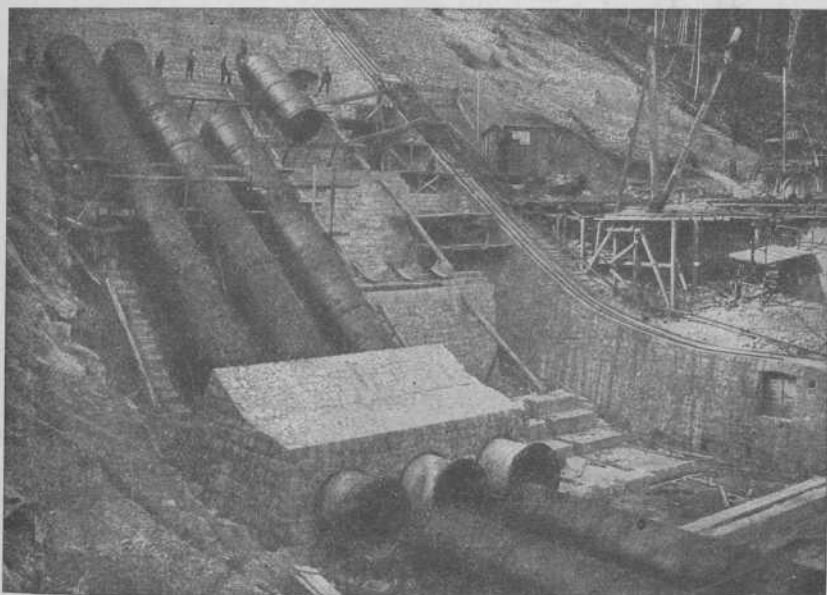


Fig. 34

de la tubería en el sentido del eje se facilita por los enchufes de dilatación o manguitos de alta presión, siendo de

muy buen resultado el ya citado de la figura 31; uniones de platina se emplean sólo en los codos y puntos fijos.

La M. A. N. ya nombrada, ha construído para la central de Walchensee una tubería que se ve en período de montaje en la figura 34. Consta de seis bajantes de 430 m. de longitud, para un desnivel de $H=200$ m., y los tubos

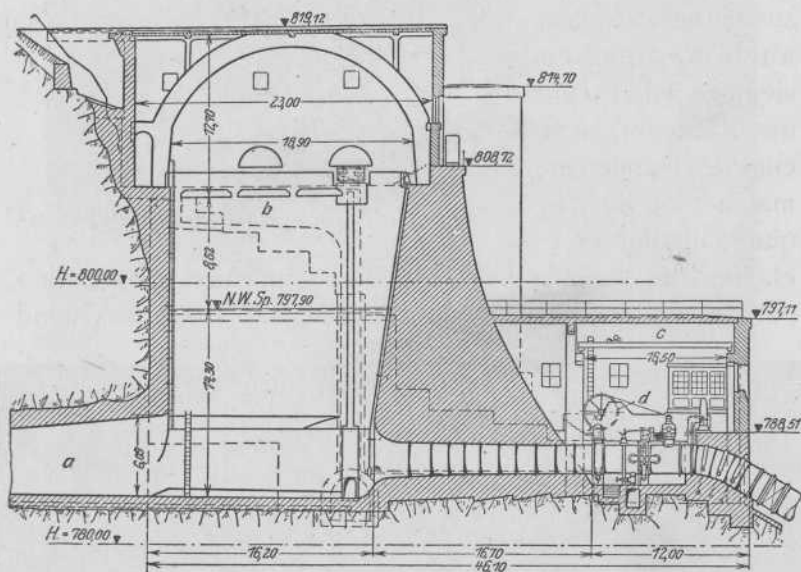


Fig. 35

tienen 2,25 m. de diámetro interior en la parte alta y 1,85 en su parte inferior, creciendo el espesor desde 10 mm. hasta 27. Presenta la tubería cuatro puntos fijos formados por robustos macizos de hormigón donde se empotra, e inmediatamente próximo a estos macizos por su parte inferior llevan los tubos el enchufe con estopada que permite la dilatación y compensa las variaciones de longitud; el resto de la tubería se halla sólidamente remachada y, al dilatarse, se desliza todo el ramal de tubería desde su punto fijo inferior hasta el próximo enchufe, apoyada sobre rodillos. Esta disposición ha dado muy buenos resultados.

Las seis tuberías arrancan de la cámara de agua que se representa en la figura 35, de 1000 m³ de capacidad, la que a su vez recibe el agua por una galería de 1200 m. de largo. La cámara de agua debe tener capacidad suficiente para contener el agua si se cierran súbitamente una o varias de las tuberías. Han de instalarse en ella las compuertas, y éstas, muy a menudo, son accionadas eléctricamente desde la central (en la figura 35 pueden verse dos compuertas para cada tubería).

Muy importante es también el aireamiento o ventilación de las tuberías, disposición que debe funcionar así que se cierre la compuerta, para evitar que al caer el agua se forme un vacío, que sería desastroso para el tubo a causa de la presión exterior del aire que lo aplastaría.

Al final del conducto y próximas a la turbina es necesario instalar, en los grandes saltos, válvulas de seguridad o de descarga, las cuales funcionan por un paro brusco de la turbina, permitiendo el escape del agua, con lo que se evitan los golpes de ariete que podrían ocasionar la rotura de algún tubo. El aumento de presión no debe pasar del 40 %, pero si el regulador automático funciona con precisión no llega ni con mucho a este valor. En las ruedas tangenciales funciona generalmente un «desviador del chorro» (véase el capítulo V) que desvía de las paletas una parte del agua, pero no estrangula el paso, con lo que las variaciones de presión son muy pequeñas.

El *cálculo de tuberías* se hace en líneas generales del modo siguiente. Suponiendo una determinada velocidad del agua en la tubería, $c = 1 \div 3$ m./seg., se obtiene la sección de los tubos o su diámetro:

$$\frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{Q}{c} \text{ en m}^2.$$

El espesor δ se calcula trabajando la plancha por tracción, de acuerdo con la presión p del agua, y en los grandes saltos resultará naturalmente distinto en la parte

superior y en la inferior de la tubería. La fórmula es la sencilla y conocida

$$D \cdot p = 2 \cdot \delta \cdot k_s,$$

en la que D y δ se expresan en centímetros, p en Kg./cm² y k_s (coeficiente de trabajo por tracción del material) en Kg./cm².

Para tener en cuenta eventuales aumentos de presión al parar las turbinas, se pone muchas veces en lugar de p un valor 20 % mayor que el que correspondería a la presión estática. El aumento efectivo de la presión no suele exceder en general de 7,5 % si el regulador funciona a los 10 segundos.

La altura perdida por rozamiento h_w en el paso de la tubería (pág. 11) se calcula así:

$$h_w = \lambda \cdot \frac{l}{D} \cdot \frac{c^2}{2g},$$

en que todas las cantidades se expresan en metros. Como se ve, crece la pérdida con la longitud l de la tubería y con el cuadrado de la velocidad, disminuyendo con el diámetro del tubo. El coeficiente λ es un valor práctico, determinado por ensayos y que varía en los distintos casos, pudiéndose obtener con bastante exactitud por la fórmula de *Weisbach*:

$$\lambda = 0,01439 + \frac{0,00947}{\sqrt{c}}.$$

A la pérdida h_w deben agregarse, en ocasiones, pequeñas pérdidas suplementarias en los codos y bifurcaciones. Respecto a la elección entre una tubería de poco diámetro (barata, pero con más pérdida) o una tubería de más sección (cara, pero con pérdidas menores) nada se puede aconsejar para un caso particular, sino que debe decidirse después de estudiar a fondo la cuestión, desde el punto de vista económico, en todos sus aspectos, previos estudios comparativos.

4. Compuertas y rejillas

A) COMPUERTAS

Las compuertas se instalan para cerrar la entrada del canal, así como cada una de las tuberías o cámaras de tur-

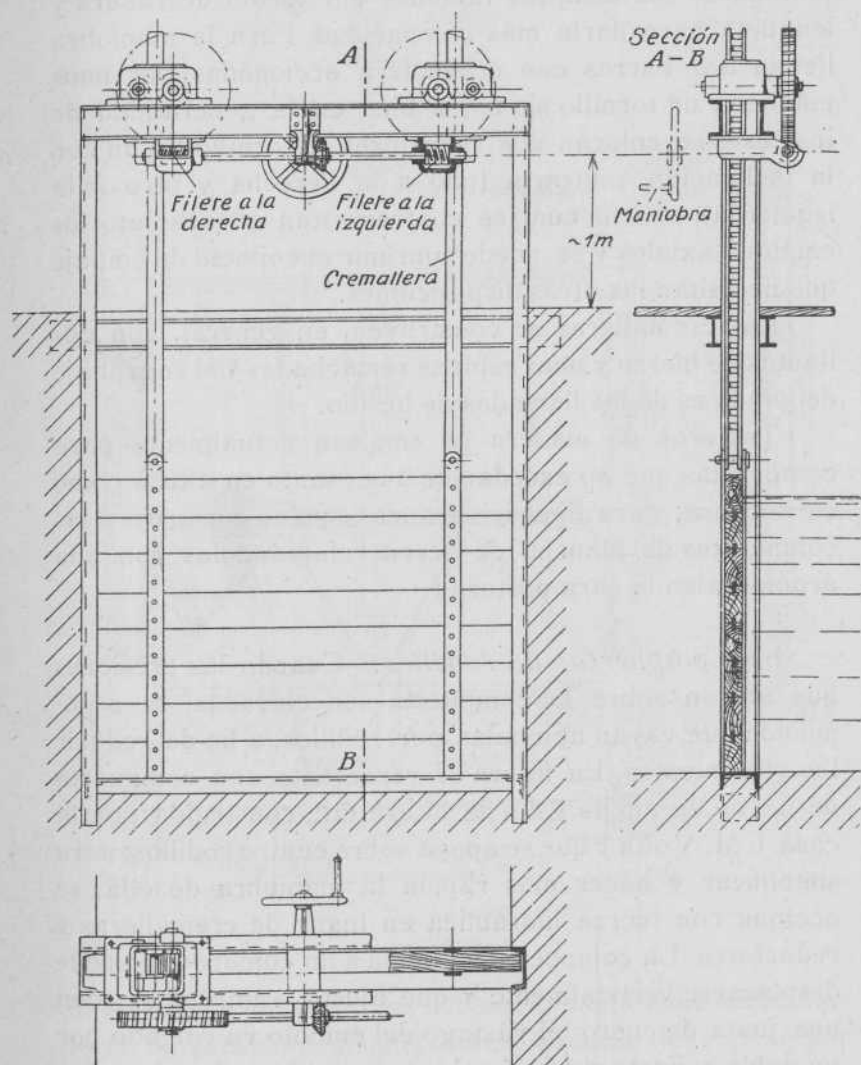


Fig. 36

bina; constan de un armazón de hierro laminado y de un

tablero de madera o de chapa de acero que se desliza en un marco o se apoya sobre rodillos.

a) *Compuertas deslizantes.*—Puede verse un tipo de estas compuertas, con tablero de madera, en la figura 36, juntándose los distintos tablones por medio de ranura y lengüeta para darle más compacidad. Para la maniobra llevan dos barras con cremallera accionadas por unos piñones y un tornillo sin fin, si bien en la generalidad de los casos se colocan dos reductores de tornillo sin fin con la inclinación contraria (uno a la derecha y otro a la izquierda), con lo cual se contrarrestan en absoluto los empujes axiales y se puede suprimir el cojinete de empuje que necesitan las otras disposiciones.

Las cremalleras se construyen, en general, con dos llantas de hierro y unas espigas remachadas y el engranaje del piñón es de los llamados de husillo.

Tableros de madera se emplean actualmente para compuertas que no excedan de 3 m., tanto en altura como en anchura; para dimensiones mayores se construyen las compuertas de plancha de acero reforzándolas con una armadura en la cara posterior.

b) *Compuertas de rodillos.*—Cuando las presiones que actúan sobre la compuerta son elevadas, se recomienda que vayan apoyadas por rodillos, a fin de reducir los rozamientos. La figura 37 representa una compuerta de 5,8 m. de ancho y 4,5 de altura útil, construída por la casa J. M. Voith y que se apoya sobre cuatro rodillos; para simplificar y hacer más rápida la maniobra de ella, se acciona con fuerza hidráulica en lugar de cremalleras y reductores. La compuerta va unida a un cilindro que puede desplazarse verticalmente y que ajusta a un émbolo con una junta de cuero; el vástago del émbolo va colgado por un doble cojinete de una robusta armadura situada sobre la compuerta. El vástago es hueco, pudiendo inyectar por él aceite a presión a la parte superior del cilindro; va

también en el hueco del vástago un tubito que permite la evacuación del aire o su entrada a la parte inferior del cilindro. El aceite se comprime con una bomba de engra-

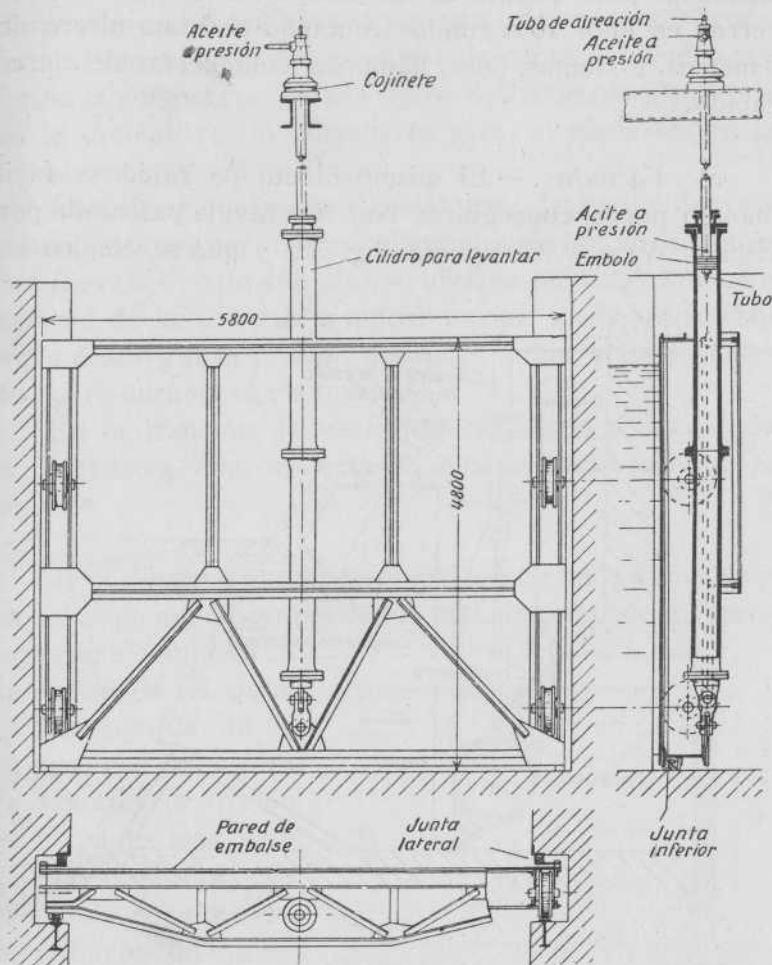


Fig. 37

naje y puede llevarse si es necesario hasta unas 100 atmósferas de presión conduciéndose al vástago del émbolo por tubos y una válvula reguladora.

La compuerta se va elevando a la par con el cilindro hasta que, al llegar al límite de su carrera, un contacto

eléctrico desconecta el motor que acciona la bomba del aceite. Para bajar la compuerta, basta con maniobrar la válvula reguladora que deja salir el aceite del cilindro, siendo el peso propio de la compuerta suficiente para cerrar en unos 10 segundos contando con una altura de 5 metros. Podemos, pues, llamarlas compuertas de cierre rápido.

c) *Válvulas.*—El mismo objeto de rápido y fácil manejo puede conseguirse con la válvula patentada por Escher Wyss y Compañía (fig. 38) y que se emplea en

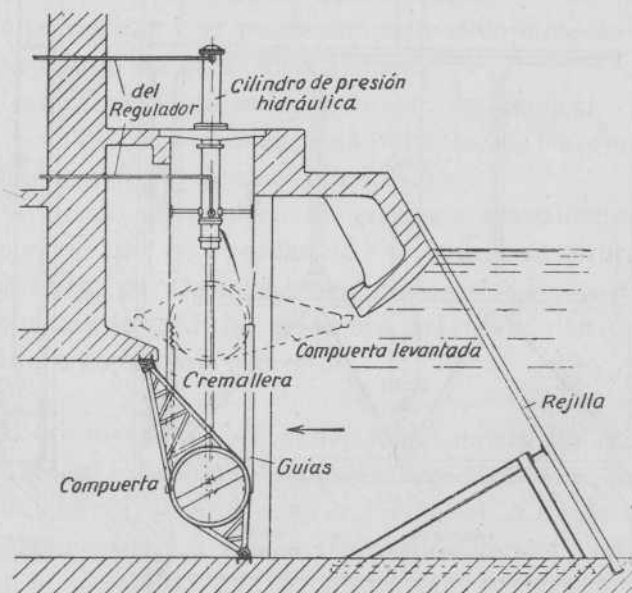


Fig. 38

grandes instalaciones. El cierre se consigue por medio de un cilindro hueco de chapa, con unas expansiones de plancha que se adaptan a la entrada de la cámara; lateralmente se halla el cilindro bien ajustado por sus bases a las paredes del canal. Tiene también dos coronas dentadas que pueden rodar sobre las correspondientes cremalleras. Se asegura un cierre hermético por la parte superior e infe-

rior apoyando los bordes en unos listones de madera, y lateralmente también por listones o por chapas elásticas que forman algo de muelle. Cuando se accionan con mecanismo hidráulico hay un cilindro fijo en el que la presión obliga a desplazarse a un émbolo que por uno o dos vástagos transmite el movimiento de ascenso o descenso al cilindro que forma la compuerta; guiada entre deslizaderas y apoyada en la cremallera, la compuerta gira, al elevarse, en la forma que se ve en la figura.

Cuando se acciona mecánicamente, la varilla de tracción se sustituye por una cremallera movida por un reductor.

En este tipo de válvulas se obtiene un desplazamiento vertical de la compuerta mucho menor, y además se consigue descargar la presión que obra sobre las superficies de cierre durante la maniobra.

En la posición de «abierta» casi flota el cuerpo de la compuerta y no necesita de ningún enclavamiento ni sujeción.

d) *Cálculo de una compuerta.* — Se hace de acuerdo con el esquema de cargas de los tablonces, del que se representa un ejemplo en la figura 39. Si el agua alcanza detrás de la compuerta la altura de h metros, la presión en el punto más bajo del tablero será asimismo de h en metros de columna de agua, con lo cual la presión total P que sufre el tablero en dirección horizontal se obtiene por el área del triángulo isósceles y el ancho b del tablero en metros, resultando

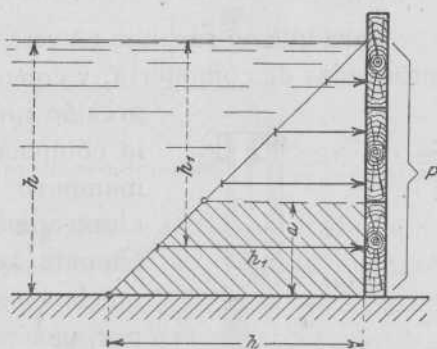


Fig. 39. — Determinación gráfica de la presión sobre los tablonces de una compuerta

$$P = 1000 \cdot \left(\frac{h^2}{2} \cdot b \right) \text{ Kg.}$$

Si se quiere calcular cada tablón independiente hay que tener en cuenta que el inferior es el más cargado y que trabaja sólo a la flexión con carga uniformemente repartida (figura 39). La carga sería, según la fórmula anterior:

$$P_1 = 1000 (h_1 \cdot a \cdot b) \text{ Kg.}$$

En compuertas altas pueden hacerse los tabloncillos superiores más delgados que los inferiores.

Conviene además tomar en cuenta las circunstancias desfavorables que se han expuesto, ya que con pequeños aumentos de la altura h puede experimentar variaciones de consideración la carga P .

Ejemplo.—Si con aguas normales se llega a un valor $h=1,7$ m. y la compuerta es de 3 m. de ancho, la presión horizontal valdrá:

$$P = 1000 \cdot \left(\frac{1,7^2}{2}\right) \cdot 3 = 4350 \text{ Kg.}$$

Subiendo, en época de aguas altas, el nivel del agua solamente 1,0 m., se tiene ya

$$P = 1000 \cdot \left(\frac{2,7^2}{2}\right) \cdot 3 = 11000 \text{ Kg.}$$

o sea, aproximadamente, tres veces más que el valor normal.

Para que no resulten en estas condiciones alturas desmesuradas de compuerta, y con objeto de disminuir algo la presión total, se coloca delante de la compuerta propiamente dicha un mamparo fijo protector de aguas altas, como se indica en la figura 40. Cuando la compuerta está abajo, queda asegurada la junta hermética por una pieza de cierre en forma de cuña.

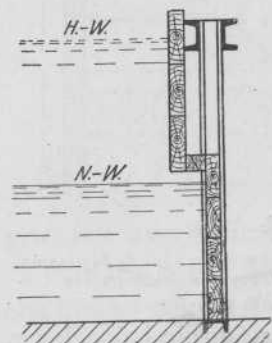


Fig. 40.—Compuerta con mamparo fijo, en la parte superior, contra las avenidas: H.-W., nivel de crecidas; N.-W., nivel en estiaje

Para el cálculo de las cremalleras en las compuertas de deslizamiento deben tomarse coeficientes de rozamiento muy elevados a causa de hallarse expuestas a todas

las influencias atmosféricas; generalmente $\mu = 0,3 \div 0,5$.

En las de rodillos, habrá que tener en cuenta el rozamiento de los rodillos, con sus guideras, y el de los cojinetes de los rodillos.

B) REJILLAS

Al explicar la disposición general de una instalación, en la figura 2, ya se dejó dicho que en toda conducción de aguas deben colocarse algunas rejillas que eviten la entrada de los cuerpos extraños.

A la entrada del canal de conducción se encuentra en primer término, casi siempre, una reja espaciada que

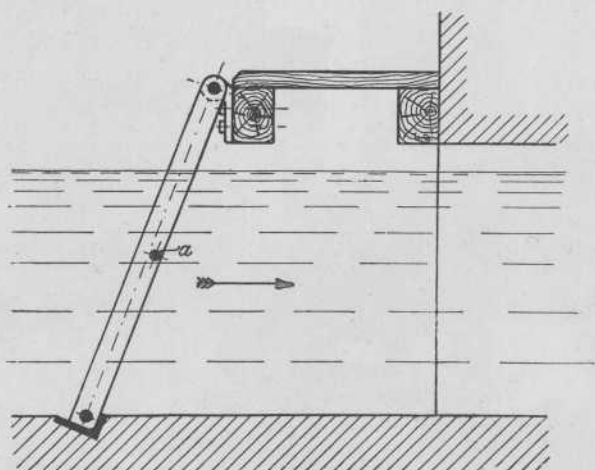


Fig. 41. — Rejilla para cámara de turbinas

detenga los hielos, maderos y cosas análogas. Para este objeto debe ser lo suficientemente robusta y consiste muchas veces en trozos de carril espaciados de $30 \div 50$ cm. Algunas veces se sustituye esta reja por una construcción de verja flotante que resulta en general preferible, toda vez que la reja fija en algunas circunstancias puede dificultar la libre entrada del agua.

Delante de la cámara de turbinas se necesita una rejilla más fina, que se forma con hierros planos en la forma representada en las figuras 41 y 42. Según las condiciones

del agua se adopta una separación entre barrotes desde 100

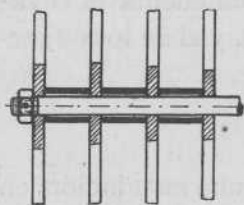


Fig. 42
Detalle de la construcción
de una rejilla

hasta 20 mm. A menudo se fija esta separación por la Inspección del Estado, por ejemplo, en aguas de montaña, con el fin de impedir que puedan pasar los peces a su través. La unión de los barrotes se efectúa por medio de pernos manteniendo la debida distancia por trozos de tubo, como puede



Fig. 43

verse en la figura 42. Las uniones en la parte central de la

rejilla, como, por ejemplo, la a de la figura 41, se desplazan hacia el borde de los barrotes a fin de que puedan éstos limpiarse fácilmente con un rastrillo. Se forman trozos de rejilla independientes, de 200 a 300 Kg. de peso, lo que permite su colocación y desmontaje. Rejillas de grandes dimensiones requieren un muro especial de apoyo como el representado en la figura 38, a fin de resistir las cargas que en un momento dado pueden actuar sobre ellas.

El cálculo de las rejas se hace a la flexión, ya que están siempre expuestas a obstruirse formando entonces una

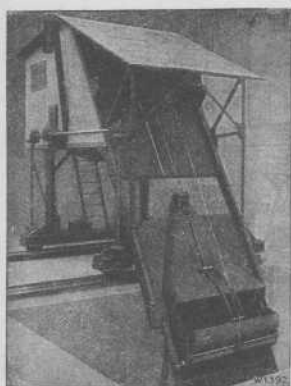


Fig. 44



Fig. 45

pared continua; la carga se supone distribuída en la misma forma que se estableció para las compuertas en la figura 39.

Es de la mayor importancia la continuada limpieza de las rejillas. En las grandes centrales se instalan con este objeto máquinas especiales que sustituyen el trabajo a mano, muy penoso.

La figura 43 representa una disposición de la M. A. N. Consta de un armazón transportable que lleva un rastrillo largo, pudiendo éste accionarse por medio de un electro-motor que le hace subir, bajar y adoptar la inclinación deseada. Al subir, recoge el rastrillo toda la broza que obstruye la rejilla y la deposita en una vagoneta. Otra disposición, adoptada por *Escher Wyss* y que puede verse en las

figuras 44 y 45, lleva un pesado y ancho rastrillo que se desliza con rodillos a lo largo de la rejilla y al subir recoge la broza. El movimiento de subir y bajar se consigue por medio de un cable de acero arrollado a un cabrestante accionado eléctricamente. Por medio de otro cable se maniobra el rastrillo, que es basculante, a fin de que al llegar a la parte baja de la rejilla se introduzca entre los barrotes y al llegar a la parte superior se abra, dejando caer la basura recogida.

CAPÍTULO II

Generalidades sobre las turbinas

5. Condiciones que deben cumplir y clasificación de las turbinas

Se distinguen dos clases de motores hidráulicos: las *ruedas hidráulicas* y las *turbinas*.

En las *ruedas hidráulicas* obra el agua principalmente por su propio peso, llenando los espacios entre las paletas, cuando éstas, en el sentido de giro de la rueda, se mueven hacia abajo (fig. 46). El diámetro D de la rueda crece con la altura del salto H , y el tamaño de los cajones con el caudal Q , de tal forma que aun para potencias relativamente pequeñas resultan ya ruedas de muy grandes dimensiones.

En las *turbinas*, por el contrario, el agua sale de los álabes directores con una dirección y velocidad determinadas y en los álabes del rodete varía esta velocidad en magnitud y en dirección utilizando la fuerza viva del agua (párrafos 7 a 9). El diámetro del rodete disminuye al aumentar la velocidad del agua, o sea al aumentar el salto, y se consiguen hasta con grandes caudales de agua dimensiones bastante reducidas para las turbinas.

Las condiciones que en la actualidad deben llenar los buenos motores hidráulicos son las siguientes:

1.^a Deben permitir el aprovechamiento de cualquier salto, cualesquiera que sean la altura y el caudal disponibles.

2.^a El aprovechamiento ha de efectuarse con rendimiento elevado, aunque sean variables las condiciones del salto (nivel y caudal) para que la instalación sea rentable en todos los casos.

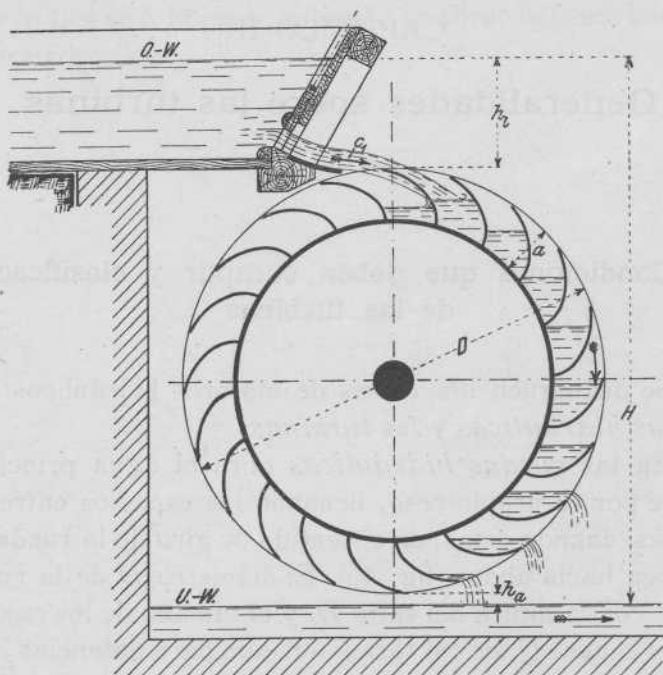


Fig. 46

3.^a El eje podrá disponerse horizontal o verticalmente según lo exija el acoplamiento directo a las transmisiones o a las dínamos.

4.^a La velocidad angular debe ser lo más alta posible para conseguir de este modo transmisiones mucho más ligeras.

5.^a Deben poderse regular bien, a fin de que sean tan adecuados como las máquinas de vapor, para el servicio de centrales eléctricas y otros usos.

6.^a Todos los órganos importantes, especialmente los

que sirven para la regulación y para apoyo de los ejes, deben ser fácilmente accesibles.

Por lo que veremos más adelante, algunos tipos de turbinas cumplen todas estas condiciones perfectamente; en cambio las ruedas hidráulicas resultan ya inadecuadas a causa de su lentitud, su escaso rendimiento, que no excede del 75 %, y su pequeña velocidad angular, que suele ser de cuatro a ocho vueltas por minuto. Por eso las excluimos completamente del estudio que hacemos a continuación.

CLASIFICACIÓN DE LAS TURBINAS. — Atendiendo a la dirección en que entra el agua en el rodete, se distinguen:

a) *Turbinas axiales*, en las que el agua entra en el rodete en la dirección del eje (fig. 47).

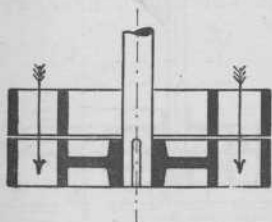


Fig. 47. — Esquema de una turbina axial

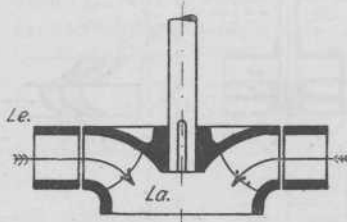


Fig. 48. — Esquema de una turbina radial:
Le., corona directriz; La., rodete

b) *Turbinas radiales* con entrada del agua en sentido radial, pudiendo no obstante efectuarse la salida en cualquier dirección (fig. 48).

c) *Ruedas tangenciales* con acción del agua en dirección de la tangente (fig. 55).

Con respecto al modo de obrar el agua, pueden también clasificarse en:

a) *Turbinas de sobrepresión*, denominadas también *de reacción* (fig. 49).

b) *Turbinas de chorro*, llamadas *de acción simple* o directa (fig. 50).

Estos dos tipos pueden tener la entrada del agua axial o radial, pero presentan caracteres distintivos que permi-

ten separarlas radicalmente entre sí, como a continuación se expresa ¹⁾:

Turbinas de reacción

1. Entre la parte superior e inferior del rodete existe una diferencia de presión.

2. El agua tiene, al entrar en el rodete, energía cinética y energía potencial.

3. Al moverse el agua por los espacios que hay entre los álabes del rodete, que se en-

Turbinas de acción simple

1. En la parte superior y en la inferior del rodete existe la misma presión, que es generalmente la atmosférica.

2. El agua, al entrar en el rodete, tiene únicamente energía cinética (párrafo 8).

3. Los filetes líquidos se mueven libremente a lo largo del álabe del rodete sin tocar

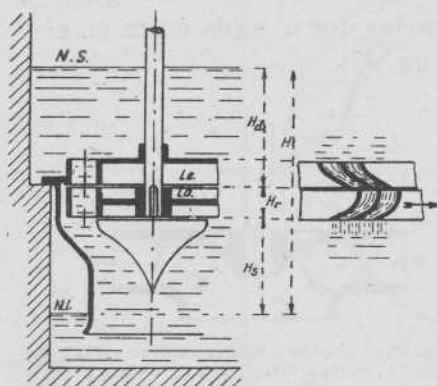


Fig. 49. — Esquema de una turbina axial de reacción: $L.v.$, corona directriz; $L.a.$, rodete; H , salto útil; H_d , altura de presión; H_s , altura de aspiración; H_r , altura del rodete

cuentran llenos de agua, ocurre una aceleración por el aumento de presión; así, pues, en el mismo álabe se transforma aún parte de la energía potencial en cinética. El chorro de agua

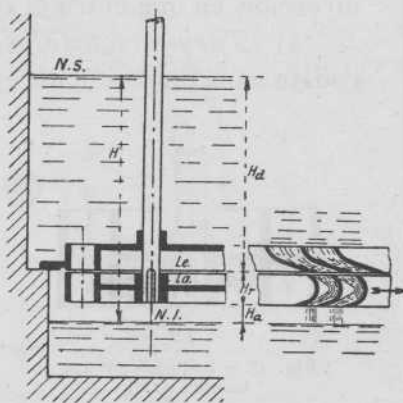


Fig. 50. — Esquema de una turbina axial de acción: $L.e.$, corona directriz; $L.a.$, rodete; H , salto disponible; H_d , salto utilizado; H_r , altura del rodete

la cara posterior del álabe inmediato; allí son desviados, determinando sobre la paleta una presión que se convierte en fuerza periférica (párrafo 9, B).

¹⁾ El autor prescinde, con muy buen acuerdo, de las clasificaciones en turbinas de eje horizontal o vertical, así como las de admisión total o parcial que son puros detalles constructivos. También se clasifican las turbinas radiales por otros autores en centrífugas o centrípetas, indicando con esta subdivisión el sentido en que el agua se mueve al pasar de los álabes directores al rodete, si de dentro afuera o viceversa. — (N. DEL T.)

que sale, ejerce entonces una reacción sobre la cámara de álabes, cuya componente horizontal se convierte en una fuerza periférica (párrafo 9, B).

4. Como signo exterior se añade el siguiente: el rodete se encuentra unido, en general, al canal de desagüe por un tubo de aspiración.

5. Resulta de aquí que se aprovecha todo el salto H , en parte por efecto de presión y en parte por efecto de aspiración.

6. Empleo lógico de este tipo de turbinas: especialmente en todos los aprovechamientos de pequeña o mediana altura.

4. Signo exterior: el rodete no puede estar en contacto con el nivel inferior del agua, sino que ha de quedar libremente suspendido.

5. Resultado: se aprovecha por regla general solamente H_a ; las alturas H_r y H_a se pierden (fig. 50).

6. Se utilizará esta clase de turbinas en los grandes saltos, ya que en éstos la altura perdida ($H_r + H_a$) resulta de muy escasa importancia.

6. Tipos de turbinas

A) TURBINAS DE REACCIÓN

Las primeras turbinas conocidas fueron del tipo de chorro, no empezando a emplearse las de reacción hasta principios del siglo XIX.

En 1833 inventó el francés *Fourneyron* la turbina que lleva su nombre (fig. 51), construyéndola de manera que el rodete se movía siempre sumergido en el agua, gracias al conocido principio de reacción que por primera vez se utilizaba.

El agua se mueve en sentido radial centrífugo, es decir, que el rodete director está en el interior de la rueda móvil, por lo que resulta para ésta un diámetro relativamente grande. Ya no se construye este tipo de turbinas.

Algo más tarde se conoció también la aplicación del tubo de aspiración, empleado simultáneamente por los inge-

nieros *Jouval* y *Henschel* en sus turbinas (fig. 52). En estas turbinas el agua se mueve en dirección axial; tienen el inconveniente de que el rodete no resulta accesible y además el cambio de sección al pasar el agua del

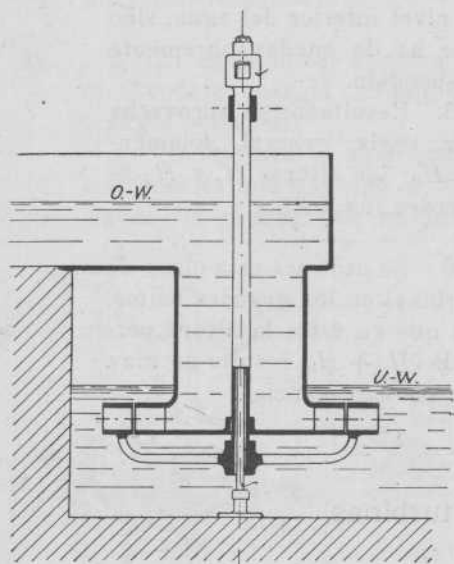


Fig. 51. — Turbina *Fourneyron*: O.-W., nivel de aguas arriba; U.-W., nivel de aguas abajo.

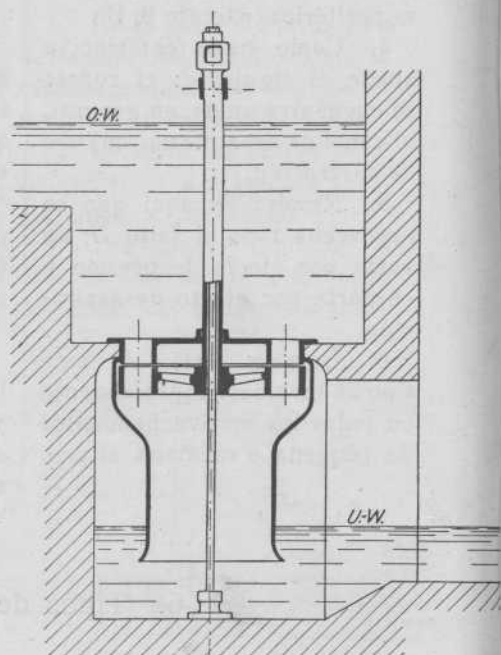


Fig. 52. — Turbina *Henschel-Jouval*: O.-W., nivel de aguas arriba; U.-W., nivel de aguas abajo.

rodete al tubo de aspiración obra muy desfavorablemente originándose torbellinos. Tampoco estas turbinas se construyen en la actualidad.

Un desarrollo más completo recibieron las turbinas de reacción al idear el americano *Francis*, en el año 1849, una turbina radial, con tubos de aspiración y admisión centrípeta (fig. 53). Esta turbina resulta sumamente práctica tanto por las buenas condiciones en que el agua circula, como por su fácil acceso al rodete, regulabilidad y elevado número de revoluciones, siendo por esta causa el tipo más generalizado en las instalaciones actuales (véase capítulo III), habiéndose empleado para desniveles desde 0,50 hasta 180 m.

Para pequeñas alturas se emplea recientemente, en lugar de la *Francis*, una turbina ideada por el profesor

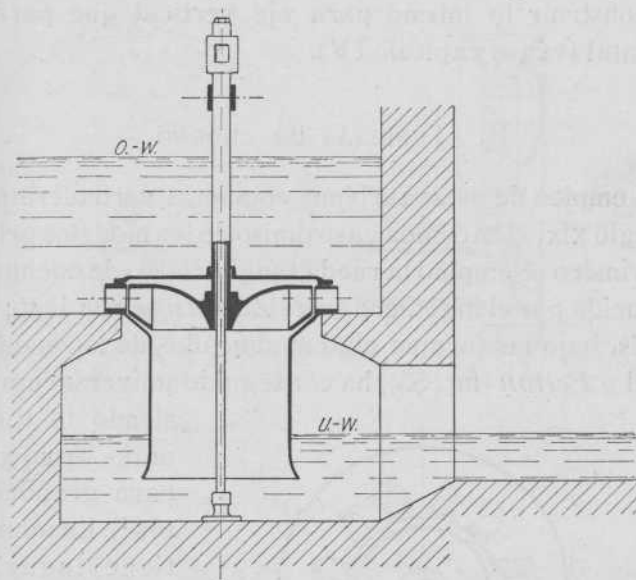


Fig. 53. — Turbina *Francis*: O.W., nivel de aguas arriba; U.W., nivel de aguas abajo

Kaplan en 1912 y que se ha ido perfeccionando de día en día. Como indica esquemáticamente la figura 54, se conserva en este tipo la corona directriz de la turbina *Francis*, pero el agua al salir de los álabes se encuentra libre en una cámara y cambia allí su dirección 90° , saliendo en dirección axial y atravesando entonces un rodete que tiene una forma muy parecida a una hélice de barco. La turbina *Kaplan* o turbina-hélice es, de las co-

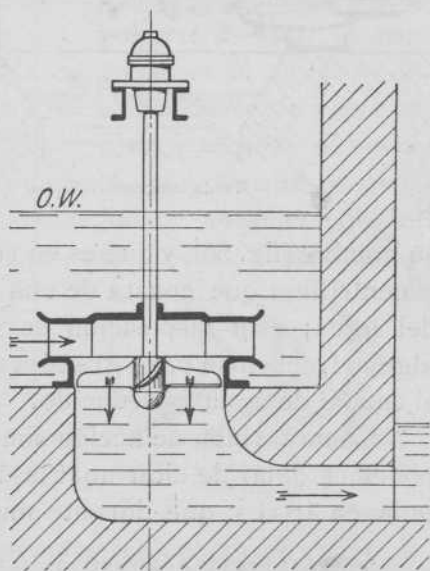


Fig. 54. — Turbina *Kaplan*

nocidas, la que alcanza mayores velocidades angulares, obteniéndose con ella rendimientos muy elevados y pudiéndose construir lo mismo para eje vertical que para eje horizontal (véase capítulo IV).

B) TURBINAS DE CHORRO

El empleo de estas turbinas comienza verdaderamente en el siglo XIX, si hacemos caso omiso de los modelos primitivos. Primero se empleó la rueda tangencial o «de cucharas», introducida por el ingeniero suizo *Zuppinger* en 1846; pero después, bajo las formas algo modificadas de la rueda tangencial o *Pelton* (fig. 55), ha conseguido universal empleo,

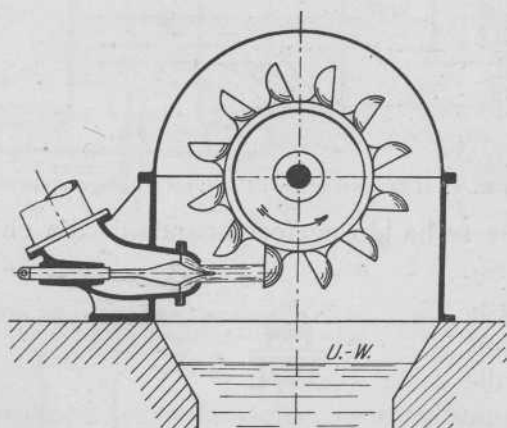


Fig. 55. — Rueda tangencial *Pelton*

siendo la turbina más apropiada para grandes saltos¹⁾. La admisión tiene lugar por una o más boquillas que lanzan el agua en dirección tangencial (véase capítulo V).

En 1850 inventó el sajón *Schwamkrug* la turbina que lleva su nombre (fig. 56), y que es en resumen una turbina radial y centrífuga que consta de una sola boquilla para salida del agua; esta disposición se emplea hoy todavía con alguna frecuencia para grandes desniveles en casos en que el caudal de agua es reducido.

Como turbina de acción simple y de admisión total no podemos dejar de citar aquí la del francés *Girard*, inventada en 1863 y que durante muchos años representó un

¹⁾ Se han llegado a construir ruedas tangenciales para saltos de 1650 m. (salto de Fully, en Suiza).

papel importantísimo en la construcción de turbinas. Es una turbina axial (fig. 57) cuyo rodete ha de quedar libre-

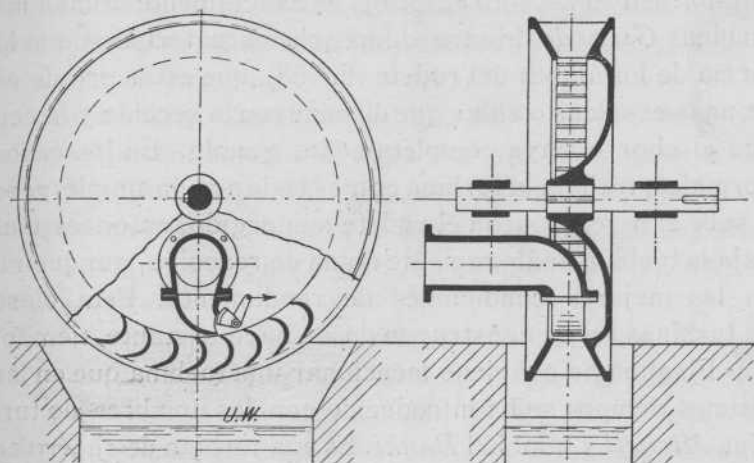


Fig. 56. — Turbina parcial Schwamkrug

mente instalado y fuera del agua, con los inconvenientes

que ya se expresaron de pérdida de salto y difícil acceso; no menor es el peligro de que al embalsarse el agua en el cauce de salida eleve su nivel y alcance al rodete, con lo que se perjudica notablemente el modo de funcionar y

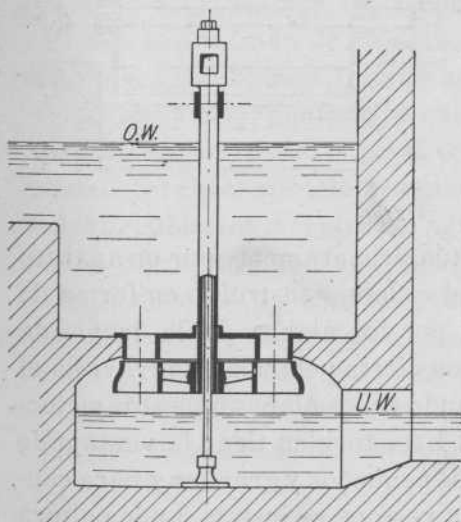


Fig. 57. — Turbina Girard: O.-W., nivel de aguas arriba; U.-W., nivel de aguas abajo

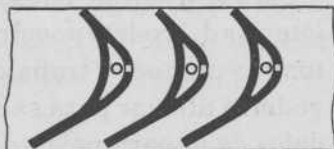


Fig. 58. — Rodete de una turbina Girard límite

el rendimiento, y si se quiere evitar colocando el rodete a mayor altura disminuimos la altura útil del salto.

Para evitar estos inconvenientes se transformó la turbina *Girard* en la denominada *turbina límite* o *de combinación*. En su aspecto exterior, es exactamente igual a las turbinas *Girard*, sin otra diferencia característica que la forma de los álabes del rodete (fig. 58), que están provistos de unas espaldas o sillas que disminuyen la sección y hacen que el chorro vaya completamente guiado. En los casos normales, trabaja la turbina como las de acción simple, pero si sube el nivel y queda el rodete sumergido, entonces trabaja la turbina análogamente a una de reacción, aunque no en las mejores condiciones de rendimiento. Esta clase de turbinas no se construyen desde hace bastante tiempo.

Finalmente conviene mencionar una turbina que en los últimos tiempos se ha introducido con los nombres de turbina *Michell* y también *Banki*. Es una turbina de chorro en

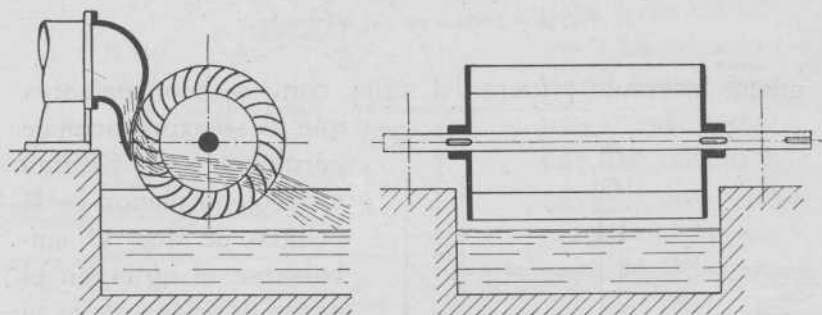


Fig. 59

la que la admisión se efectúa primeramente por un aparato que dirige el agua hacia el rodete, construido en forma de tambor; el agua circula por los álabes de la izquierda (figura 59), sale de ellos con cierta velocidad y atraviesa el interior del rodete penetrando en los álabes opuestos y efectuando un nuevo trabajo. Esta turbina tiene la ventaja de poderse utilizar para saltos pequeños y grandes y para caudales de importancia, toda vez que se instala a poca altura del nivel inferior y además el tambor puede tener la longitud que se desee. El rendimiento en ensayos de laboratorio alcanzó hasta 87 %, pero realmente escasean datos sobre el empleo práctico de este tipo de turbinas.

7. Movimiento del agua en las turbinas

En las figuras 49 y 52 se representa esquemáticamente una turbina axial de reacción; vamos a estudiar en ella el movimiento del agua.

Suponemos, desde luego, que de la cámara superior afluye constantemente el agua por un canal lateral (no representado en la figura) y, análogamente, que de la cámara inferior se escurre el agua, también con regularidad, de manera que los niveles del agua se mantienen a una altura constante.

Prescindiendo de la velocidad relativamente pequeña con que se mueve el agua en la cámara superior, se encuentra el líquido sometido a la presión H_d , en virtud de la cual sale de los canales directores con una velocidad determinada que llamaremos c_0 en metros por segundo.

Representa dicho valor c_0 una velocidad absoluta, es decir, la velocidad que sería apreciada por un observador fijo, y coincide su dirección, como indican las figuras 60 y 61, con la dirección de los álabes directores, formando el ángulo α_0 con el plano de separación del rodete ¹⁾.

El agua sale, pues, de la corona directriz con la velocidad c_0 , encontrándose con el rodete, que si lo consideramos en servicio normal, se mueve ante ella con la velocidad tangencial u_1 . Al entrar el agua en el rodete, se moverá dentro del mismo con una velocidad relativa w_1 , que se deduce, de acuerdo con los principios de Mecánica, descomponiendo la velocidad absoluta $c_1 = c_0$ en dos componentes u_1 y w_1 . Para que la *entrada* del agua en el rodete se efectúe *sin choques*, como se exige en la práctica, debe coincidir w_1 con la dirección de la paleta (ángulo β_1).

¹⁾ Las notaciones adoptadas para los ángulos y las velocidades son las usuales ya en todos los tratados de Hidráulica (Acuerdo del 26 de abril de 1926 tomado por la Comisión de Hidráulica). Representan: u = velocidad periférica, w = velocidad relativa, y c = velocidad absoluta. Los ángulos entre c y u se designan por α , y los ángulos de w con la contraria de u se indican con β . El subíndice 0 se refiere a la corona directriz, 1 a la entrada en el rodete, 2 a la salida del rodete, 3 al tubo de aspiración.

Si no coincidiesen ambas direcciones, tendría lugar entonces la *entrada con choque*. Caso, por ejemplo, de que por una descarga brusca aumente el número de revoluciones de la turbina, o sea que u'_1 tome un valor superior al normal, se deduce en seguida del paralelogramo de la figura 62 que el agua viene a golpear contra la cara posterior de las paletas, en la cual es súbitamente cambiada de dirección después del choque que tiene lugar. Estudiando el proceso con más exactitud, se desprende que,

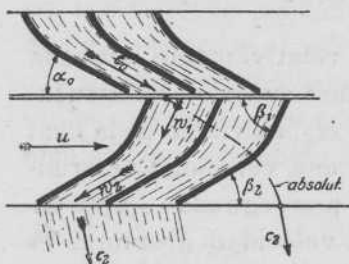
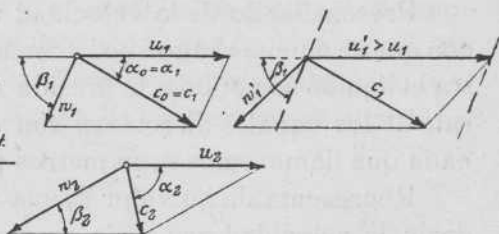


Fig. 60. — Trayectoria absoluta del agua en una turbina axial de reacción



Figs. 61 a 63. — Composición de velocidades relativa y tangencial, a la entrada y salida de los álaves de una turbina axial de reacción

para un valor exagerado de u_1 , el choque va dirigido en una dirección casi contraria a la de la fuerza tangencial, estableciéndose por tanto un límite en el aumento de velocidad. En realidad existe este límite para $u'_1 = 1,8 \div 2 u_1$, o sea que para este valor se contrarrestan la fuerza de choque y la tangencial, variando a la vez las demás velocidades del paralelogramo en forma que no puede tener lugar un nuevo aumento de velocidad. Así, pues, una turbina, girando completamente en vacío y abandonada a sí misma sin regulación, no puede aumentar indefinidamente su velocidad angular, sino que alcanza a lo sumo dos veces su número de revoluciones normal.

Con la velocidad relativa w_1 entra el agua en las paletas del rodete, mientras éste se mueve además con la velocidad periférica u_1 . En los álaves tiene lugar ahora un progresivo cambio de dirección de los filetes líquidos,

sufriendo w_1 una variación en magnitud y orientación, con lo cual la capacidad de trabajo del agua es transmitida a las paletas, como más adelante se detalla en 9, B.

Al salir el agua del rodete tenemos, finalmente, lo que sigue: el agua sale con la velocidad relativa w_2 en la dirección marcada por los álabes (ángulo β_2), al paso que la paleta misma se mueve con la velocidad periférica u_2 . Si se compone el paralelogramo con estas velocidades (figura 63) se obtiene la resultante c_2 como *velocidad absoluta de salida*. Con esta velocidad sale efectivamente el agua del rodete, para entrar en el tubo de aspiración, o para caer directamente en el canal de desagüe, según los diferentes tipos de turbinas.

Si estuviésemos observando el movimiento del agua en una turbina transparente es natural que no presenciaríamos remotamente nada de estas composiciones y descomposiciones de fuerzas de que acabamos de hablar. Veríamos únicamente entrar el agua por

la parte superior del rodete con la velocidad $c_0 = c_1$ y salir por la parte inferior con la velocidad c_2 , describiendo la trayectoria absoluta dibujada en la figura 60 con línea de trazos, toda vez que al ir descendiendo por los álabes del rodete se va desplazando éste en la dirección de la flecha u .

En las turbinas no es, desde luego, el proceso tan sencillo como parece resultar de la figura 60, pues nosotros hemos supuesto y aceptado que todos los filetes líquidos son guiados con regularidad y que las paletas tienen la misma forma en todo el ancho de la rueda, y estas condiciones

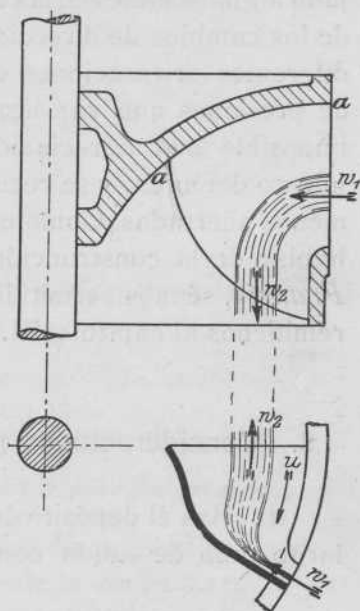


Fig. 64. — Trayectorias curvilíneas de los filetes líquidos en una turbina Francis moderna

únicamente se verifican en los álabes directores de las turbinas modernas y algo, quizá, en los rodetes de las turbinas de chorro libre. En los rodetes de las modernas turbinas de reacción (turbinas *Francis*) encontramos, por el contrario, trayectorias de los filetes líquidos sumamente complicadas a consecuencia del alabeamiento de las paletas en diferentes planos, como indica la figura 64, en que se han dibujado algunos filetes en las dos proyecciones. A consecuencia de los cambios de dirección que sufren estos filetes en las diferentes orientaciones del espacio y de las diferencias de presiones que van ligadas con estos cambios, se hace imposible una apreciación exacta del verdadero movimiento del agua, y se recurre a diferentes hipótesis más o menos acertadas. Como esto ha de tratarse más a fondo al hablar de la construcción de las paletas en las turbinas *Francis*, séanos permitido no entrar aquí en más detalles y remitirnos al capítulo III.

8. Consideraciones generales de Hidrodinámica

a) Sea el depósito de la figura 65, al cual se adapta un largo tubo de salida con una sección cilíndrica y otra cónica. Coloquemos, empalmados sobre este tubo,

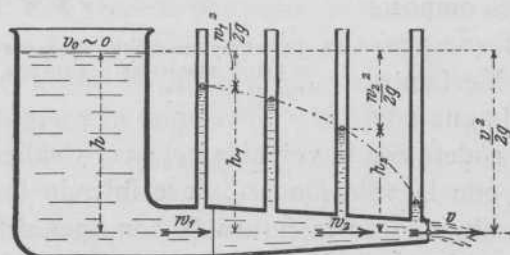


Fig. 65. — Salida del agua de un depósito, con orificio provisto de tubo adicional

Coloque-
mos, empalmados
sobre este tubo,
diferentes tubitos
de vidrio (piezó-
metros) y veremos
que pronto se mar-
can en ellos las
distintas alturas
de presión. Mien-
tras el orificio de salida se mantiene cerrado, estas alturas de presión son *estáticas* y se corresponden con la altura estática h , pero tan pronto como se abre la salida, baja el nivel del agua en los piezómetros hasta las alturas deno-

trás el orificio de salida se mantiene cerrado, estas alturas de presión son *estáticas* y se corresponden con la altura estática h , pero tan pronto como se abre la salida, baja el nivel del agua en los piezómetros hasta las alturas deno-

minadas *dinámicas* que son h_1, h_2 . En la abertura tiene lugar, ya que la salida es libre, la igualdad:

$$h = \frac{v^2}{2g}.$$

Como en el tubo cónico, a consecuencia del progresivo aumento de sección, la velocidad w_2 del agua debe ser menor que v , se verifica para uno cualquiera de estos puntos:

$$h = \frac{w_2^2}{2g} + h_2.$$

En el trozo cilíndrico:

$$h = \frac{w_1^2}{2g} + h_1.$$

Se obtiene, pues, para un punto cualquiera del recorrido del agua, la igualdad:

$$\text{altura estática} = \text{altura de velocidad} + \text{altura dinámica},$$

o referido nuevamente a la unidad de peso del agua,

$$\text{energía total} = \text{energía cinética} + \text{energía potencial}.$$

La curva de trazos en la figura 65 expresa la disminución de las alturas dinámicas (desde la curva hasta el eje inferior), así como el crecimiento de las alturas de velocidad (desde la curva al eje superior), en el supuesto de que del rozamiento del agua en los tubos puede prescindirse, por pequeño, y de que la disminución de sección del tubo es lenta. En realidad, no se obtendrán con exactitud las alturas dinámicas ni las de velocidades porque una parte de la altura estática se consume en vencer todas las resistencias pasivas. De todos modos, la disposición de la figura 65 confirma una vez más el conocido principio de la «conservación de la energía», ya que lo que aparentemente se pierde en energía potencial se vuelve a encontrar en energía cinética, o ha sido utilizado para vencer ciertas resistencias y por tanto empleado en producir un trabajo.

b) Aplicando lo dicho en el párrafo a) al caso representado en la figura 66, se obtienen de nuevo las ecuaciones:

$$h = \frac{w_1^2}{2g} + h_1,$$

$$h = \frac{w_2^2}{2g} + h_2,$$

$$h = \frac{v^2}{2g}.$$

Ahora bien, debido al estrechamiento de la sección del tubo, que se continúa con un ensanchamiento de la misma, la velocidad $w_2 > v$, con lo cual resulta forzosamente

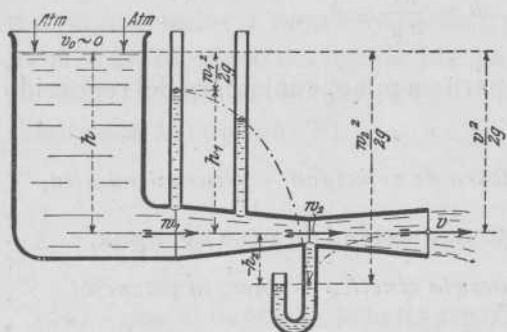


Fig. 66. — Salida del agua de un depósito, con orificio provisto de tubo adicional cónico seguido de boquilla divergente.

que h_2 en la segunda fórmula debe ser negativa y, por tanto, representa una altura de aspiración. Con esto se deduce que la velocidad de salida w_2 se ha hecho mayor que la que corresponde a la altura estática h ,

lo cual puede explicarse teniendo en cuenta que sobre las moléculas de agua obra, además de esta altura de líquido, la presión atmosférica equivalente a una columna de agua de 10,33 m. Así, pues, como máximo podría alcanzar w_2 un valor determinado por la expresión

$$\frac{w_2^2}{2g} = h + 10,33$$

en la que se ha sustituido h_2 por $-10,33$ m. Si se fuese disminuyendo la sección más y más, hasta alcanzar este valor-límite, nos encontraríamos con que, entrando aire por la boca del tubo cónico, los filetes líquidos dejarían

de tocar en las paredes del mismo y la sección de w_2 haría de orificio de salida.

Hay que observar que estas consideraciones sólo tienen valor cuando el estrechamiento del tubo se efectúa paulatinamente y se prescinde de los rozamientos. En los cambios bruscos de sección tiene lugar, siempre, un choque por efecto de la inercia de las masas y, a consecuencia de esto, se encuentra una altura dinámica positiva en lugar de una altura negativa o de aspiración.

c) Consideremos finalmente la disposición de la figura 67, estudiando los tres casos siguientes:

1. El agua circula a través de los canales sin rozamientos de ninguna clase y sin producir trabajo. Se obtiene entonces, según lo anteriormente dicho:

$$\text{en el plano } a): \quad h_l = \frac{w_1^2}{2g} + h_1,$$

$$\text{en el plano } b): \quad h_l + h_r = \frac{w_2^2}{2g} + h_2,$$

$$\text{en el plano } c): \quad h_l + h_r + h_s = \frac{v^2}{2g} = H,$$

o sea que en cada punto se puede aplicar, como siempre:

$$\text{altura de presión estát.} = \text{altura de veloc.} + \text{altura dinám.}$$

Gráficamente podría expresarse en un diagrama como el de la figura 68, en el que, siguiendo el camino del agua desde el nivel superior hasta el inferior, representan las abscisas el crecimiento constante de la altura estática y las variaciones de las alturas de velocidad y dinámica que, sumadas, dan la primera. Al entrar el agua en los

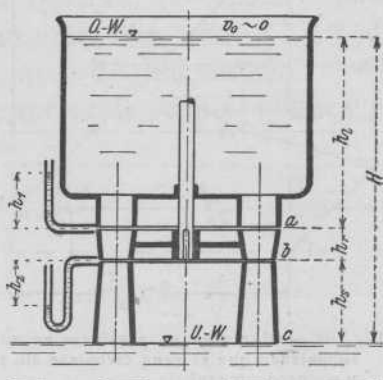


Fig. 67. — Circulación del agua en una turbina: O.-W., nivel aguas arriba; U.-W., nivel aguas abajo; H, salto útil.

canales del fondo del depósito (véase a en la figura y en el gráfico), se produce en seguida una súbita aceleración con

la consiguiente disminución de la presión dinámica.

La altura h_1 será positiva o negativa según sea la situación del punto a con relación al nivel superior y al inferior del agua, dependiendo asimismo como ya sabemos de la dimensión del orificio de salida. La altura h_2 es en general negativa

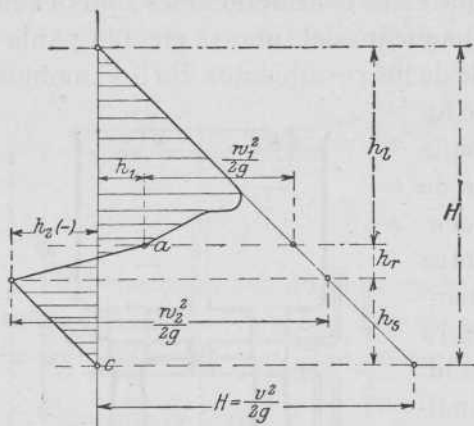


Fig. 68. — Diagrama de presiones en una turbina, suponiendo que el agua circula sin rozamiento y sin producir trabajo.

tiva, y caso de que la velocidad w_2 varíe poco (o sea cuando $w_2 \sim v$) se deduce $h_2 = -h_s$ de las igualdades establecidas para los planos b y c . En este caso el piezómetro colocado en b señala la altura de aspiración h_s .

Si referimos las tres igualdades a la unidad de peso de agua, se muestra nuevamente con ellas la transformación de la energía que allí se verifica. La ecuación esta-

blecida para el punto c daría a comprender que toda la capacidad de trabajo que tenía el agua, o sea H kilogramos por cada kilogramo de agua, se ha transformado

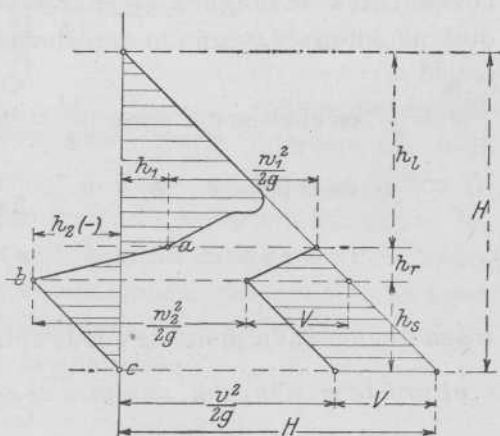


Fig. 69. — Diagrama de presiones en una turbina, teniendo en cuenta el rozamiento del agua y suponiendo que ésta no produce trabajo.

y gráficamente se encuentra el diagrama de la figura 70. De este gráfico se obtiene para el punto c :

$$H = A_1 + \frac{v^2}{2g},$$

o también

$$A_1 = H - \frac{v^2}{2g},$$

en que v es notablemente menor que lo que resultaba en el caso 1. Si las secciones de los orificios de salida se han conservado las mismas, resultará, para el último caso, con la menor velocidad una gran disminución en el gasto o cantidad de agua que circula por las paletas.

9. Potencia del agua en las turbinas

A) ECUACIÓN FUNDAMENTAL DE LAS TURBINAS

En las figuras 71 y 72 se ha representado, esquemáticamente, una turbina radial de reacción en alzado y planta; es del tipo conocido por turbina *Francis*. Debemos suponer que el nivel del agua en el depósito o cámara superior se mantiene constante, es decir, que continuamente llega a él por un conducto lateral una cantidad de agua igual a la que consume la turbina; la velocidad con que llega el agua la consideramos de poco valor y no se tiene en cuenta en los cálculos que seguirán. Conforme a lo dicho en el párrafo 7 (Movimiento del agua), denominaremos c_1 a la velocidad absoluta con que sale el agua de las paletas directrices y c_2 a la absoluta de salida del rodete. Con esta última entra el agua por el tubo de aspiración, abandonándolo con la velocidad c_3 . Según el párrafo 8 se obtiene para la salida de las paletas directrices (correspondiente al punto a de la figura 67) la ecuación siguiente:

$$(1) \quad H_a = \frac{c_1^2}{2g} + h_1$$

y para la salida del rodete:

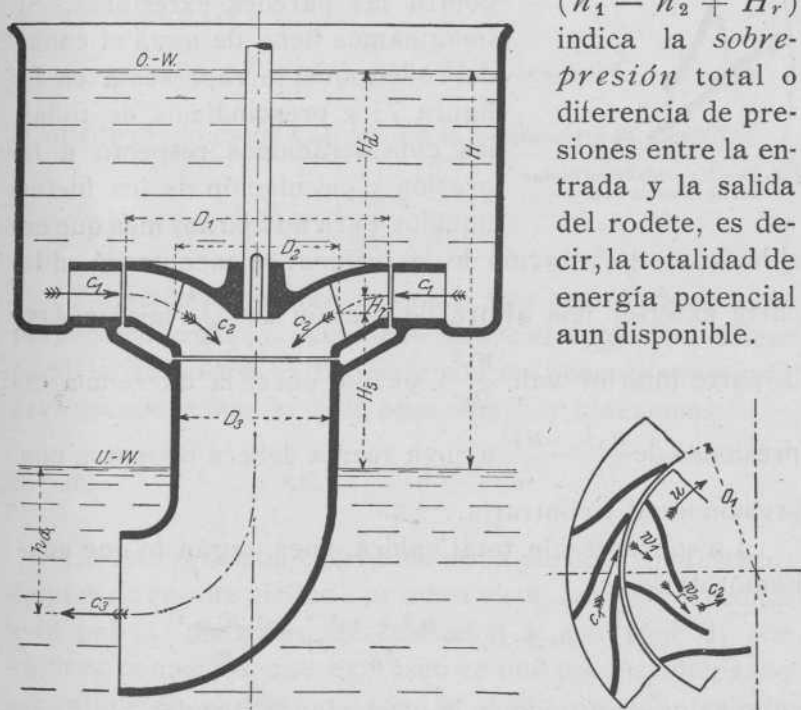
$$(2) \quad H_d + H_r - A_1 = \frac{c_2^2}{2g} + h_2.$$

El trabajo cedido al rodete, referido a 1 Kg. de agua, será, deducido de las anteriores:

$$(3) \quad A_1 = \left(\frac{c_1^2}{2g} - \frac{c_2^2}{2g} \right) + (h_1 - h_2 + H_r),$$

representando el primer paréntesis la energía cinética cedida al rodete, mientras que el segundo paréntesis

$(h_1 - h_2 + H_r)$ indica la *sobrepresión* total o diferencia de presiones entre la entrada y la salida del rodete, es decir, la totalidad de energía potencial aun disponible.



Figs. 71 y 72

Esquema de una turbina Francis: O.-W., nivel aguas arriba; U.-W., nivel aguas abajo

Esta *sobrepresión* se emplea de una parte en acelerar el agua en el rodete desde la velocidad w_1 a la w_2 , con lo cual aumentará lo que hemos denominado altura repre-

sentante de la velocidad (o sea la energía cinética) en la cantidad siguiente:

$$\frac{w_2^2}{2g} - \frac{w_1^2}{2g}.$$

De la manera como se efectúa esta cesión de trabajo al rodete trataremos más adelante.

Por otra parte, se emplea también la sobrepresión en contrarrestar el efecto de la fuerza centrífuga en las cámaras del rodete; en virtud de la fuerza desarrollada por el giro de la turbina, el agua sería arrojada contra las paredes exteriores. Si imaginamos lleno de agua el canal del rodete que se representa en la figura 73 y prescindimos de todas las consideraciones respecto a la presión y circulación de los filetes líquidos, para no fijarnos más que en

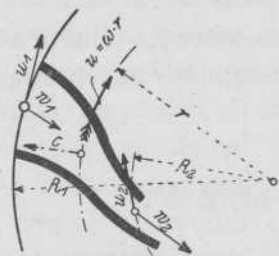


Fig. 73. — Velocidades diversas del agua en un rodete

el hecho de la rotación de la turbina, se encontrará en la parte exterior una altura de presión de $\frac{u_1^2}{2g}$, mientras en la parte interior vale $\frac{u_2^2}{2g}$, siendo, pues, la diferencia de presiones de $\frac{u_1^2}{2g} - \frac{u_2^2}{2g}$ a cuya fuerza deberá oponerse una presión igual y contraria.

La sobrepresión total valdrá, pues, según lo que acabamos de decir:

$$h_1 - h_2 + H_r = \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g},$$

cuyo valor, sustituido en la ecuación (3), nos da:

$$(4) \quad A_1 = \frac{c_1^2 - c_2^2}{2g} + \frac{w_2^2 - w_1^2}{2g} + \frac{u_1^2 - u_2^2}{2g}.$$

En el caso de las turbinas axiales en que $u_1 = u_2$, desaparece el último término, pero la fórmula general queda

deducida para todos los casos, siendo, como sabemos, el más frecuente el de las turbinas radiales.

En la forma en que ha quedado la ecuación (4) no resulta todavía de empleo inmediato, por contener diferentes cantidades desconocidas; pero si consideramos los paralelogramos de composición de las velocidades a la entrada y a la salida en el rodete, que se representaron ya en las figuras 61 y 63 para el caso de entrada del agua sin choques, conseguiremos una reducción.

Por trigonometría se deduce de la figura 61:

$$w_1^2 = c_1^2 + u_1^2 - 2 c_1 u_1 \cos \alpha_1,$$

y de la figura 63:

$$w_2^2 = c_2^2 + u_2^2 - 2 c_2 u_2 \cos \alpha_2,$$

y sustituyendo estos valores en la ecuación (4), resulta:

$$(5) \quad A_1 = \frac{c_1 u_1 \cos \alpha_1 - c_2 u_2 \cos \alpha_2}{g}.$$

Teniendo en cuenta, además, que casi siempre u_2 es perpendicular a c_2 o que por lo menos el ángulo α_2 difiere poco de 90° (véase 13, B), podemos en general prescindir del segundo sumando de la ecuación (5) y obtenemos:

$$(6) \quad A_1 = \frac{c_1 u_1 \cos \alpha_1}{g}.$$

En esta igualdad el término de la derecha representa, aunque no resulte visible a primera vista, la energía cedida a la paleta, pudiendo ser sustituida la cantidad A_1 por valores conocidos que expresen en qué proporción puede ser utilizada o aprovechada la capacidad de trabajo del agua.

Según lo visto en el párrafo 8 se obtiene aquí, sustituyendo v por c_3 :

$$A_1 = H - \frac{c_3^2}{2g},$$

que representa la cantidad de trabajo teóricamente producido por cada kilogramo de agua, ya que la energía $\frac{c_3^2}{2g}$ que lleva el agua al salir del rodete es perdida, naturalmente.

Para obtener el aprovechamiento efectivo que en realidad se alcanza, hay que deducir, además de la pérdida de salida $\frac{c_3^2}{2g}$, todas aquellas pérdidas de rozamiento y conducción ρH que tienen lugar en la turbina, de modo que se obtiene una igualdad de la forma:

$$A_t = H - \rho \cdot H - \frac{c_3^2}{2g}.$$

Todas estas pérdidas pueden ser ahora expresadas prácticamente por medio de un coeficiente η_h que lo engloba todo y se llama *rendimiento hidráulico* de la turbina, que se determina por medio de experimentos y que para las turbinas de reacción es aproximadamente:

$$\eta_h = 0,85 \div 0,95.$$

En este coeficiente se incluyen, aparte de todas las pérdidas por rozamientos y torbellinos, también las pérdidas del agua que escapa por el espacio que queda entre las paletas directrices y las del rodete (tanto mayor cuanto mayor sea el grado de reacción o presión), a pesar de que estas últimas pérdidas no reducen el valor de H sino el de Q . Es decir, que en el coeficiente η_h incluimos absolutamente todas las pérdidas que tienen lugar en la turbina.

Resulta, pues,

$$A_t = \eta_h \cdot H$$

y finalmente, sustituyendo en la ecuación (5) alcanzamos la *ecuación fundamental de las turbinas*

$$(7) \quad c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 = \eta_h \cdot g \cdot H$$

o bien en la forma reducida obtenida en la fórmula (6)

$$(8) \quad c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

Esta ecuación sirve de base al cálculo de todas las turbinas, si bien hay que notar que propiamente sólo resulta correcta cuando todos los filetes líquidos son desviados uniformemente, o sea si los álabes están muy próximos. Pero aun en aquellos casos en que esto no ocurre (por ejemplo, en las turbinas-hélice), esta ecuación fundamental ofrece un sencillo camino para investigar las condiciones medias en que se efectúa la circulación del agua.

Si llamamos c_{u1} a la componente de la velocidad c_1 que obra en la dirección de u_1 , o sea al valor $c_1 \cos \alpha_1$, obtendremos la ecuación fundamental en otra forma que es también muy corriente encontrar en la literatura técnica:

$$(9) \quad u_1 \cdot c_{u1} = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

Estas ecuaciones muestran bien claramente que, para el mismo valor de H , se puede conseguir mayor velocidad periférica cuando se escoge c_{u1} pequeño, o sea, si también la velocidad absoluta c_1 es pequeña. Estas turbinas tienen entonces una gran reacción (véase ecuación 1). Recíprocamente, a un aumento de c_1 corresponde una velocidad periférica menor y también una menor reacción. Si se emplea, pues, todo el salto para conseguir una velocidad c_1 máxima, que alcanzaría $c_1 \cong \sqrt{2gH}$, lo cual, aproximadamente, tiene lugar en las turbinas de simple acción, resulta entonces la mínima velocidad periférica posible, que valdrá:

$$u_{1 \min} \cong \frac{c_1}{2} \cong 2,1 \cdot \sqrt{H}$$

como en el capítulo V puede verse con detalle.

B) PRESIÓN POR REACCIÓN DE ACELERAMIENTO Y PRESIÓN DEL CHORRO

1. *Presión por reacción de aceleramiento o reacción del agua.*—Fijémonos primeramente en un depósito fijo como el de la figura 74, a través del cual pasa constantemente una cantidad de agua que representaremos

por Q en metros cúbicos por segundo; llamemos w_1 a la velocidad de entrada, que suponemos vertical, y sea w_2 la velocidad con que sale el agua del depósito, después

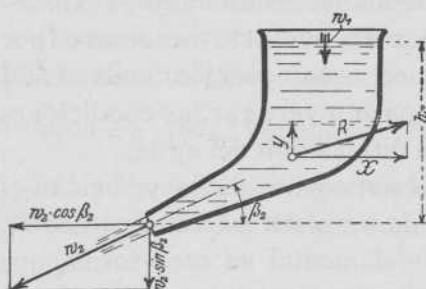


Fig. 74. — Determinación gráfica de la reacción del agua que sale de un depósito fijo

de haber cambiado de dirección. Para acelerar el agua de w_1 a w_2 se requiere, naturalmente, cierta fuerza (en nuestro caso emana de la presión estática) que provoca otra de reacción, igual y contraria, denominada aquí *presión de reacción por*

aceleramiento o simplemente *reacción*, y que designaremos R , la cual obra sobre el depósito mismo y puede calcularse como sigue. Sabemos que

$$\text{fuerza} = \text{masa} \cdot \text{aceleración},$$

o también

$$\text{fuerza} = \frac{\text{masa} \cdot \text{incremento de la velocidad en la dirección de la fuerza}}{\text{tiempo}}$$

Ahora bien, en la dirección horizontal tiene lugar una variación de la velocidad desde 0 hasta $w_2 \cos \beta_2$, mientras que la masa que hay que acelerar en la unidad de tiempo es $\frac{1000 Q}{g}$, estando Q expresado en metros cúbicos por segundo. Con esto, la fuerza necesaria en dirección horizontal para acelerar el agua será:

$$P = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - 0),$$

produciéndose una fuerza, igual y contraria, de reacción que obra sobre el mismo depósito ¹⁾ y vale:

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot w_2 \cdot \cos \beta_2.$$

¹⁾ El producto de la masa por la velocidad w se designa en Mecánica con el nombre de *cantidad de movimiento*.

En dirección vertical tiene lugar un incremento de velocidad de w_1 a $w_2 \text{ sen } \beta_2$, así que, del mismo modo, se obtiene para la reacción vertical:

$$Y = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (w_2 \cdot \text{sen } \beta_2 - w_1),$$

que, según sean los valores de w_1 y w_2 , puede estar dirigida hacia arriba (positiva) o hacia abajo (negativa).

La presión total R ejercida como reacción contra el depósito viene a ser, finalmente:

$$R = \sqrt{Y^2 + X^2}.$$

El punto propio de aplicación de esta fuerza no puede realmente determinarse.

Sea ahora un depósito según la figura 75, análogo a la cámara entre paletas de una *turbina axial de reacción*, el cual se mueve en línea recta con una velocidad u . Supongamos que la velocidad relativa w_1 de entrada del agua forma un ángulo cualquiera β_1 . El agua dentro de la cámara se acelera, como antes, de la velocidad w_1 a la w_2 , para lo cual se requiere una fuerza de aceleración que depende aquí de la diferencia de presión total, entre los puntos de entrada y salida, en la cámara del rodete. La fuerza de aceleración que hemos indicado, origina en seguida contra el depósito una reacción igual a R .

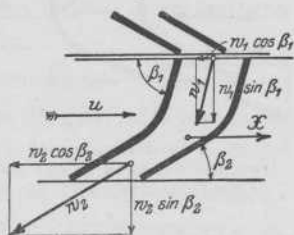


Fig. 75. — Determinación gráfica de la reacción del agua en las celdas del rodete de una turbina axial de reacción.

Como de esta R sólo nos interesa su componente horizontal, que es la que determina el movimiento en la dirección de la velocidad u , procederemos como anteriormente calculando que en la dirección horizontal tiene lugar un incremento de velocidad desde $w_1 \text{ cos } \beta_1$ en la entrada hasta $w_2 \text{ cos } \beta_2$ en la salida, y obtendremos:

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (w_2 \cdot \text{cos } \beta_2 - w_1 \cdot \text{cos } \beta_1).$$

La potencia cedida al depósito será, de esta manera, la siguiente:

$$A = X \cdot u = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot u \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1) \text{ Kgm./seg.}$$

bastando multiplicar la fuerza por el camino recorrido en un segundo, o sea por la velocidad.

2. «Presión del chorro» o presión por cambio de dirección.—Veamos ahora un depósito (fig. 76) semejante a la cámara entre álabes de una turbina de simple acción, el cual suponemos que se mueve en línea recta con la velo-

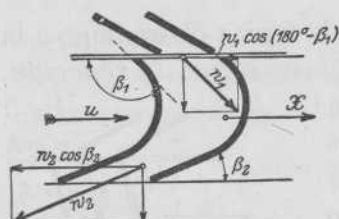


Fig. 76.—Determinación gráfica de la reacción del agua en una turbina de simple acción.

cidad u , mientras que de una boquilla especial sale constantemente el caudal Q dirigido contra las paletas o paredes del citado depósito. Al moverse el agua por este depósito, se efectúa una variación continua de dirección en el chorro, que entra en la dirección w_1 para salir en la w_2 . Los álabes van

ejerciendo como un determinado empuje que obliga al chorro a variar su trayectoria, produciéndose de todos modos una reacción igual y contraria sobre los álabes, reacción cuya componente horizontal es en realidad la fuerza que tiende a mover el depósito en dirección de la velocidad u . Esta componente X se calcula como sigue.

Si se consideran, simplemente, los cambios de dirección del chorro en la paleta se ve que en dirección horizontal ha tenido lugar un incremento o variación de la velocidad que es en la parte superior $-w_1 \cos (180^\circ - \beta_1) = w_1 \cos \beta_1$ y en la parte inferior de la paleta $w_2 \cos \beta_2$. Como la masa de agua desviada en la unidad de tiempo es $\frac{1000 Q}{g}$ se hace

necesaria una fuerza, hacia la izquierda del dibujo, para producir la desviación, que vale

$$\frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1),$$

siendo este mismo valor el de la reacción X que buscamos.

La potencia que puede ser transmitida o cedida al depósito valdrá entonces:

$$A = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot u \cdot (w_2 \cdot \cos \beta_2 - w_1 \cdot \cos \beta_1) \text{ Kgm./seg.}$$

3. *Conclusiones de 1 y 2 aplicables a las turbinas.*—Se deduce de todas estas consideraciones que los conceptos «reacción» y «presión del chorro» dan, exactamente, los mismos valores en las ecuaciones finales. Ambos se traducen en reacciones ejercidas sobre las paletas, presentando entre ellos ligeras diferencias cuando se considera la naturaleza de la reacción producida.

En las *turbinas de reacción* tiene lugar, a causa del aumento de presión entre los puntos de entrada y salida, una aceleración de w_1 a w_2 .

En las *turbinas de chorro* casi no se produce aceleración ninguna, pues el agua se despliega libremente por la paleta, y la velocidad de entrada w_1 se mantiene constante aproximadamente, de modo que $w_2 \cong w_1$. Aquí, en cambio, se hace precisa una *fuerza de desviación* que, para poder alcanzar un valor elevado, necesita a su vez que el ángulo de desviación sea muy grande.

La denominación «turbina de reacción» y hasta la de «turbina de acción» resultan, después de estas consideraciones, como se ve, no muy bien aplicadas y deberían evitarse.

La ecuación fundamental de las turbinas, que se dedujo ya y representa, como se indicó, un trabajo efectuado, debe poderse deducir naturalmente conocidas las fuerzas que actúan sobre la turbina, como resulta de las siguientes reflexiones.

Las consideraciones anteriores indican, claramente, que la forma de la desviación o aceleramiento del agua en los canales del rodete no representa, teóricamente, ningún papel y que más bien hay que atender a la magnitud del

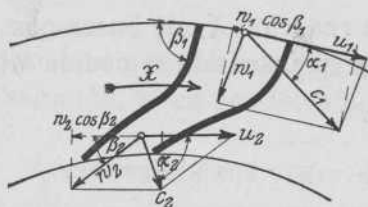


Fig. 77. — Determinación gráfica de la reacción en una turbina radial

incremento o variación de la velocidad desde la entrada hasta la salida de las paletas.

Observando el rodete de una turbina radial (fig. 77) y tomando las velocidades absolutas c_1 y c_2 con que entra y sale, respectivamente, el agua, habría que contar con una variación de velocidad de $-c_1 \cdot \cos \alpha_1$ en la entrada a $-c_2 \cdot \cos \alpha_2$ en la salida, de manera que se obtendría como fuerza tangencial:

$$X = 1000 \cdot \frac{Q}{g} \cdot (c_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot \cos \alpha_2).$$

No se trata, ahora, de un movimiento del rodete en línea recta con la velocidad u , como se supuso en las consideraciones de los apartados 1 y 2, sino de un movimiento circular, por lo cual no se obtendría la potencia por la multiplicación de X por u . A la componente de la velocidad $c_1 \cos \alpha_1$ corresponde la velocidad tangencial u_1 , y a la componente $c_2 \cos \alpha_2$ corresponde la velocidad tangencial u_2 , de modo que la potencia resulta:

$$A = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2);$$

multiplicando cada fuerza por su velocidad, ya que teóricamente el fenómeno se desarrolla como si quitásemos al agua súbitamente, a su entrada en el rodete, la componente de la velocidad $c_1 \cos \alpha_1$ y en su lugar comunicásemos a la rueda en su periferia una potencia $1000 \frac{Q}{g} u_1 c_1 \cos \alpha_1$, al paso que al salir el agua del rodete deberíamos transmi-

tir al agua que sale una potencia de $1000 \frac{Q}{g} u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2$ nuevamente.

Prácticamente no son en verdad posibles los cambios bruscos de velocidad, pues dan lugar a pérdidas por choque y se prefiere una variación lenta y regular, pero para el establecimiento de las ecuaciones resulta indiferente el hacerlo en esta forma.

Como ya anteriormente se dejó sentado que la potencia utilizable vale

$$\text{trabajo por segundo} = \eta_{lh} \cdot 1000 \cdot Q \cdot H,$$

al sustituir este valor obtendremos

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 = \eta_{lh} \cdot g \cdot H,$$

que es precisamente la ecuación general de las turbinas ya conocida.

10. Funcionamiento de las turbinas en saltos de características variables

A) VARIACIÓN DEL NÚMERO DE REVOLUCIONES n

La ecuación fundamental determinada en el punto anterior

$$u_1 \cdot c_{u1} = \eta_{lh} \cdot g \cdot H$$

se refiere a un determinado desnivel H .

En los diferentes tipos de turbinas corresponden a esta altura H cierto número de revoluciones n que dependen del diámetro adoptado para el rodete y de los ángulos de los álabes α_1 y β_1 obtenidos en el paralelogramo de fuerzas construído a la entrada del rodete como más adelante se detallará. Si un rodete ya construído trabaja con otro salto H_1 girará a una velocidad angular n_1 que puede deducirse de la proporción

$$n_1 : n = \sqrt{H_1} : \sqrt{H},$$

pues todas las velocidades y por tanto el número de revoluciones correspondiente varían en razón directa de las raíces cuadradas de las alturas de salto, ya que son de la forma $v = \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$.

Para un salto H_1 reducido a 1 m. obtendríamos el número de revoluciones

$$(1) \quad n_1 = \frac{n}{\sqrt{H}}$$

B) VARIACIÓN DEL CAUDAL Q

Para un rodete conocido se verifica también la proporción

$$\frac{Q_1}{Q} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H}},$$

puesto que al variar la altura del salto, varían todas las velocidades del agua en el interior de la turbina con la raíz cuadrada de H , según la conocida relación $v = \sqrt{2g h}$ que liga a la velocidad con el desnivel, y luego, suponiendo la misma sección de salida o sea que permanezca ésta constante, resultan los caudales o gastos proporcionales a la velocidad y por tanto a la raíz cuadrada de las alturas.

Para $H_1 = 1$ m. tendríamos el caudal específico, o sea referido al salto unidad que valdrá:

$$(2) \quad Q_1 = \frac{Q}{\sqrt{H}}$$

C) VARIACIÓN DE LA POTENCIA N

La potencia efectiva de una turbina se determina, como sabemos, por la fórmula:

$$N = \frac{1000 \cdot Q \cdot H \cdot \eta}{75}$$

Si esta turbina funcionase con un salto de H_1 en lugar de H , la potencia N_1 que se obtendría podría deducirse de la proporción:

$$\frac{N_1}{N} = \frac{Q_1 \cdot H_1}{Q \cdot H};$$

pero teniendo en cuenta que, según lo dicho en el apartado anterior, $\frac{Q_1}{Q} = \frac{\sqrt{H_1}}{\sqrt{H}}$, también podemos escribir:

$$\frac{N_1}{N} = \frac{\sqrt{H_1} \cdot H_1}{\sqrt{H} \cdot H} = \frac{\sqrt{H_1^3}}{\sqrt{H^3}}$$

Refiriendo estas consideraciones al salto-unidad $H_1=1$, la potencia específica sería:

$$(3) \quad N_1 = \frac{N}{\sqrt{H^3}}$$

De las consideraciones expuestas en A), B) y C) se desprende la manera de funcionar una turbina cuando se encuentra sometida a condiciones diversas, y estaremos

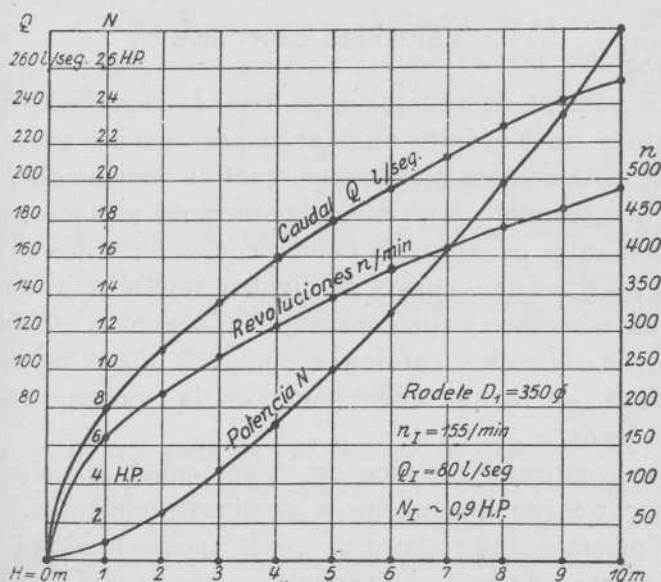


Fig. 78

en situación de apreciar las posibilidades de utilizar un determinado rodete con diferentes saltos, caudales y potencias desde luego en circunstancias normales de carga y de admisión y sin considerar las modificaciones que introduce

el mecanismo regulador, ya que éste puede hacer variar entre límites muy grandes tanto el caudal de agua admitido como la potencia producida (véase párrafo 16).

Con todos estos valores para un rodete ya determinado podemos construir un gráfico análogo al de la figura 78, en el que se han representado las revoluciones n por minuto, los caudales Q en litros por segundo y las potencias N , que pueden obtenerse con una pequeña turbina *Francis* de 350 mm. de diámetro de rodete, funcionando con desniveles H comprendidos entre 0 y 10 m.

En el diagrama se ve que la turbina en cuestión con $H=1$ m. sólo produce $N_1=0,9$ caballos con $n_1=155$, al paso que con $H=6$ m. obtenemos $N=13$ caballos y $n=380$ por minuto.

11. Velocidad específica n_s

El número de revoluciones llamado *específico* representa hoy un elemento auxiliar imprescindible para proyectar instalaciones hidráulicas, pues da indicaciones precisas que permiten determinar las turbinas más adecuadas para un salto de altura y caudal conocidos. Aparte esto, todos los tipos de turbinas se dividen según su velocidad angular específica y ello constituye la base para establecer series de rodetes y catálogos con toda clase de características, en lo que cabe hacer en la construcción de las turbinas.

Se comprende la idea de la velocidad específica al comparar el funcionamiento de turbinas semejantes.

Tomemos dos rodetes de construcción análoga pero de diámetro distinto, D_1' para el primero y D_1 para el segundo, y hagámoslos funcionar en el mismo salto, con lo que, siendo la misma la velocidad tangencial, el número de revoluciones será inversamente proporcional al diámetro. Así, tenemos:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{D_1'}{D_1}$$

Como los caudales de agua que pasarán por los rodetes, no variando H , crecerán con el cuadrado del diámetro, se verifica también:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{D_1'}{D_1} = \frac{\sqrt{Q_1}}{\sqrt{Q}}$$

y, multiplicando los dos términos del quebrado por \sqrt{H} , sale, finalmente:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{\sqrt{Q_1} \sqrt{H}}{\sqrt{Q} \sqrt{H}} = \frac{\sqrt{N_1}}{\sqrt{N}}$$

Con la misma altura de salto los números de revoluciones de dos turbinas semejantes resultan inversamente proporcionales a las potencias desarrolladas por las mismas.

La velocidad angular n de una turbina que diese exactamente $N = 1$ caballo podría obtenerse de la velocidad n_1 de otra turbina semejante de potencia conocida N_1 según la proporción:

$$\frac{n}{n_1} = \frac{\sqrt{N_1}}{\sqrt{1}}$$

suponiendo, naturalmente, que las dos turbinas trabajasen con el mismo salto.

Refiriendo esto finalmente al salto-unidad, o sea en que $H_1 = 1$ m., se obtiene:

$$(4) \quad n_s = n_1 \cdot \sqrt{N_1};$$

n_1 y N_1 tienen aquí los valores que se han deducido en las fórmulas (1) y (3) y su producto n_s representa la *velocidad angular específica*, la cual podemos definirla como el número de revoluciones que daría una turbina semejante a la que buscamos y que diese precisamente un caballo de potencia con un desnivel de $H = 1$ m.

Al sustituir los valores de (1) y (3) en la anterior fórmula resulta:

$$n_s = \frac{n}{\sqrt{H}} \cdot \frac{\sqrt{N}}{\sqrt{H^3}}$$

o mejor

$$(5) \quad n_s = n \frac{\sqrt{N}}{H \cdot \sqrt[4]{H}}$$

Como ya se explicó en el párrafo 6, se construyen hoy solamente tres tipos de turbinas: ruedas tangenciales, turbinas *Francis* y turbinas-hélice.

Las ruedas tangenciales se emplean para grandes desniveles y caudales relativamente pequeños. El número de revoluciones resulta relativamente pequeño (véase capítulo V).

Las turbinas *Francis* se emplean en las condiciones más diversas, para desniveles pequeños y medianos hasta $H=150$ m. y más y para toda clase de caudales aun los mayores. Como se detalla en el capítulo III, se construyen turbinas *Francis* con rodets de marcha lenta, normales rápidos y *express*, diferenciándose unos de otros por la forma de la rueda y de las paletas.

Las turbinas-hélice o *Kaplan* se utilizan en los pequeños desniveles para grandes caudales y alcanzan las mayores velocidades (véase capítulo IV).

Para estos tres tipos de turbinas, hoy en uso, se indican en el cuadro adjunto las velocidades angulares específicas n_s correspondientes.

n_s	TIPO DE TURBINA
12 ÷ 30	Rueda tangencial con una boquilla
30 ÷ 50	Rueda tangencial con varias boquillas
50 ÷ 100	<i>Francis</i> marcha lenta (fig. 86)
100 ÷ 200	<i>Francis</i> normales (fig. 79)
200 ÷ 300	<i>Francis</i> rápidas (fig. 81)
300 ÷ 500	<i>Francis express</i> (fig 84) o rápidas gemelas (fig. 150)
500 ÷ 800	Turbina Kaplan o hélice

El empleo de las velocidades específicas se comprende mejor a la vista de algunos ejemplos.

1. Conocidos la altura y el caudal disponibles para

una instalación que se ha de hacer, buscar la turbina más adecuada para un *determinado número de revoluciones*.

Tenemos, por ejemplo, $H = 8$ m. y un caudal $Q = 55$ m³/seg. Las turbinas deben en lo posible girar a razón de $n = 150$ por minuto.

La potencia total alcanza a unos $N = 10 \cdot Q \cdot H = 4400$ caballos. De la fórmula (5) se deduce

$$n_s = 150 \cdot \frac{\sqrt{N}}{8 \cdot \sqrt[4]{8}} = 150 \cdot \frac{\sqrt{N}}{13,6} = 11 \cdot \sqrt{N}.$$

Si adoptamos, pues, unidades de 400 caballos resultaría

$$n_s = 11 \cdot \sqrt{400} = 220,$$

o sea, de acuerdo con la tabla anterior, deberíamos proyectar turbinas *Francis* con rodete rápido.

Si preferimos unidades de mayor potencia, por ejemplo, 1100 caballos, entonces obtendremos

$$n_s = 11 \cdot \sqrt{1100} = 365,$$

o sea que debemos emplear turbinas *express*.

Si queremos, finalmente, instalar sólo dos turbinas (aparte otra de reserva), como es hoy práctica muy corriente en centrales eléctricas, resultarían potencias unitarias de 2200 caballos y entonces

$$n_s = 11 \cdot \sqrt{2200} = 515,$$

lo que indica que deberíamos recurrir a una turbina-hélice.

2. Conocidos la altura y el caudal, se desea saber el tipo de turbina más adecuado cuando existe la posibilidad de emplear diferentes velocidades.

Datos $H = 40$ m. $Q = 0,2$ m³, lo que nos da $N = 80$ caballos con un rendimiento $\eta = 0,75$.

Resulta de todo esto

$$n_s = n \cdot \frac{\sqrt{80}}{40 \cdot \sqrt[4]{40}} = 0,09 \cdot n.$$

Si vamos ahora calculando n_s para diferentes valores de n obtenemos:

- Para $n = 100/\text{min.}$, $n_s = 9$, valor absurdo, que no puede tomarse en consideración,
 $n = 200/\text{min.}$, $n_s = 18$, o sea rueda tangencial con una boquilla,
 $n = 400/\text{min.}$, $n_s = 36$, o sea rueda tangencial con dos boquillas,
 $n = 600/\text{min.}$, $n_s = 54$, o sea turbina Francis marcha lenta,
 $n = 1200/\text{min.}$, $n_s = 108$, o sea turbina Francis normal.

Si la cuestión primordial que nos interesa es obtener una instalación sencilla, nos decidiremos por una rueda tangencial; en cambio, si se desea un elevado número de revoluciones como sería el caso si queremos accionar un generador eléctrico, proyectaremos una turbina *Francis*. Esto lo podemos resolver en cada caso según las especiales circunstancias del mismo.

3. Conocidos el salto y el caudal, se desea saber qué turbina podemos emplear para obtener la máxima velocidad angular.

Sea, por ejemplo, $H = 10 \text{ m.}$, $Q = 3 \text{ m}^3/\text{seg.}$ y por tanto $N \cong 320$ caballos.

De la fórmula se obtiene

$$n = n_s \cdot \frac{H \cdot \sqrt[4]{H}}{\sqrt{N}} = n_s \cdot \frac{17,8}{17,8} = n_s$$

y entonces

- a) Turbina Francis normal con $n_s = 150$, dará $n = 150/\text{min.}$
- b) Turbina Francis rápida con $n_s = 250$, dará $n = 250/\text{min.}$
- c) Turbina Francis *express* con $n_s = 450$, dará $n = 450/\text{min.}$

La última turbina es la que permite obtener un número de revoluciones más elevado y por tanto una instalación más reducida, toda vez que dada la altura del salto $H = 10 \text{ m.}$ debemos desde luego renunciar al empleo de una turbina-hélice (véase más adelante, párrafo 21).

CAPÍTULO III

Turbinas Francis

12. Formas constructivas

La turbina *Francis*, como ya se indicó en el anterior capítulo, puede construirse en el tipo lento, normal, rápido

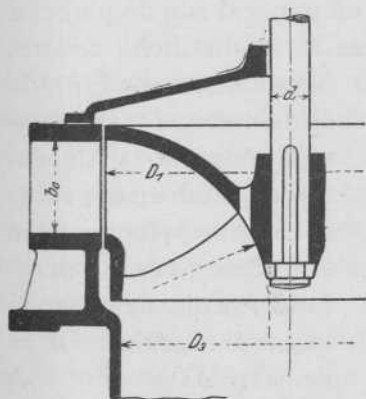


Fig. 79. — Turbina *Francis* moderna, de velocidad normal

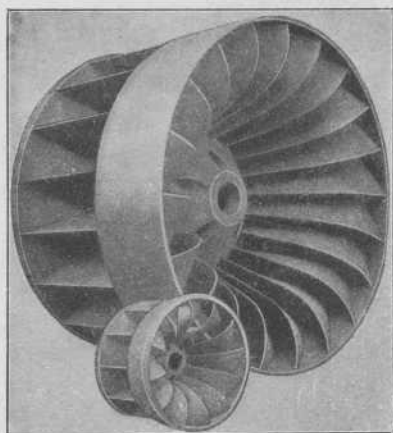


Fig. 80. — Rodetes de turbinas *Francis* modernas, de velocidad normal

y *express*, diferenciándose unas de otras en la forma del rodete.

El tipo normal (figs. 79 y 80) tiene un rodete en el cual el diámetro de entrada D_1 es ligeramente superior al del tubo de aspiración D_3 . El agua atraviesa las dos coronas del rodete y es desviada de la dirección radial con que

sale de los álabes directores, a la axial, con la cual entra en el tubo de aspiración. Entre las dos coronas del rodete

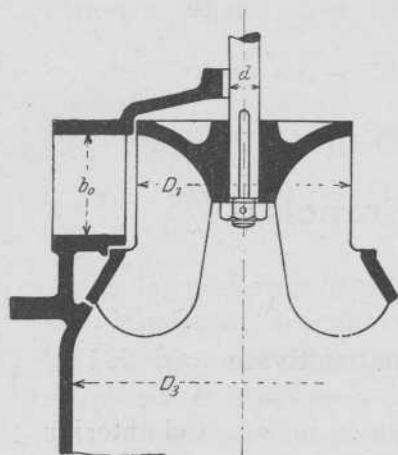


Fig. 81

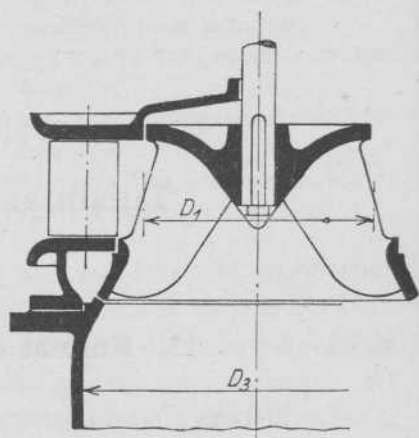


Fig. 82

se fijan las paletas o álabes que en general son de plancha de acero y se hallan aprisionadas al fundir dicho rodete.

Según se haya adoptado el diámetro D_1 en relación con D_3 y dependiendo también del valor del ángulo β_1 (entrada en el rodete, véase párrafo 13), se alcanza una velocidad específica $n_s = 100 \div 200$.

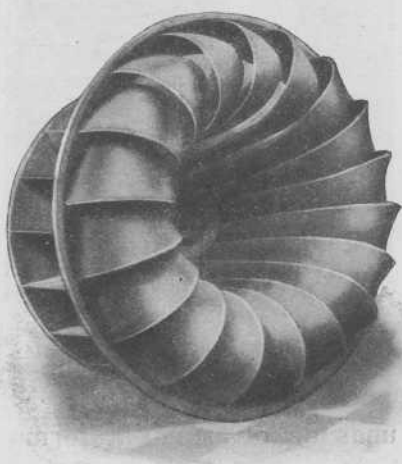


Fig. 83

Mayores velocidades para la misma altura de salto se obtienen con las turbinas rápidas (figs. 81, 82 y 83), llegando a valores de $n_s = 200 \div 300$.

El diámetro del rodete resulta menor que el del tubo de aspiración y el cambio de dirección del agua se efectúa más bruscamente

que en las turbinas normales, sobre todo en los tipos en que la corona exterior del rodete se presenta oblicua. El ángulo de entrada β_1 se dispone en general con un valor inferior al de los rodetes normales, lo cual, agregado a la disminu-

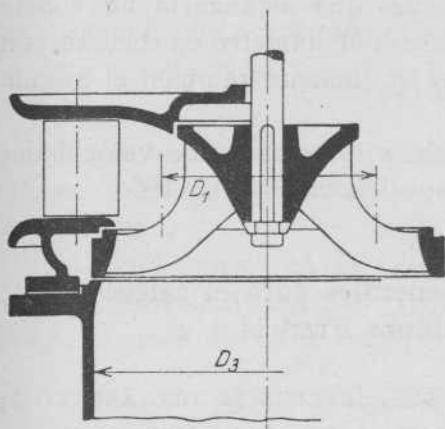


Fig. 84

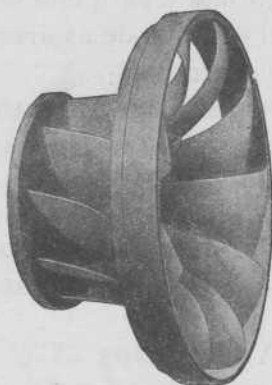


Fig. 85

ción del diámetro, contribuye a que se aumente el número de revoluciones (párrafo 13). Así como en las turbinas normales el agua al salir de la corona fija pasa inmediatamente al rodete, en las rápidas se deja ya de propósito un espacio o huelgo bastante grande entre el rodete y las paletas directrices, sin que tenga ello ninguna influencia sobre el rendimiento.

Con la tendencia a ir aumentando cada vez más la velocidad y acortar al propio tiempo los álaves del rodete a fin de disminuir los rozamientos, se ha llegado finalmente a formas de rodete (figs. 84 y 85) que se designan con el nombre de *express*. Se llega en estos rodetes a velocidades específicas de $n_s = 300 \div 500$. El agua entra como antes en dirección radial y recorre cierto espacio sin paletas antes de alcanzar la entrada del rodete. Como en todo ese espacio se suprime en absoluto el rozamiento con las paletas, se consigue una elevación



Fig. 86. — Rodete de una turbina Francis «lenta», para gran salto.

del rendimiento. Como se ve bien en la figura 85, las paletas forman un ángulo agudo con la dirección de la marcha.

En los grandes saltos se emplean finalmente los rodetes lentos (fig. 86). Con ellos se tiende a disminuir el crecido número de revoluciones que alcanzaría un rodete normal y para ello se aumenta el diámetro en relación con el del tubo de aspiración y se aumenta también el ángulo de entrada β_1 .

Se llega de este modo a los valores de velocidades específicas más pequeños posibles $n_s = 50 \div 100$.

13. Fundamentos generales para el cálculo de las turbinas Francis

A) ENTRADA EN EL RODETE. INFLUENCIA DEL ÁNGULO β_1 SOBRE LA FORMA DE LOS ÁLABES Y LA VELOCIDAD

Como ecuación fundamental para el cálculo de una turbina hemos deducido ya en el párrafo 9:

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \gamma_{lh} \cdot g \cdot H,$$

que también se emplea en la forma

$$u_1 \cdot c_{u1} = \gamma_{lh} \cdot g \cdot H$$

si se supone que el ángulo de salida α_2 que forma la velocidad absoluta c_2 difiere poco de 90° , como ya se hizo notar.

El rendimiento hidráulico puede muy bien aceptarse en turbinas modernas

$$\gamma_{lh} = 0,85 \div 0,95.$$

Es de gran influencia sobre la velocidad tangencial y por tanto sobre el número de revoluciones de una turbina *Francis* la determinación del ángulo β_1 de entrada en el rodete.

a) En turbinas normales (fig. 79) se adopta por lo regular $\beta_1 = 90^\circ$, y como el paralelogramo de la figu-

ra 87 deja ver $c_1 = \frac{u_1}{\cos \alpha_1}$, lo cual sustituido en la ecuación principal dará

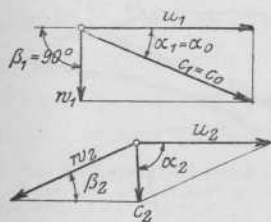
$$u_1^2 = \eta_h \cdot g \cdot H,$$

en el caso de que aceptemos $\eta_h = 0,88$ resulta:

$$u_1 = 2,94 \cdot \sqrt{H},$$

que es a lo que se reduce la ecuación para una turbina en el caso de que $\beta_1 = 90^\circ$, con lo cual se simplifican mucho los cálculos.

El agua entra con la velocidad relativa w_1 en las paletas del rodete (fig. 89), recibe allí una aceleración siendo además desviada de su dirección y sale finalmente



Figs. 87 y 88.—Paralelogramo de velocidades a la entrada y a la salida del rodete de una turbina Francis de velocidad normal.

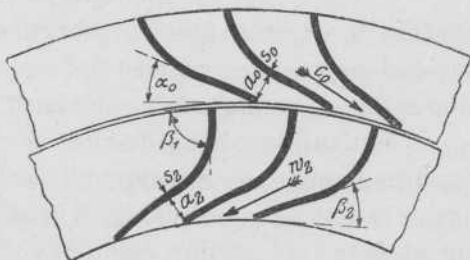


Fig. 89.—Corte horizontal de la corona directriz y del rodete de una turbina Francis de velocidad normal.

con la velocidad w_2 bajo el ángulo β_2 . La forma de las paletas está determinada en su parte principal por los ángulos de entrada y salida que a su vez se deducen de los paralelogramos de velocidades.

b) Si se disminuye el ángulo β_1 se obtiene para los mismos valores de H y de α_1 un valor menor para c_1 , pero en cambio resulta mayor la velocidad tangencial u_1 toda vez que la ecuación fundamental sigue cumpliéndose.

Obtenemos ahora el paralelogramo en la forma que representa la figura 90 y para turbinas rápidas se llega

hasta $\beta_1 = 45^\circ$, con lo cual si adoptamos para α_1 unos 35° resulta:

$$u_1 = 3,9 \cdot \sqrt{H}.$$

Rebajando aún más el valor de β_1 hasta unos 25° y elevando a la vez α_1 podemos alcanzar como máximo

$$u_1 \leq 5 \cdot \sqrt{H}.$$

Los conductos entre las paletas resultan entonces muy largos y estrechos, como indica la figura 91, y como consecuencia las pérdidas por rozamiento son relativamente altas, lo que empeora el rendimiento. Los rodetes trabajan en este caso,

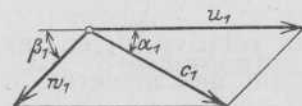


Fig. 90

como ya se indicó al final del

párrafo 9, A, con mucha sobrepresión o reacción, produciéndose grandes aceleraciones en los conductos.

Resultados obtenidos recientemente en ensayos experimentales sobre la circulación del agua, han demostrado no ser preciso que el agua sea guiada a la salida entre dos paletas paralelas como se representa en las figuras 89 y 91. Es suficiente mantener en el punto de salida el ángulo β_2 y puede sin inconveniente ascender la paleta lo más recto posible (figura 92), con lo que

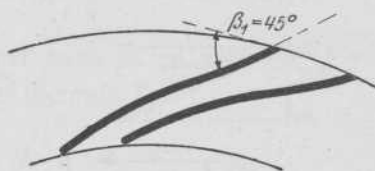


Fig. 91. — Corte horizontal del rodete de una turbina Francis «rápida»

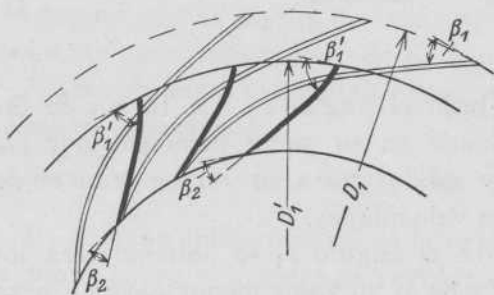


Fig. 92

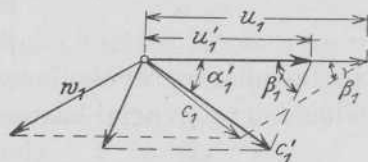
se consigue un ensanchamiento del conducto y un aumento en el rendimiento. Para evitar en lo posible los conductos

entre dos paletas paralelas como se representa en las figuras 89 y 91. Es suficiente mantener en el punto de salida el ángulo β_2 y puede sin inconveniente ascender la paleta lo más recto posible (figura 92), con lo que

estrechos y largos se desplaza también hacia adentro el borde de la paleta del rodete y se deja así entre la corona directriz y el rodete un espacio sin paletas que, como ya se expuso, no dificulta, sino que, por el contrario, influye favorablemente en la circulación.

Como la ecuación fundamental no se halla ligada a ningún diámetro determina-

do para una altura fija H resulta el producto $u_1 \cdot c_{u1} =$ constante, y por lo tanto si rebajamos los valores de u_1 se obtienen valores mayores para c_{u1} y el paralelogramo



se modifica según indica la figura 93 al adoptar para el rodete un diámetro D'_1 en lugar de D_1 (fig. 92).

Al diámetro D'_1 le corresponde el valor β'_1 . Los álabes se hacen más cortos y reciben una curvatura muy sencilla, con lo que mejora la circulación del agua.

Ensayos sobre la circulación del agua en espacios donde no existen paletas han puesto en evidencia la ventaja que hay en disponer el ángulo de entrada en el rodete algo mayor que el valor calculado β_1 . Con esto se consigue acomodar mejor la dirección de las paletas al recorrido efectuado por los filetes líquidos.

Ejemplo.—Deseamos proyectar una turbina rápida para $H = 5$ m. El diámetro del rodete lo suponemos de momento $D_1 = 600$ mm. y la velocidad tangencial $u_1 = 4,5 \sqrt{H}$.

Se obtiene con estos datos $u_1 = 4,5 \sqrt{5} = 10$ m./seg. y la velocidad angular

$$n = \frac{60 \cdot 10}{D_1 \cdot \pi} = 320/\text{min.}$$

Por la ecuación fundamental $u_1 \cdot c_{u1} = \eta_h \cdot g \cdot H$, y si consideramos $\eta_h = 0,88$ resulta $u_1 \cdot c_{u1} = 0,88 \cdot 9,81 \cdot 5 = 43,3$, con lo cual

$$c_{u1} = c_1 \cdot \cos \alpha_1 = \frac{43,3}{10} = 4,33 \text{ m./seg.}$$

Si dibujamos el paralelogramo o triángulo de entrada (figura 94) y suponemos $\alpha_1 = 40^\circ$, resultará $\beta_1 = 30^\circ$, lo que daría lugar naturalmente a canales muy largos.

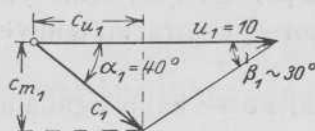


Fig. 94

Si desplazamos o retiramos el borde de las paletas hacia el interior y se reduce el diámetro, por ejemplo, hasta $D'_1 = 450$ mm.

con las mismas revoluciones que antes, nos resultará una velocidad tangencial bastante menor, que será:

$$u'_1 = u_1 \cdot \frac{D'_1}{D_1} = 10 \cdot \frac{45}{60} = 7,5 \text{ m./seg.},$$

lo que correspondería a $u'_1 = 3,3 \sqrt{H}$.

Como $u_1 \cdot c_{u1} = 43,3$ se sigue verificando para el nuevo valor del diámetro

$$c_{u'_1} = 43,3 : 7,5 = 5,8 \text{ m./seg.}$$

El triángulo toma ahora la forma de la figura 95, viéndose que el ángulo de la paleta aumentó hasta ser $\beta'_1 = 70^\circ$.

Prácticamente, daríamos a esta paleta, teniendo en cuenta lo manifestado antes sobre la conveniencia de aumentar ligeramente el valor obtenido por el cálculo, un ángulo de entrada de 75° .

La altura del triángulo y con ella también el nuevo ángulo α'_1 (figura 95) se deducen de la que podríamos llamar componente meridiana c'_{m1} y ésta se obtiene a su vez por la superficie de entrada del rodete.

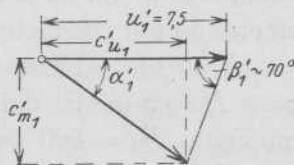


Fig. 95

Si continuamos disminuyendo el ángulo β_1 podría irse aumentando el número de revoluciones, que habíamos calculado en este ejemplo valía $n = 320$. Así, pues, con valores pequeños de β_1 y disminución del diámetro exterior del rodete en la forma expresada en la figura 84, se consigue mayor rapidez y se puede llegar a valores de $n_s = 300 \div 500$.

c) Si, por el contrario, aumentamos el ángulo β_1 , se obtiene una velocidad tangencial más reducida y el rodete correspondiente es del tipo *lento*.

Prácticamente podemos llegar hasta $\beta = 135^\circ$, con lo que resulta como valor mínimo:

$$u_1 = 2,1 \cdot \sqrt{H}.$$

Esta turbina es en realidad una turbina de chorro, o sea que el agua discurre siempre con la misma presión a través del rodete y los álabes resultan de la forma representada en la figura 97, en la que se da un refuerzo o mayor espesor a los álabes a fin de que su cara posterior guíe mejor el chorro, que pasa deslizando en contacto con ambas paredes; sin esta circunstancia el chorro se desligaría de la cara posterior de los álabes formándose remolinos y muchas veces fuertes corrosiones de las paletas. El paralelogramo toma la forma de un rombo (fig. 96).

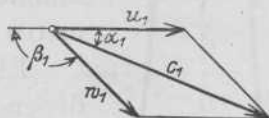


Fig. 96

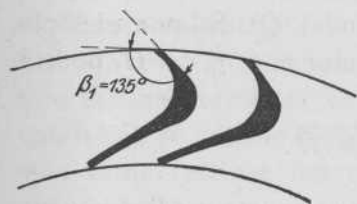


Fig. 97. — Corte horizontal del rodete de una turbina *Francis* «lenta»

El valor más pequeño de la velocidad específica $n_s = 50$ se alcanza con un gran diámetro de rodete D_1 (fig. 86) y un gran valor de β_1 . (Más detalles sobre cálculo de la anchura de los álabes, determinación del número de ellos, así como de su forma, etc., pueden verse en los párrafos 14 y 15.)

B) SALIDA DEL RODETE Y TUBO DE ASPIRACIÓN

(kavitación)

A la salida del rodete se determina el ángulo de la paleta β_2 por el paralelogramo de la figura 88, formado por las tres velocidades u_2 , c_2 y w_2 . La velocidad u_2 puede

calcularse para cualquier punto de salida de la paleta, ya que depende de u_1 y de la situación del punto de referencia en el diámetro de entrada D_1 . La velocidad absoluta c_2 se toma, en general, perpendicular a u_2 , al menos para los valores de admisión con los cuales deseamos conseguir el mejor rendimiento (véase C). Al pasar el agua al tubo de aspiración varía su velocidad un tanto en magnitud y en dirección. La velocidad al comienzo del tubo de aspiración

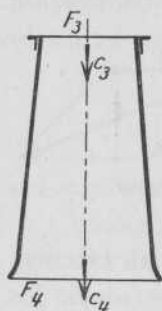


Fig. 98

se designa por c_3 y conociéndola y conocido también el caudal Q puede hallarse el diámetro del tubo de aspiración D_3 .

El valor de la velocidad de salida c_3 depende del desnivel, de la forma del rodete y de la del tubo de aspiración.

En rodetes normales y lentos se calcula c_3 en función del desnivel, alcanzando del 3 al 8 % del valor de H , y se toman los valores más bajos para velocidades específicas pequeñas y para grandes valores de H (referido, desde luego, a todo el caudal Q). Si, por ejemplo, consideramos que se toma por valor el 6 % de H , podríamos escribir:

$$c_3 \sim \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,06 \cdot H}.$$

En el tubo de aspiración, que se construye ligeramente cónico (fig. 98), se recupera una parte de la energía dinámica del agua, ya que la pérdida efectiva no se expresa en función de c_3 sino de c_4 , y referida a 1 Kg. de agua valdrá teóricamente $\frac{c_4^2}{2g}$.

Al tubo de aspiración se le dan a menudo pendientes de 1 : 10 hasta 1 : 20 con respecto a su eje, o sea conicidad de 1 : 5 hasta 1 : 10. Si se trata, por ejemplo, de un rodete normal en que $D_3 = 1$ m., resulta $F_3 = 0,78$ m², y si damos al tubo de aspiración una longitud de 2 m. y va ensanchando éste como un cono de 1 : 5 resultará en 2 m. $D_4 = D_3 + \frac{2}{5} =$

$= 1,4$ m. El área de la sección será ahora de $F_4 = 1,54$ m², o sea, que la velocidad c_4 es solamente la mitad de c_3 y la pérdida de energía se reduce asimismo a la mitad. La recuperación efectiva de energía por medio del tubo de aspiración alcanza en tubos alargados un 90 % del valor teórico, como se ha comprobado por ensayos prácticos. Por esto se habla algunas veces del rendimiento del tubo de aspiración.

En rodetes rápidos en los cuales se adoptan los valores mínimos posibles para el diámetro y en que también H es pequeño, se admiten porcentajes más elevados de H para calcular c_3 . En este caso y referido siempre a todo el

caudal Q , se supone como valor 10 a 25 % y hasta valores más altos (véanse las turbinas-hélice en que se llega al 40 %).

El tubo de aspiración debe construirse en estos casos con un gran ensanchamiento, como indica, por ejemplo, la figura 99 en que se ve un codo de aspiración ahuecado en la propia cimentación de la central.

En un rodete *express*, tomaremos, por ejemplo, 25 % de H y si vale $H = 5$ m. se obtiene:

$$c_3 \sim \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,25 \cdot 5} = 5 \text{ m./seg.}$$

Si se ensancha el tubo de aspiración desde F_3 hasta F_4 que suponemos cuatro veces mayor, resulta entonces $c_4 = 1,25$ m./seg. y en correlación con ello una pérdida relativamente pequeña.

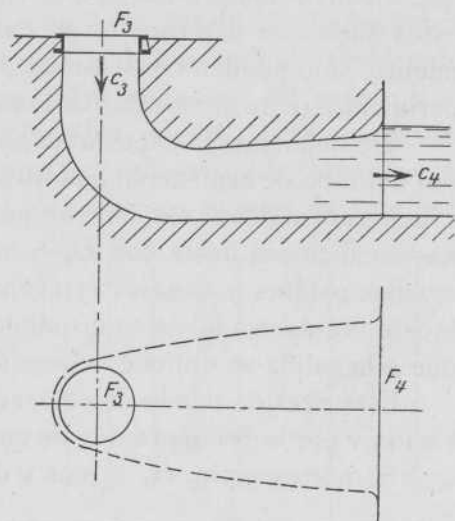


Fig. 99

Recientes experimentos han evidenciado que el ensanchamiento del tubo de aspiración puede elevarse sin inconveniente hasta que sea la sección ocho veces mayor, desde luego aumentando también la longitud del tubo. El rendimiento bajo el cual se efectúa la recuperación de la energía, alcanza siempre hasta el 80%. La forma correcta de estos tubos de aspiración, su curvatura y su ensanchamiento, sólo pueden conseguirse después de profundos experimentos (compárense las formas de las turbinas *Kaplan*).

De importancia especial es también conocer la longitud del tubo de aspiración o la altura de aspiración H_s . En rodets normales se encuentran muchos trabajando en buenas condiciones hasta con $H_s = 6$ m. En estas ruedas con muchas paletas y canales estrechos se obtiene una circulación regularizada y una disminución de presión, en forma que a la salida se obtiene la presión menor.

Esta presión puede calcularse por las alturas de aspiración y por la recuperación de energía.

Si, por ejemplo, $H_s = 3$ m. y de acuerdo con el ejemplo anterior $c_4 = 1,25$, $c_3 = 5$ m./seg., se obtiene $\frac{c_4^2 - c_3^2}{2g} = -1,2$ m., de forma que en el comienzo del tubo de aspiración habrá una depresión $h_3 = -(3 + 1,2) = -4,2$ m.

El desarrollo de las turbinas rápidas ha hecho que se vaya prescindiendo de los tipos con canales largos y estrechos entre los álabes, demostrándose a la vez que es arbitrario hablar de una circulación regular del agua y de la distribución de la presión entre dos paletas. En la superficie superior de la paleta existe una presión bastante más elevada que en la superficie inferior, y con valores relativamente pequeños de H_s pueden presentarse presiones bajas, inferiores a la tensión del vapor de agua. Ello da lugar a la formación de espacios huecos o «kavitación». En estos huecos se desprenden burbujas de vapor de agua que provocan en poco tiempo corrosiones muy fuertes de las paletas. Además se disminuye la potencia y en muchos casos se producen ruidos como estallidos.

Así, pues, la ganancia en el rendimiento puede conseguirse disponiendo pocas paletas y cortas a expensas del peligro de kavitación; este último se elimina en cambio con canales largos y estrechos que conducen bien el agua a costa del efecto útil.

Numerosos experimentos realizados en laboratorios de ensayo, principalmente por las casas Voith, de Heidenheim, y por Escher, Wyss y Compañía, de Zurich, han establecido la dependencia que existe entre la forma del rodete y la altura de aspiración H_s admisible, que se condensa en una fórmula, dada por el profesor *Thoma*, de Munich. Si B representa la presión del aire en metros de columna de agua que corresponden a la presión barométrica, la altura de aspiración máxima permitida será:

$$H_s = B - \sigma \cdot H.$$

El coeficiente de kavitación σ se determina experimentalmente y puede estimarse de momento como

comprendido entre los límites 0,04 y 0,5. La curva de la figura 100 representa la variación de σ en función de la velocidad específica n_s . A la derecha del gráfico se aplicarían las turbinas-hélice de acuerdo con la clasificación establecida en el capítulo IV.

De la fórmula se deduce que H_s disminuye al crecer H y también al crecer n_s que hace aumentar el valor de σ .

Si, por ejemplo, $H = 20$ m. y en un lugar cuya presión atmosférica es $B \sim 10$ m. se instala una turbina rápida de $n_s = 260$, la altura de aspiración no debe pasar de

$$H_s = 10 - 0,2 \cdot 20 = 6 \text{ m.}$$

En una turbina *express* de $n_s = 430$ esta altura se disminuiría hasta

$$H_s = 10 - 0,48 \cdot 20 = 0,4 \text{ m.,}$$

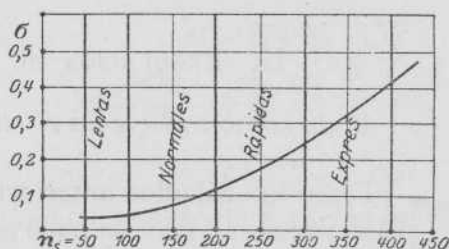


Fig. 100

o sea que sería prácticamente imposible la instalación de la referida turbina.

En sitios elevados donde la presión barométrica es pequeña se obtienen naturalmente valores aun más reducidos para H_s . A la altura de 2500 m. tenemos, por ejemplo, $B = 7,6$ m. Si aquí queremos instalar una turbina normal en un salto de $H = 100$ m. nos resulta:

$$H_s = 7,6 - 0,07 \cdot 100 = 0,6 \text{ m.}$$

En este caso resulta imposible la instalación de una turbina normal y deberíamos por tanto buscar un tipo de turbina lenta ¹⁾.

C) REGULACIÓN DE LAS TURBINAS

Modo como influye en el cálculo de las mismas

Todos los cálculos anteriormente establecidos son de carácter general, pero se hace preciso considerar también las circunstancias en que se efectúa la regulación, ya que en la actualidad todas las turbinas *Francis* son regulables y además sin excepción emplean la regulación por medio de paletas directrices giratorias (párrafo 16).

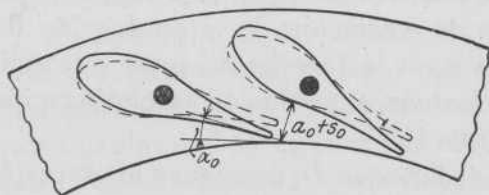


Fig. 101

Si las paletas directrices giran se modifica, como indica la figura 101, el ancho o espacio

entre paletas, con lo cual se reduce la sección libre para el agua y ésta circula en menor cantidad; pero al mismo

¹⁾ Los efectos de corrosión se han atribuido en muchas ocasiones a corrientes eléctricas derivadas o inducidas de las dinamos o excitatrices en las centrales hidráulicas. Estas corrientes originan efectos de electrólisis al cerrar circuitos por las partes metálicas y el agua a veces de efectos rapidísimos, dándose casos de rodetes inutilizados en menos de un año. Es un asunto del más alto interés. — (N. DEL T.)

tiempo se varía también el ángulo α_0 . Proporcionalmente al caudal que ha disminuído deben también disminuir las velocidades relativas w_1 y w_2 , ya que las secciones del rodete conservan el mismo valor.

La dirección de w_1 y de w_2 se conserva la misma, ya que viene determinada por los ángulos β_1 y β_2 del rodete. Las velocidades tangenciales u_1 y u_2 deben conservar tanto su dirección como su valor, ya que esto constituye precisamente el objeto de la regulación (párrafo 16).

Con esto se obtiene una variación en el paralelogramo del modo que indican las figuras 102 y 103. Los ángulos y

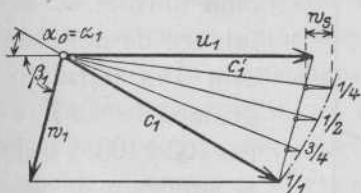


Fig. 102

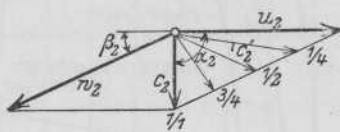


Fig. 103

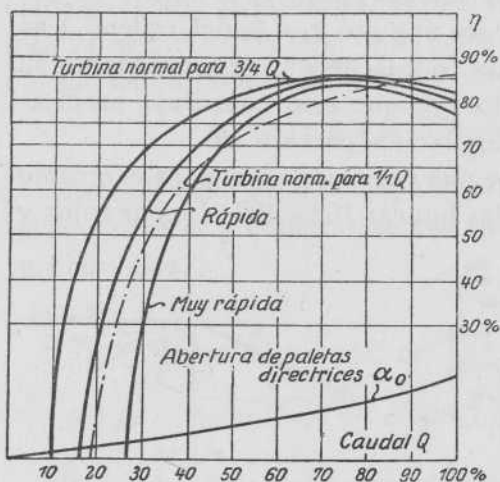
las velocidades satisfacen también ahora a la ecuación fundamental, si bien debemos escribir ésta en su forma más general:

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 - c_2 \cdot u_2 \cdot \cos \alpha_2 = \eta_h \cdot g \cdot H,$$

toda vez que el ángulo α_2 al funcionar el regulador se aparta cada vez más del valor de 90° . Por el cálculo se demuestra que c_1 va creciendo al disminuir el ángulo de la paleta α_0 . Así, por ejemplo, con $1/4$ de admisión la velocidad absoluta de entrada aumenta hasta el valor c'_1 . Como w_1 debe conservar su dirección, pero se ha reducido a $1/4$ de su valor, se comprende que ahora la entrada del agua tiene lugar con choque y por tanto se produce una súbita desviación del agua en la dirección de los álabes del rodete. La componente que produce el choque w_s la tomamos en dirección horizontal y puede también ser determinada por medio de la ecuación fundamental.

A la salida, según representa la figura 103, al ir disminuyendo w_2 va creciendo continuamente la velocidad abso-

luta de salida c_2 y va variando a la vez de dirección. Con $1/4$ de admisión, se obtiene c'_2 y un ángulo de salida pequeño, lo que es perjudicial. Con el choque a la entrada y las malas condiciones en que se efectúa la salida, ha de



bajar naturalmente el rendimiento al funcionar la regulación.

La curva de variación del rendimiento de una turbina normal se establece de acuerdo con los paralelogramos de las figuras 102 y 103, y bajo el supuesto de que al funcionar a plena admisión se efectúa la entrada del agua

sin choques, y la salida en dirección perpendicular. Esta curva se representa en el diagrama de la figura 104 con la línea de puntos. En ella puede verse que a plena admisión $\eta_{max} = 0,85$ y que a un 40 % de admisión todavía el rendimiento alcanza $\eta = 0,64$.

Para que las exigencias de la regulación al acomodar la turbina a las variaciones que puede experimentar la carga, no lleven consigo una rápida disminución del rendimiento, es muy corriente el calcular las turbinas *Francis* para 0,75 ó 0,80 de su caudal, o sea que se procura que alcancen su mejor rendimiento con 75 ÷ 80 % de admisión. Se obtiene entonces, por ejemplo, la curva para «turbinas normales a $3/4 Q$ » en la figura 104, que se presenta mucho más favorable. Ahora con 40 % de su admisión alcanza todavía $\eta = 0,75$, si bien, en cambio, a plena admisión habrá disminuído el rendimiento a 0,82.

Del diagrama se deduce también una consecuencia

muy importante, y es que las curvas de rendimiento de los diferentes rodets no son del todo semejantes, sino que η disminuye tanto más de prisa cuanto mayor sea la velocidad tangencial. En una turbina rápida se obtiene ya un rendimiento $\eta = 0$ con el 20% de admisión y en una extrarrápida ocurre lo mismo con 30% de admisión, o sea que los rodets con el caudal que corresponde a esta admisión sólo podrían funcionar en vacío y sin carga alguna. La base de esto se halla en que con grandes velocidades tangenciales resultan valores elevados para w_1 y w_2 , lo que a su vez origina valores crecidos tanto para w_s como para c_2 , que además tendrá una dirección muy oblicua así que nos apartemos de los valores más favorables.

Como en la misma figura 104 se representa, la abertura de las paletas directrices α_0 no decrece según una línea recta, sino según una curva, ya que c_0 crece al disminuir el ángulo α_0 , como ya se expresó anteriormente.

En las figuras 105 y 106 se representan las variaciones de los paralelogramos cuando la turbina se ha calculado

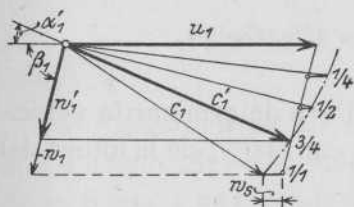


Fig. 105

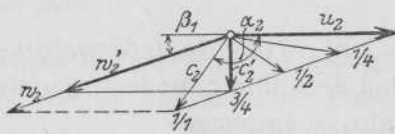


Fig. 106

para $3/4 Q$. Se pide ahora que para $3/4$ de admisión tengan lugar la entrada del agua sin choque y las más favorables condiciones de salida, o sea perpendicularidad entre c'_2 y u_2 .

Ahora ocurrirá que a plena admisión habrá un pequeño choque a la entrada del agua (w_s en la figura 105) y un pequeño aumento de la velocidad absoluta de salida, que además será algo oblicua (c_2 de la figura 106). En cambio, comparado con los paralelogramos de las figuras 102 y 103, se echa de ver en seguida que con una admisión reducida,

por ejemplo $\frac{1}{4}$, se presentan ahora condiciones mucho más favorables, con lo cual se consigue un valor más elevado del rendimiento.

14. Cálculo de una turbina Francis

A) TIPO NORMAL

Ejemplo.—Se trata de proyectar una turbina *Francis* con eje horizontal de tipo análogo al normal representado en la figura 79. Los datos conocidos son: el salto útil $H = 6$ m. y el caudal medio $Q = 2$ m³/seg.

El número de revoluciones no se nos fija, pero sí la condición de escoger un tipo normal. La turbina deberá trabajar normalmente con la máxima admisión y obtener en estas condiciones el mejor rendimiento.

a) *Potencia de la turbina.*—Calculando con un rendimiento $\eta = 0,85$ obtenemos:

$$N_e = 1000 \frac{2 \cdot 6}{75} \cdot 0,85 = 136 \text{ caballos.}$$

b) *Tubo de aspiración.*—Para determinar la velocidad de salida c_3 podemos contar con el 6% de la altura del salto, y entonces

$$c_3 \sim \sqrt{2g \cdot 0,06 \cdot 6} = 2,66 \text{ m./seg.}$$

Si suponemos, además, que c_3 se halla en la dirección del eje, se deduce inmediatamente la sección del tubo de aspiración:

$$\frac{D_3^2 \cdot \pi}{4} = \frac{Q}{c_3} = \frac{2}{2,66} = 0,75 \text{ m}^2.$$

Para lo cual es preciso que

$$D_3 = 1000 \text{ mm.}$$

Debemos observar que cuando el eje de la turbina se prolonga dentro del tubo de aspiración hay que aumentar

el diámetro del tubo para compensar la disminución de sección. Si c_3 no está en la misma dirección del eje, no debemos hacer intervenir en el cálculo a c_3 , sino a su componente meridiana $c_{m3} = c_3 \sin \alpha_3$, pudiendo poner en lugar de α_3 el ángulo α_2 .

c) *Rodete y número de revoluciones.*—El diámetro del rodete D_1 en una turbina normal debe ser ligeramente superior a D_3 , lo preciso que la construcción exige. En nuestro caso adoptamos:

$$D_1 = 1050 \text{ mm.}$$

La velocidad tangencial u_1 se deduce del párrafo 13, A, al sustituir $\beta_1 = 90^\circ$, resultando:

$$u_1 = 2,94 \cdot \sqrt{H} = 2,94 \cdot \sqrt{6} = 7,2 \text{ m /seg.}$$

Ecuación que representa en nuestro caso a la fundamental de las turbinas.

El número de revoluciones se deduce fácilmente:

$$n = \frac{60 \cdot u_1}{D_1 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 7,2}{1,05 \cdot 3,14} = 130/\text{min.}$$

d) *Anchura de la corona directriz.*—Se escoge, por ejemplo, $Z_0 = 20$ álabes con un ancho entre álabes $a_0 = 55$ mm. y un espesor de paleta $s_0 = 7$ mm. (El número de álabes es muy variable y se determina de acuerdo con el

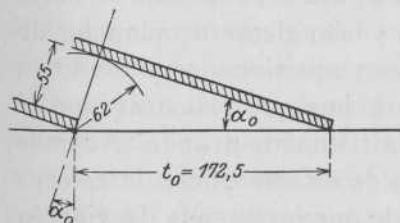


Fig. 107

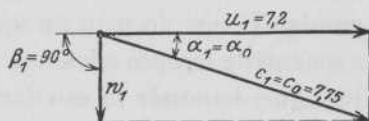


Fig. 108

tamaño de la corona. La anchura entre álabes oscila entre $a_0 = 40 \div 200$ mm. también teniendo en cuenta la magnitud de la corona.)

Con un diámetro interior para la corona directriz $D_0 = 1100$ se obtiene para el paso de un álabe $t_0 = \frac{1100 \cdot \pi}{20} = 172,5$ mm. Ahora se puede dibujar esquemáticamente en cualquier escala el final de la cámara de las paletas directrices (fig. 107) y se obtiene $\alpha_1 = \alpha_0$.

Por el cálculo se obtendría también $\text{sen } \alpha_0 = \frac{a_0 + s_0}{t_0}$.

El paralelogramo de velocidad puede también construirse (figura 108), toda vez que son conocidos $u_1 = 7,2$ y $\beta_1 = 90^\circ$.

De la figura 108 se obtiene:

$$c_1 = c_0 = 7,75 \text{ m./seg.},$$

o por el cálculo $c_0 = \frac{u_1}{\cos \alpha_0}$.

De la fórmula $Q = z_0 \cdot a_0 \cdot B_0 \cdot c_0$ se deduce el ancho de la corona directriz:

$$B_0 = \frac{Q}{z_0 \cdot a_0 \cdot c_0} = \frac{2}{20 \cdot 0,055 \cdot 7,75} = 0,235 \text{ m.},$$

en la práctica tomamos $B_0 = 240$ mm.

e) *Construcción del rodete y del eje.* — Después de calcular las medidas principales podemos proyectar ya el rodete en la forma que indica la figura 109 en escala de 1 : 10. La rueda es de hierro fundido y las paletas de plancha de acero de $5 \div 6$ mm. de espesor y aprisionadas al fundir la rueda. Teniendo esto en cuenta hay que procurar que el espesor de las paredes sea relativamente grande. Además hay que disponer la curvatura de las superficies interiores y exteriores del rodete de modo que faciliten la desviación del agua pasando sin cambio brusco de dirección desde las paletas directrices al tubo de aspiración. Algunos taladros hechos en la proximidad del eje sirven para equilibrar la presión.

El eje, trabajando verticalmente, sólo se calcula a la torsión según la conocida fórmula:

$$\frac{d^3 \cdot \pi}{16} \cdot k_t = M_t,$$

o sea

$$M_t = 71620 \frac{N}{n} = 71620 \frac{136}{130} = 75000 \text{ cm.}/\text{Kg.}$$

Si adoptamos $k_t = 300 \text{ Kg./cm}^2$, valor pequeño para el coeficiente de torsión, pero en previsión de que también se produzcan pequeños esfuerzos de flexión en el eje por los engranajes, etc., al sustituir en la fórmula anterior se deduce:

$$d = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 75000}{3,14 \cdot 300}} = 10,8 \text{ cm.}$$

Para la construcción hemos adoptado $d = 110 \text{ mm.}$

f) *Líneas de trayectoria y curva de salida.*—Para poder construir los álabes, se supone dividido el rodete en varias turbinas parciales, todas con el mismo gasto de agua, por medio de unas líneas de separación que designaremos como líneas de trayectoria. La entrada en el rodete se divide en partes iguales, ya que debe corresponder a cada parte el mismo consumo y la velocidad es igual para todos los filetes líquidos. Para la salida, por el contrario, debemos dividir la línea curva que marca el final de los álabes en partes desiguales y de magnitud tal que siempre el producto de cada parte por su diámetro medio nos dé el mismo valor. Para cada turbina parcial se obtiene el gasto $(D_x \cdot \pi \cdot x) \cdot c_2$, siendo $D_x \cdot \pi \cdot x$ el área de una superficie anular y suponiendo, desde luego, que c_2 tiene por todas partes un valor aproximadamente igual, que es perpendicular a u_2 y que el espesor de las paletas no reduce apreciablemente la sección de salida. Como las paletas son muy aguzadas en el borde, esta última suposición queda completamente justificada.

El perfil o curva de salida puede ser adoptado con cierta libertad. Se fija por tanteos, de forma que en definitiva pueda dar salida al caudal total de la turbina con la velocidad $c_2 \sim c_3$, o sea que se verifique

$$Q = \Sigma (D_x \cdot \pi \cdot x) \cdot c_2.$$

Lo más sencillo sería utilizar un perfil que fuese por todas partes perpendicular a las líneas de trayectoria, o sea lo que podríamos llamar una curva de nivel. Si ésta,

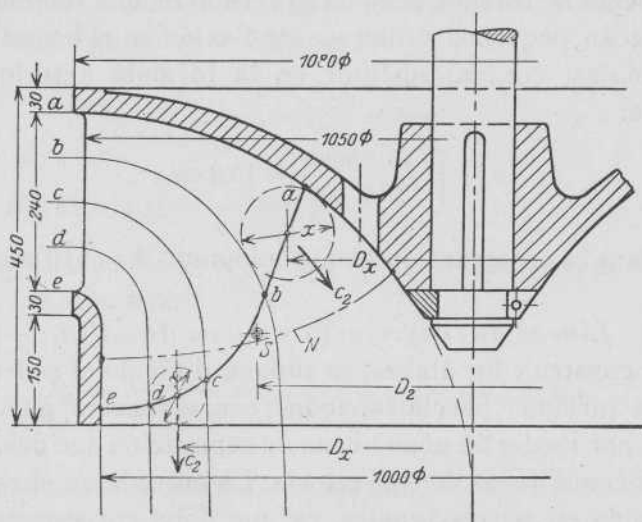


Fig. 109. — N curva de nivel

por ejemplo, tiene su centro de gravedad S (fig. 109), al cual corresponde un diámetro D_2 , y la longitud de esta curva es b_2 , resultaría directamente $Q = D_2 \cdot \pi \cdot b_2 \cdot c_2$, toda vez que la superficie de salida (superficie de nivel) es una superficie de rotación.

En la mayoría de los casos, y el de la figura es uno de ellos, de adoptar este perfil nos resultarían los álabes demasiado cortos en la corona exterior y, por el contrario, excesivamente largos en la corona interior; a causa de la pequeña velocidad periférica u_2 se presentan entonces en la parte interior de la turbina muy malas condiciones

para la salida del agua. Por ello se recurre a un perfil de salida en la forma que en la misma figura 109 se dibuja.

En nuestro ejemplo hemos considerado cuatro turbinas parciales, o sea cinco líneas de trayectoria *aa* hasta *ee*. La curva de salida se divide en cuatro partes desiguales que aproximadamente valen 125, 96, 75 y 64 mm., siendo estos valores los que representan las distancias en línea recta entre las líneas de trayectoria, y en todas ellas se verifica aproximadamente: $D_x \cdot x = 0,061 \text{ m}^2$. En total resulta:

$$\Sigma (D_x \cdot \pi \cdot x) = 0,76 \text{ m}^2,$$

que es lo que corresponde con gran aproximación a la sección del tubo de aspiración ya calculada.

Para el proyecto más detallado sobre la forma de los álabes véase el párrafo 15.

B) RODETES RÁPIDOS

Ejemplo.—Proyectemos ahora una turbina *Francis* para un caudal medio de $Q = 5 \text{ m}^3/\text{seg.}$ con un salto de $H = 4 \text{ m.}$ El número de revoluciones hay que tomarlo lo bastante grande para que el alternador, que debe ser accionado por la turbina por medio de un simple engranaje, marche a la velocidad normal de $n = 750$ por minuto. Para la turbina se pide un tipo de eje vertical y una disposición análoga a la que se representa en la figura 146. Se desea que el mejor rendimiento tenga lugar para $3/4 Q$.

Hay que calcular la potencia y las principales dimensiones de la turbina adoptando el sistema de regulación por paletas giratorias.

a) *Potencia.*—Con un rendimiento a plena admisión de $\eta = 0,82$ obtendremos:

$$N_e = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{75} \cdot \eta = \frac{1000 \cdot 5 \cdot 4}{75} \cdot 0,82$$

$$N_e = 220 \text{ caballos.}$$

b) *Tubo de aspiración.*—Funcionando con todo el caudal se destina un 12 % de la altura del salto a producir la velocidad de salida del agua. Con esto deduciremos:

$$c_3 = \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,12 \cdot 4} = 3,1 \text{ m./seg.}$$

El comienzo del tubo de aspiración tendrá una sección que se obtiene directamente, ya que en este caso no hay que considerar reducción de la misma por el emplazamiento del eje. Así, pues,

$$\frac{D_3^2 \cdot \pi}{4} = \frac{Q}{c_3} = \frac{5}{3,1} = 1,61 \text{ m}^2.$$

De donde

$$D_3 = 1430 \text{ mm.}$$

Para $3/4 Q$ se reduciría en la misma proporción la velocidad de salida, o sea a $3/4 c_3 = c'_3 = 2,3$, lo que corresponde a 6,5 % de H . Por medio de un tubo de aspiración, convenientemente dispuesto, esta velocidad, al llegar al canal de salida, aun sería más reducida, con lo cual recuperamos una parte de la energía.

c) *Diámetro del rodete y número de revoluciones.*—Con un rodete de la forma representada en la figura 82 deberemos adoptar un diámetro de entrada:

$$D_1 = 1000 \text{ mm.}$$

Si tomamos un tipo medio entre los rodetes rápidos, por ejemplo, que corresponda a $u_1 = 3,3 \cdot \sqrt{H} = 6,6 \text{ m./seg.}$ (página 94), se obtiene un número de revoluciones:

$$n = \frac{60 \cdot u_1}{D_1 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 6,6}{1 \cdot \pi} = 125/\text{min.}$$

Con un engranaje de relación 6 : 1 sería suficiente para conseguir para el alternador la velocidad angular deseada de 750 revoluciones por minuto.

d) *Angulo de los álabes a la entrada.*—A la entrada en el rodete podemos aplicar la ecuación fundamental de las turbinas en la forma simplificada

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

Consideramos el mejor rendimiento hidráulico para $3/4$ de admisión, y admitimos que se alcance en estas condiciones $\eta_h = 0,88$. También suponemos que $\alpha'_1 = 25^\circ$. Con estos elementos resulta:

$$c'_1 \cdot 6,6 \cdot \cos 25^\circ = 0,88 \cdot 9,81 \cdot 4$$

$$c'_1 = \frac{0,88 \cdot 9,81 \cdot 4}{6,6 \cdot 0,9} = 5,8 \text{ m./seg.}$$

Podemos construir el paralelogramo de velocidades o el triángulo para $3/4$ de admisión, teniendo en cuenta que para este valor debe tener lugar el mejor rendimiento y por tanto la entrada del agua sin choque.

Se obtiene de la figura 110 el ángulo de entrada en el rodete $\beta_1 = 62^\circ$, valor que es bastante aceptable.

La velocidad de entrada relativa vale $w'_1 = 2,8 \text{ m./seg.}$ Para todo el caudal Q aumentaría hasta valer

$$w_1 = \frac{4}{3} \cdot w'_1 = 3,73 \text{ m./seg.}$$

y el triángulo variaría como se representa punteado en la misma figura 110 (véase también párrafo 13, C).

Los valores exactos no pueden precisarse hasta que se conozcan más detalles sobre la construcción de la corona directriz y del rodete.

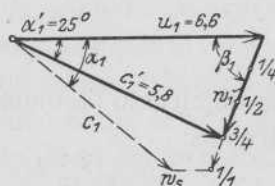


Fig. 110

e) *Paletas directrices y ancho B_0 .*— Aunque las paletas directrices cambien de posición, según las necesidades de la regulación, en el corto trecho que va desde la salida de la corona directriz hasta la entrada en el rodete,

podemos considerar que no se modifican los ángulos ni las velocidades.

Así, pues, para $\frac{3}{4} Q$:

$$c'_0 = c'_1 = 5,8 \text{ m./seg.} \quad \text{y} \quad \alpha'_0 = \alpha'_1 = 25^\circ.$$

Si escogemos ahora $Z_0 = 16$ paletas y suponemos que estas paletas parcialmente cerradas presentan sus bordes

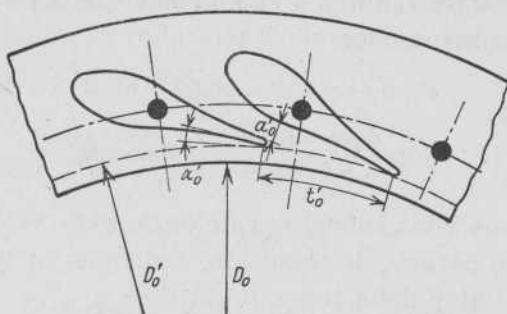


Fig. 111

en un círculo de diámetro $D'_0 = 1200$ mm. (fig. 111), obtendremos:

$$t'_0 = \frac{D'_0 \cdot \pi}{Z_0} = \frac{1200 \cdot 3,14}{16} = 236 \text{ mm.}$$

La distancia entre álabes resulta, según la figura 107:

$$a_0 + s_0 = t'_0 \cdot \text{sen } \alpha'_0 = 236 \cdot 0,42 = 100 \text{ mm.}$$

Con un espesor de paletas, que como mínimo en su borde hemos de suponer $s_0 = 10$ mm., se obtiene:

$$a'_0 = 90 \text{ mm.}$$

El ancho B_0 se obtiene finalmente, como en el ejemplo anterior *A*, de la fórmula:

$$\frac{3}{4} \cdot Q = Z_0 \cdot a'_0 \cdot B_0 \cdot c'_1,$$

de donde

$$B_0 = \frac{3 \cdot 5}{4 \cdot 16 \cdot 0,09 \cdot 5,8} = 0,448 \text{ m.};$$

en la práctica se tomaría

$$B_0 = 450 \text{ mm.}$$

El ancho de las paletas puede también calcularse como sigue: Del triángulo de velocidades (fig. 110) se obtiene la componente meridiana $c'_{m0} = c'_0 \cdot \text{sen } \alpha_0$ para $3/4$ de admisión, y para tener en cuenta la disminución de la sección de salida por causa del espesor de las paletas, se introduce un coeficiente que puede valer como 0,9, resultando entonces:

$$\frac{3}{4} \cdot Q = 0,9 \cdot D'_0 \cdot \pi \cdot B_0 \cdot c'_{m0}.$$

De la figura 110 se puede tomar $c'_{m0} \sim c'_1 \text{ sen } \alpha'_1 \cong \cong 2,5 \text{ m./seg.}$ De lo cual, finalmente,

$$B_0 = \frac{3 \cdot 5}{4 \cdot 0,9 \cdot 1,2 \cdot 3,14 \cdot 2,5} \cong 0,45 \text{ m. como antes.}$$

f) *Construcción del rodete y del eje.*—El rodete puede construirse como representa a escala 1 : 10 la figura 112. Corona de fundición, paletas de plancha de acero de 6 a 8 mm. de espesor, aprisionadas en una pieza al fundir la corona. La forma de las coronas que sujetan los álabes se determina de modo que guíen el agua hacia el tubo de aspiración de una manera suave y sin cambios bruscos; hay que procurar especialmente que la curvatura de la corona exterior no sea demasiado fuerte para evitar que algunos filetes líquidos se despeguen de la pared, lo que daría lugar a vacíos, remolinos y fuertes corrosiones.

El eje puede calcularse como en el ejemplo A para los esfuerzos de torsión, con un coeficiente $k_t = 300 \text{ Kg./cm}^2$.

Por tanto

$$\frac{d^3 \cdot \pi}{16} = M_t.$$

Por otra parte

$$M_t = 71620 \cdot \frac{N}{n} = 71620 \frac{220}{125} = 126000 \text{ cm./Kg.}$$

Finalmente

$$d = \sqrt[3]{\frac{126000 \cdot 16}{3,14 \cdot 300}} = 12,8 \text{ cm.}$$

Para la construcción

$$d = 130 \text{ mm.}$$

g) *Líneas de trayectoria y curva de salida.*—De la misma manera que hemos explicado en el ejemplo A para un rodete normal, se procede también en el caso presente, dividiendo el rodete en cierto número de partes que correspondan al mismo gasto de agua; se dibujan las líneas

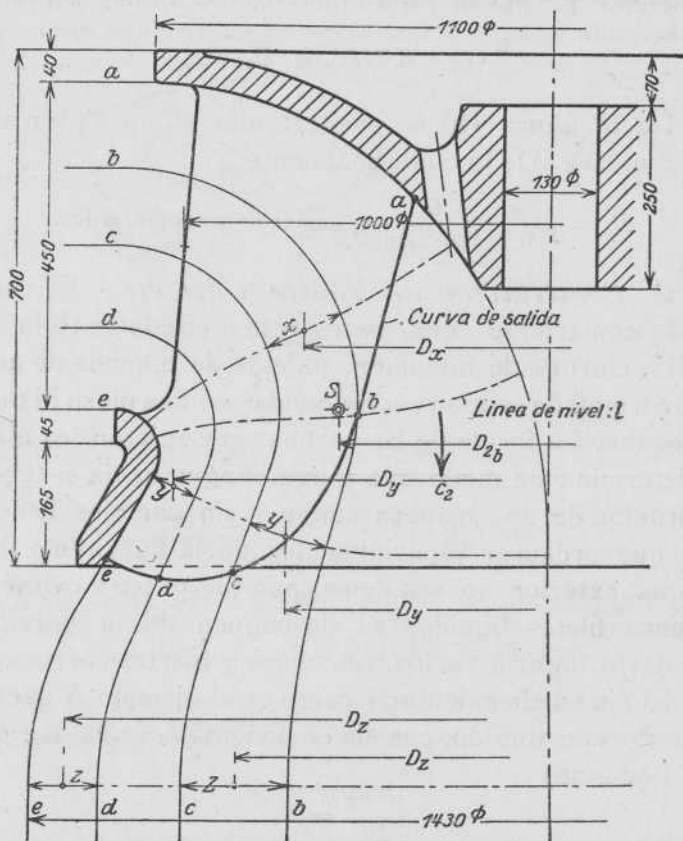


Fig. 112

de trayectoria que separan unas de otras estas turbinas parciales. El borde de entrada en el rodete puede, desde luego, dividirse en partes iguales. El resto de la trayectoria hay que determinarlo por tanteos. Se trazan algunas «curvas de nivel», o sea curvas que cortan siempre perpendicularmente a las líneas de trayectoria (se dibujan punteadas en la figura 112) y se procura determinar su

respectiva situación de tal modo que se verifique siempre que el producto de D_x por x , así como el de D_y por y , lo mismo que el de D_z por z , etc., nos den siempre el mismo valor.

La situación del borde de salida es algo arbitraria. Se debe únicamente tener en cuenta que no resulten los álabes demasiado largos y que el punto de salida a no se tome demasiado cerca del eje. Una «curva de nivel» no reúne desde luego condiciones adecuadas para que la tomemos en cuenta como curva de salida.

En los rodetes normales dijimos que la velocidad de salida c_2 para los diferentes puntos de salida desde a hasta e podía considerarse la misma; esto no puede aplicarse a los rodetes rápidos; claro es que para los puntos e , d y c también en nuestro caso se obtendrán valores de c_2 aproximadamente iguales, pero, en cambio, en a y en b resultará c_2 bastante mayor, puesto que la sección de salida es mucho más pequeña. Para calcular, por ejemplo, el valor de c_2 en el punto b , se traza una curva de nivel que pase por este punto y que nos da la longitud $l = 0,53$ y el diámetro del centro de gravedad $D_{2b} = 0,58$ m.

La superficie de salida en este punto es una superficie de rotación:

$$D_{2b} \cdot \pi \cdot l = 0,58 \cdot 3,14 \cdot 0,53 = 0,97 \text{ m}^2.$$

Como el caudal $Q = 5 \text{ m}^3$, resulta aproximadamente:

$$c_2 = \frac{5}{0,97} = 5,2 \text{ m./seg.}$$

Hay que considerar que, en realidad, sólo la cuarta parte de Q es la que circula entre las líneas a y b y que además es insignificante la reducción de sección a causa de las paletas.

De modo análogo se determinan las velocidades de salida para los puntos a , c , d y e . Después de conocido esto puede procederse a proyectar con más detalle las paletas, como se hace en el párrafo 15 para un rodete normal.

15. Construcción de los álabes del rodete

Como ya indicamos al hablar del movimiento del agua en las turbinas, resulta éste bastante complicado en las del tipo *Francis*, toda vez que las paletas del rodete se alabean en diferentes planos y adoptan formas complejas. Si se quisieran estudiar las condiciones en que el agua circula por estos canales y establecer teóricamente las trayectorias y relaciones de presión, deberíamos resolver el problema del movimiento considerando las tres dimensiones del espacio, pero hasta hoy no ha sido posible abarcarlo en toda su magnitud. Varios investigadores han intentado, con ciertas hipótesis, reducirlo a un problema de dos dimensiones, obteniendo en definitiva escasos resultados prácticos y de dudosa aplicación a las construcciones. Debemos citar, en primer término, las investigaciones de *Prasil* ¹⁾, *Lorenz* ²⁾, *Kaplan* ³⁾ y *Bauersfeld* ⁴⁾.

En la práctica, hay que atenerse actualmente al resultado de pruebas y ensayos, ya que una determinación teórica y exacta de las superficies que han de tener las paletas es completamente imposible. Solamente se puede llegar a obtener rodetes que funcionen perfectamente bajo todos los aspectos y que además den un rendimiento elevado, preparando modelos y probándolos a fondo en laboratorios y estaciones de ensayo; así proceden hoy todas las grandes casas que se dedican a este ramo y también se encuentran laboratorios de esta clase para fines de investigación en las escuelas técnicas.

¹⁾ PRASIL, *La determinación del perfil de las coronas y de las paletas en turbinas y bombas centrífugas* (artículo del *Schweiz. Bauzeitung*, t. XLVIII, página 277).

²⁾ LORRENZ, *Nuevos fundamentos para la teoría de las turbinas* (*Z. f. d. ges. Turbinenwesen*, 1905, pág. 257); *Neue Theorie und Berechnung der Kreiselaeder*, 1906.

³⁾ KAPLAN, *La teoría de las turbinas en dos dimensiones* (*Z. f. d. ges. Turbinenwesen*, 1912, pág. 533).

⁴⁾ BAURSFELD, *Construcción de las paletas Francis según la teoría de Lorenz* (*Z. V. d. I*, 1912, pág. 2045).

La manera de comportarse la rueda construída como modelo, que puede naturalmente hacerse a reducida escala, da, desde luego, una buena orientación sobre la forma en que trabajará después la rueda en las condiciones reales, así como respecto al rendimiento que podemos esperar ¹⁾.

Para el primer proyecto de la paleta de un rodete o para construir un modelo de rueda con fines de ensayo, se recurre todavía hoy a la vieja teoría de los «filetes líquidos», ya que otras teorías más complicadas no han conseguido mejores resultados. En general, se ha continuado utilizando esta sencilla teoría que parte de la base de la continuidad de los filetes líquidos o chorros elementales, y divide el caudal en diferentes láminas líquidas en cada una de las cuales circula la misma cantidad de agua, estando idealmente separadas entre sí; aunque esta hipótesis no corresponda exactamente a la realidad de la circulación del agua, ya que la curvatura de los álabes remueve y entremezcla las láminas líquidas, como se ha podido observar, las inexactitudes no influyen esencialmente en el resultado, puesto que en último término no se trata de lo que pase en cada una de las láminas de agua, sino en toda la superficie de la paleta y de que el tránsito flúido sea lo más regular posible desde la entrada hasta la salida.

Vamos a indicar ahora, como ejemplo, la construcción de los álabes del rodete correspondiente a la turbina normal (párrafo 14, A) que acabamos de calcular; el resultado que obtengamos representará sólo una de las muchas posibilidades de explicarse en la práctica el modo de circular el agua y de obtener rodetes en cierto modo utilizables. Perfeccionamientos sólo podrán obtenerse en el terreno experimental. La construcción elegida para nuestro ejemplo procede del profesor *Pfarr*, si bien se han tenido a la vez en cuenta los más modernos conocimientos de este ramo.

¹⁾ OESTERLEN, *Z. d. V. d. I.*, 28, pág. 1744. También puede consultarse THOMA, *Z. d. V. d. I.*, 25, pág. 329, y STAUFER, *Z. d. V. d. I.*, 25, pág. 415.

A) SECCIONES DE LOS ÁLABES

Como ya se explicó en *f* (pág. 109) al presentar un ejemplo de cálculo, se considera dividido el rodete en un número de turbinas parciales, lo que dió lugar a las líneas de trayectorias de *a* hasta *e*. Al mismo tiempo quedó determinado el perfil de salida de los álabes. Ahora procede dibujar el álabe en varias secciones o cortes, dándose éstos

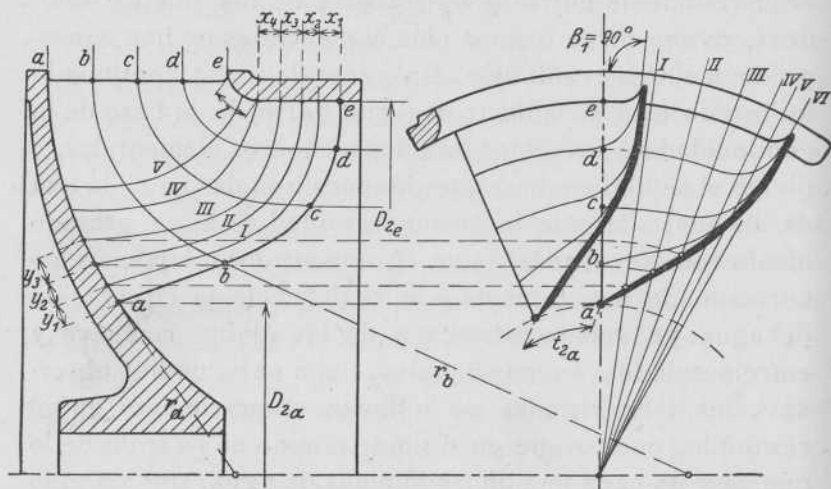


Fig. 113

Fig. 114

por superficies que comprendan las líneas de trayectoria, y como éstas son rectilíneas en su extremo, como se ve en la figura 113, la superficie de revolución obtenida al girar alrededor del eje resulta cilíndrica o cónica y por tanto puede desarrollarse en un plano para conocer las dimensiones reales y forma del álabe. Si se exige que c_2 y u_2 deben ser perpendiculares en todos los puntos, podremos determinar los triángulos de velocidades para todos los puntos de salida de *a* hasta *e* y deducir de ellos el ángulo β_2 . Esto se ha hecho para el caso de la figura 115 y precisamente en escala 1 : 10. La velocidad tangencial en *e* será, por ejemplo:

$$u_{2e} = u_1 \frac{D_e}{D_1} = 7,2 \frac{1}{1,05} = 6,85 \text{ m /seg.}$$

Esta velocidad disminuye proporcionalmente al diámetro, mientras que c_2 es igual en todas partes, como ya se supuso al establecer el cálculo. Del diagrama de la figura 115 se obtienen a la vez las divisiones t_2 del álabe en

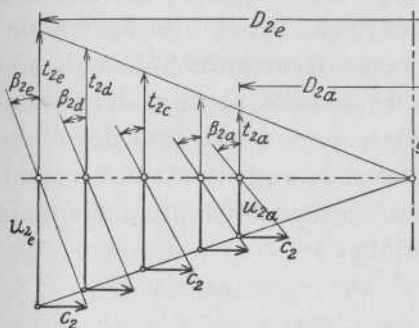


Fig. 115

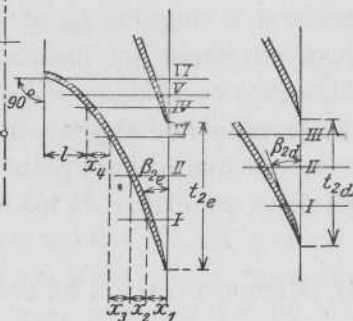


Fig. 116

la suposición de que la turbina contendrá 16 álabes en el rodete. Así sale, por ejemplo, para el punto de salida a que

$$t_{2a} = \frac{460 \cdot \pi}{16} = 90,3 \text{ y un ángulo } \beta_{2a} \sim 40^\circ. \text{ Para } e \text{ se obtiene}$$

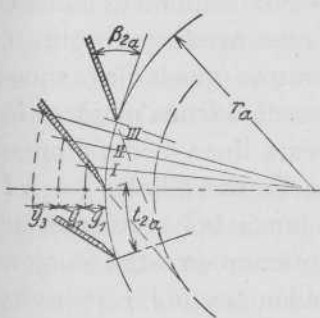


Fig. 117

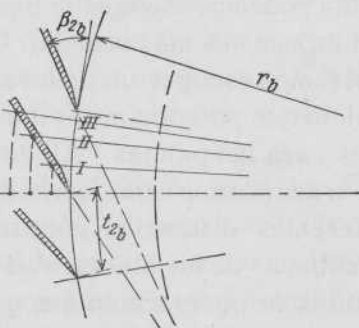


Fig. 118

un valor más grande de t_{2e} , en cambio un valor más reducido del ángulo $\beta_{2e} \sim 21^\circ$.

Para las secciones cilíndricas e y d pueden dibujarse directamente las partes finales del álabe desarrollado (figura 116) conservando el mismo ángulo y prolongándose

con una curvatura cuya disposición debe ciertamente ser comprobada después.

Para las secciones cónicas a y b se representan en las figuras 117 y 118 los desarrollos de los conos cuyas generatrices son los radios r_a y r_b . Como han demostrado las más recientes investigaciones (pág. 94), sólo se deben conservar los ángulos β_{2a} y respectivamente β_{2b} , pudiendo incluso suponer que los álabes mismos se consideran sencillamente rectilíneos. (El corte por el extremo del álabe que corresponde al punto c no se ha representado especialmente porque al final resulta ejercer poca influencia en la definitiva superficie de los álabes.)

B) REPRESENTACIÓN EN LOS PLANOS Y SECCIONES RADIALES

Las secciones de los álabes que hemos encontrado (figuras 116, 117 y 118) deben ahora trasladarse a las dos proyecciones del rodete (figs. 113 y 114), para lo cual puede procederse del modo siguiente. En la sección horizontal (figura 114) se toma la posición de los puntos de salida desde a hasta e sobre una línea recta. Para mayor simplicidad podemos escoger la línea media. (Esto no es indispensable, pero es más sencillo. Cualquier otra línea recta, o si queremos escoger una curva, lo mismo puede llevarnos al objeto que perseguimos y hasta puede darnos mejores formas para las paletas.) Al lado de esta línea media dibujada se trazan ahora una serie de secciones radiales I a VI a diferentes distancias y se trasladan a las secciones desarrolladas de los álabes. Así se obtienen en estas secciones puntos de intersección que se pueden trasladar a su vez a las proyecciones del rodete. Las distancias x_1 a x_3 se toman, por ejemplo, en la trayectoria \widehat{ee} y las distancias y_1 a y_3 en la dirección de \widehat{aa} (fig. 113). Lo mismo puede decirse para las intersecciones que se obtengan en el desarrollo de las capas d y b . Así se pueden determinar las secciones radiales I, II y III en la proyección vertical, y su traza bastante uniformemente repetida nos demuestra bien a las cla-

ras la continuidad que se obtendrá para la forma de la superficie de los álabes. (Con estos resultados obtenidos puede en todo caso rectificarse la forma de terminar los álabes en las secciones desarrolladas.)

Se completa en primer término la sección del álabe \widehat{ee} puesto que le faltan aún el trozo x_4 y el arco l hasta el punto de entrada. Obsérvese que éste debe formar un ángulo $\beta = 90^\circ$, como se aceptó en nuestro ejemplo. Esta sección alcanza, como se ve en la figura 116, hasta la sección radial VI. Así, pues, puede ser transportada punto por punto a la proyección horizontal (fig. 114) llevándola también hasta la línea VI.

Las intersecciones de las curvas III, II y I de la figura 113 con las trayectorias $a \div d$ deben corresponderse perpendicularmente en la proyección horizontal (fig. 114), con lo que se pueden dibujar las proyecciones hasta la sección radial III. Se completa esto prolongando con una sencilla curva hasta la corona exterior donde deben acabar en dirección radial. Finalmente los puntos de intersección obtenidos en esta proyección con las secciones radiales IV y V se transportan, a la izquierda, a la proyección de la figura 113, con lo que se obtienen las curvas IV y V. También éstas deben tener un recorrido bastante regular: en caso contrario se pueden modificar las trayectorias en la proyección de la derecha a fin de obtener álabes más perfectos.

La proyección de la figura 114 señala la forma de la paleta en su verdadera disposición, al paso que en la proyección de la figura 113 todos los puntos están en el mismo plano y por tanto la paleta tendrá en la realidad una forma distinta de la que marca el dibujo.

C) SECCIONES PARA EL MODELO Y MOLDES DE PALETAS

Como las paletas se construyen casi siempre de plancha y se estampan al rojo con fuerte presión por medio de un molde, se hace preciso construir antes el citado molde

de modo que corresponda a la forma de la paleta que acabamos de determinar. Con este objeto se trazan diferentes planos a una distancia unos de otros aproximadamente del grueso de un tablero, o sea unos 25 mm., para determinar sus intersecciones con la paleta, las cuales, conocidas, nos facilitarán la construcción del molde; hacia el final de la paleta y a causa de la fuerte curvatura que allí presenta, es conveniente determinar las secciones a menor distancia.

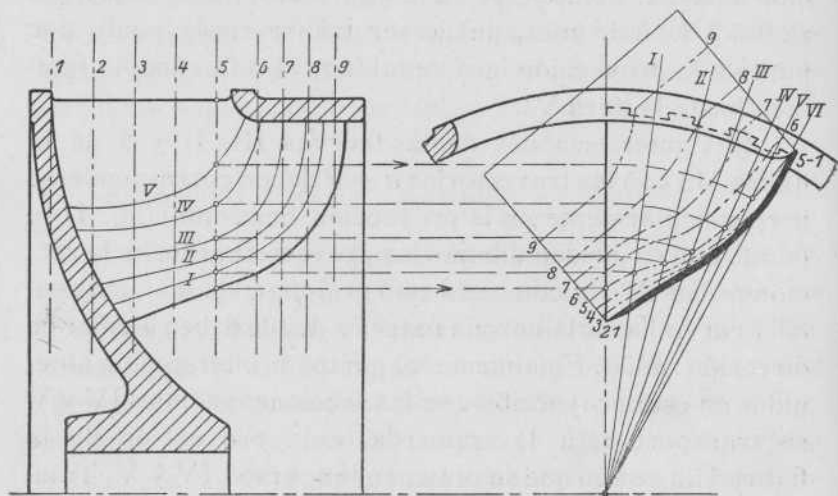


Fig. 119

En el corte de la figura 119, para hacer más clara la exposición se han indicado solamente nueve de estos planos cuyas trazas se señalan con los números 1 al 9, estando los números 6, 7, 8 y 9 más próximos entre sí que los primeros por la razón que se acaba de apuntar; ahora buscaremos los puntos de intersección de estos planos con las líneas de trayectoria $a \div e$, trasladándolos a la otra proyección, lo que se efectúa en la forma desarrollada en el dibujo para el plano 5. Los puntos en que corta a las trayectorias y a la línea que marca el borde de la paleta se trasladan por las líneas de trazos a la otra proyección en la línea media, dándonos los radios de las circunferencias comunes a los planos trazados y a las superficies cónicas que separan

Las turbinas parciales; sólo nos resta trasladar a su verdadera posición los puntos, lo que se hace por arcos de circunferencia hasta las líneas de trayectoria correspondientes, como se ha hecho en la figura, marcando también con punto grueso los así obtenidos. La unión de los puntos gruesos nos da la línea de puntos designada 5, habiéndose dibujado también, aunque sin indicar la construcción auxiliar, las secciones correspondientes a los nueve planos. En realidad, lo que se ha hecho es hacer girar la paleta alrededor del eje de la turbina hasta colocarla en el plano del corte de la figura, y luego, encontrado el punto de intersección que es dado directamente, deshacer el giro anterior. Ahora las nueve curvas dibujadas representan la sección con la paleta de diferentes planos paralelos, y si tomamos tableros del grueso antes indicado se puede dibujar en cada uno la línea obtenida correspondiente en una de las caras y la siguiente en la otra cara, cortando después el tablero por dichas líneas, lo que será fácil, ya que dada la regularidad con que varía la curvatura de la paleta entre dos secciones próximas la diferencia será pequeña; para el extremo se toman tableros más delgados de acuerdo con la distancia entre los planos. Los tableros unidos forman un bloque o molde que sirve para fundir otro molde de hierro, por lo cual se habrán de tener en cuenta las contracciones que este último sufrirá al enfriarse, y para que se corresponda con la forma exacta de las paletas se aumentan las medidas del molde de madera en lo que importarán luego las mermas; esto se hace simplemente colocando gruesos de papel entre los tableros obtenidos. Reunidos ya los tableros y alisados en las juntas nos dan el molde que se representa en la figura 120, con el cual se obtienen las dos estampas de fundición o de acero fundido que se colocan en la prensa y sirven para dar la forma a las paletas; estas estampas o moldes se pueden ver en la figura 121, deduciéndose la superior de la primeramente obtenida por medio de una forma de yeso que se moldea sobre la inferior (teniendo en cuenta el grueso

de las paletas) y que sirve a su vez de modelo para la fundición.

Las paletas se dejan con un borde de a lo menos 15 mm. de ancho, por los lados en que deben dejarse

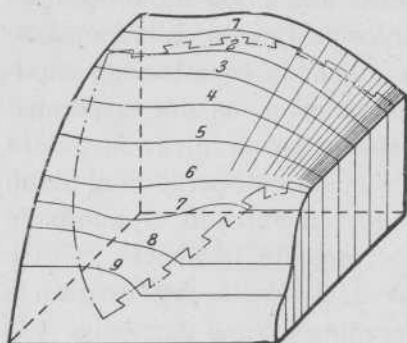


Fig. 120. — Molde de madera para fundir las estampas con que se embuten los álaves de las turbinas Francis.

incrustadas en la corona, cuyo reborde suele galvanizarse y además se recorta formando como colas de milano para su mejor adherencia (véase el trozo de plancha preparado en las figuras 119 y 120).

La fijación de las paletas en las coronas se hace fundiendo el rodete en un molde donde ya se hallan fijadas las paletas,

de forma que todo quede en una sola pieza. El procedimiento es el siguiente: una vez moldeada la superficie interior de una corona del rodete se colocan todas las paletas, comprobando bien exactamente las distancias entre unas y otras, por medio de galgas, etc., y rodeándolas de arena hasta que se mantengan fijas; entonces se rellenan y apisonan los espacios entre paletas que deben formar los canales y sobre este conjunto se moldea o conforma lo que debe ser la corona superior por su cara interna. Posteriormente se moldea la parte exterior de las coronas, de manera que se prepara: una caja superior para una de las coronas, otra intermedia para las paletas y otra inferior sustituida a veces por el suelo de la fundería para la otra corona.

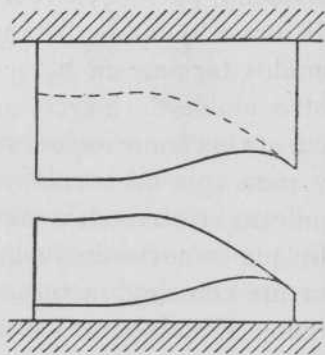


Fig. 121. — Estampas para moldear en caliente los álaves de plancha de las turbinas Francis.

16. Regulación de las turbinas Francis. — Paletas directrices. — Características

A) OBJETO DE LA REGULACIÓN

El objeto que se persigue con la regulación de las turbinas es doble. De una parte debe estar dispuesta la regulación de manera que la turbina se acomode a funcionar en las condiciones variables que en casi todos los saltos se presentan, pues si disminuye, verbigracia, el caudal y la turbina conserva la misma sección de salida, pronto empezaría a bajar el nivel en la cámara de agua, disminuyendo así considerablemente la potencia, y por tanto se hace indispensable establecer una disposición que permita en tales casos disminuir la sección de paso de agua, con lo que al menos se conservará constante la altura del salto. En segundo lugar, la regulación es necesaria para acomodar la turbina a las distintas cargas en forma que se conserve lo más constante posible el número de revoluciones: aunque una turbina *Francis* no pueda aumentar indefinidamente su velocidad (ya se demostró que como máximo puede alcanzar el 1,8 de su velocidad normal, véase párrafo 7) y no haya peligro por este lado, no obstante con las oscilaciones de carga se presentarían, a su vez, oscilaciones de velocidad caso de no aumentar o disminuir el caudal de agua en la forma que corresponda a cada carga. Este segundo objeto de la regulación es casi siempre alcanzado en la misma forma que el primero, o sea, por variación de la sección de salida del agua.

En molinos y otras máquinas, hasta en generadores de corriente continua, no tienen especial importancia las pequeñas variaciones de velocidad o pueden en todo caso compensarse con reguladores de tensión (véase pequeñas turbinas, al final del capítulo). En cambio en las centrales de corriente alterna, hoy muy generalizada, se exige una velo-

·cidad siempre constante a causa de la frecuencia que es forzoso mantener fija.

Si por disminuir el caudal, llega a bajar el nivel como se acaba de explicar y en lugar de la altura H queda ésta reducida a H_1 según las relaciones que se dedujeron en el párrafo 10, tendremos: $H_1 : H = Q_1^2 : Q^2$. Por lo tanto, si baja el caudal de 1 m^3 hasta $Q_1 = 0,7 \text{ m}^3$ y suponemos que $H = 6 \text{ m}$., resultará ahora:

$$H_1 = 6 \cdot \frac{0,7^2}{1} = 6 \cdot 0,49 \sim 3 \text{ m}.$$

La potencia se habrá reducido desde unos

$N \cong 10 \cdot Q \cdot H \cong 60$ caballos hasta $N_1 \cong 10 \cdot Q_1 \cdot H_1 \cong 21$ caballos,

viéndose claramente la importancia que tiene esta cuestión.

Evidentemente que si la instalación comprende varias turbinas debe limitarse la regulación del caudal en lo posible a una sola turbina, a fin de que las demás trabajen con la carga más favorable (véase curvas de rendimiento, página 104).

Antiguamente se colocaba, para conseguir la regulación, un simple registro en el tubo de aspiración, o bien se instalaba sobre la rueda directriz un obturador anular con lo cual se estrangulaba el agua, bien a la entrada o bien a la salida de la turbina. Pero estas disposiciones tienen el inconveniente de que el rendimiento de la turbina baja mucho cuando se maniobra el registro de regulación, aparte de los muchos torbellinos que se forman y que pueden determinar un desgaste extraordinariamente rápido en los álabes, ya que en los torbellinos se desprenden siempre burbujas de aire que provocan una fuerte oxidación de los álabes y coronas, y el continuado arrastre de las capas oxidadas y la formación de otras nuevas determinan, al cabo de poco tiempo, grandes corrosiones muy características y que han sido repetidamente observadas.

La regulación que se emplea actualmente, lo mismo en

las turbinas *Francis* que en las del tipo hélice, es casi exclusivamente la ideada por *Fink* por medio de paletas directrices giratorias.

B) PALETAS DIRECTRICES GIRATORIAS

Las paletas se construyen de hierro o de acero fundidos, y como indica la figura 122 son giratorias alrededor de

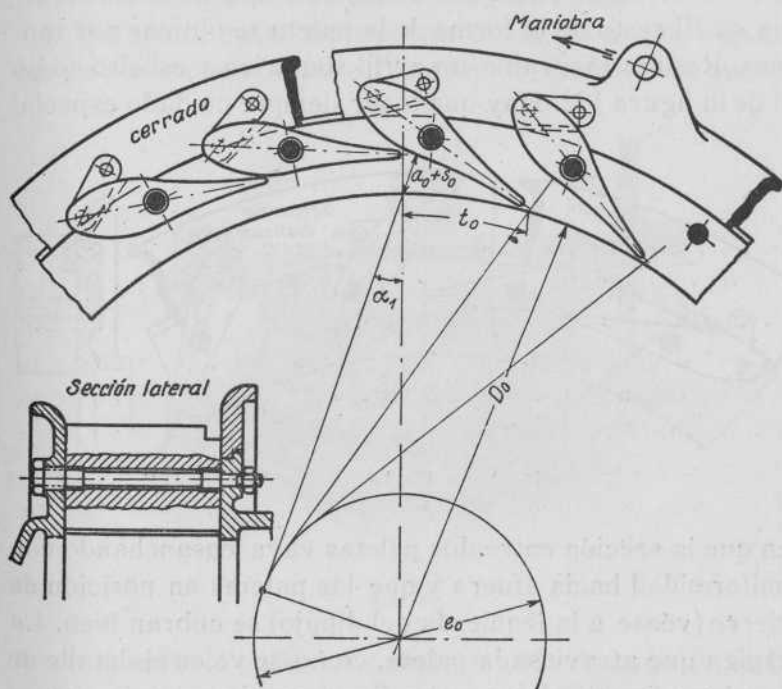


Fig. 122

una espiga, con lo que se obtienen, según la posición de la pala, variaciones en la sección.

La manera de variar las condiciones de entrada del agua y la influencia que esto tiene en el rendimiento fué ya explicado en el párrafo 13, C.

Si se quiere dibujar la forma de las paletas se puede proceder del modo siguiente: Sobre la circunferencia trazada con el diámetro interior de la corona directriz D_0 se

toma el paso t_0 y además el ángulo $\alpha_0 = \alpha_1$, como indica la figura 122, a fin de que la curvatura interior de la paleta corte después bajo dicho ángulo a la circunferencia D_0 . Con ello se obtiene la circunferencia $e_0 = D_0 \text{ sen } \alpha_0$ a la que se le trazan tangentes desde puntos de la circunferencia D_0 separados por la distancia t_0 . En éstas puede tomarse la magnitud a_0 espacio libre entre dos paletas y el espesor s_0 (figura 107) y ahora se dibuja la curvatura interior como un arco de circunferencia con el centro sobre la circunferencia e_0 . El resto de la forma de la paleta se obtiene por tanteos. Resulta favorable un perfil simétrico y esbelto como el de la figura 122. Hay que tener siempre cuidado especial

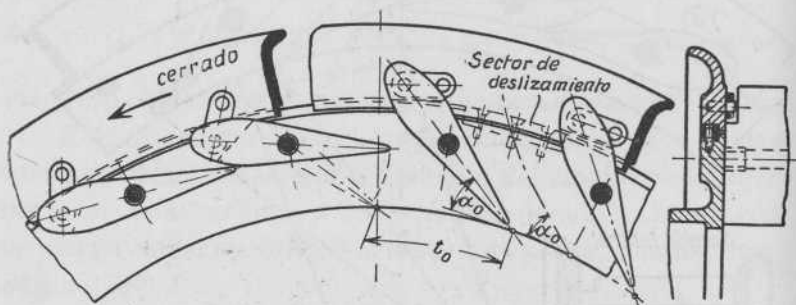


Fig. 123

en que la sección entre dos paletas vaya ensanchando con uniformidad hacia afuera y que las paletas en posición de cierre (véase a la izquierda del dibujo) se cubran bien. La espiga que atraviesa la paleta, como se ve en el detalle de la misma figura, debe estar dispuesta de manera que se pueda sacar por uno de los lados a través de la tapa de la corona directriz a fin de cambiar fácilmente cualquiera de las paletas.

El accionamiento o giro de todas las paletas se efectúa simultáneamente por medio de bielas que se unen por un lado a unos pequeños pernos que llevan las paletas y por su otro extremo a sendos tornillos sujetos en una corona exterior que puede girar de manera que al maniobrar esta corona giran simultáneamente todas las paletas arrastradas por

las bielas. Las bielas son casi siempre de fundición roja, y los pernos de metal delta. En el taladro de las paletas se introducen a presión dos pequeños casquillos de fundición.

En lugar de paletas con perfil curvado en el extremo, se construyen muchas paletas de perfil recto en la forma que se indica en la figura 123. Como se explicó en el párrafo 13, A, basta para ello mantener a la salida el ángulo α_0 y un aumento inmediato de la sección que sólo puede ser favorable a la conducción del agua.

Por tanto, basta transportar el ángulo α_0 que exactamente nos representaría el filete líquido medio, pero que sin

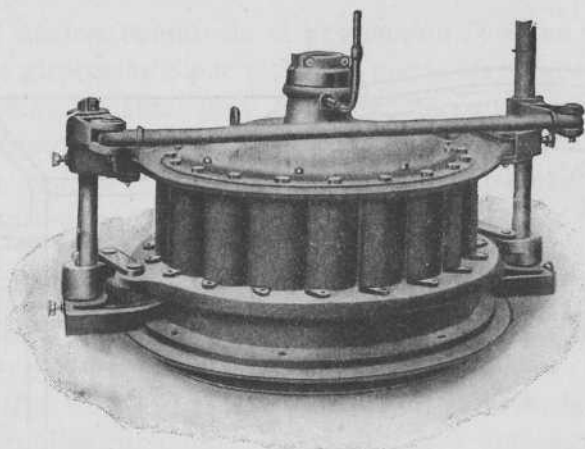


Fig. 124

error apreciable podemos tomar como la línea media de la paleta. El resto del proyecto se resuelve de nuevo según los puntos de vista ya mencionados. En las turbinas grandes la corona de regulación no se apoya completamente alrededor de toda la corona directriz, sino que consta sólo de unos cuantos sectores de deslizamiento como indica la figura 123, con lo que el rozamiento disminuye bastante. Estas deslizaderas son de fundición roja o bien de madera dura.

El accionamiento de la corona de regulación se efectúa desde un eje de regulación como se representa, por ejemplo, en la figura 124. El segundo eje que se ve a la izquierda

es de poca longitud y gira entre dos cojinetes quedando conectado al eje de regulación de la derecha por medio de dos bielas y un tirante. Como se pueden interponer cuerpos extraños entre las diferentes piezas que giran (hielo, piedras o trozos de madera) deben construirse todas muy reforzadas. Otro modo de accionar la regulación a base de una palanca angular y dos tirantes lo muestra la figura 149, y se utiliza muy a menudo tanto en turbinas de eje horizontal como vertical.

En las turbinas en espiral, que más adelante describiremos, y en las grandes turbinas abiertas, es corriente

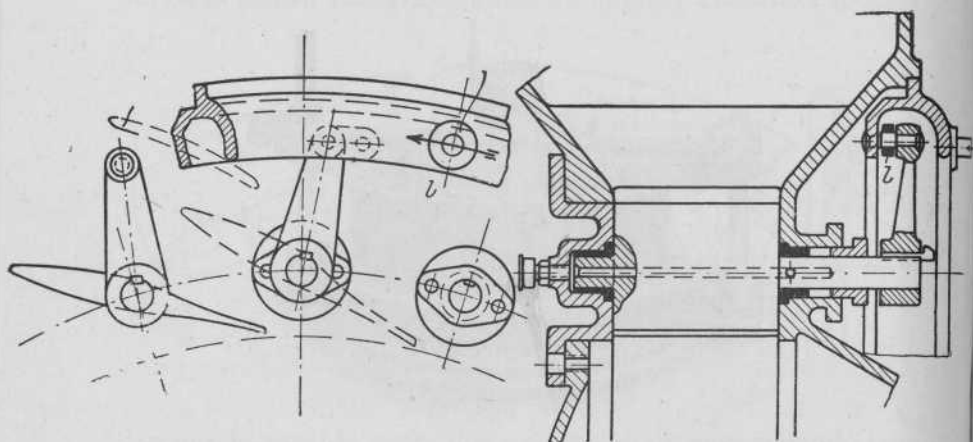


Fig. 125. — Disposición de paletas *Fink* para turbinas en espiral; la flecha indica el sentido del movimiento para el cierre

emplear en lugar de bielas o deslizaderas la disposición de las figuras 150 y 158 para accionar las paletas (véase también la figura 125 con este tipo de regulación, denominado «regulación exterior»). Cada paleta tiene un eje que atraviesa una de las paredes con un cojinete provisto de prensaestopas llevando en su extremo una palanca *l* calada o acufiada, como indica muy bien el corte de la derecha; todas las palancas son arrastradas simultáneamente por un anillo. La ventaja de este sistema es la de que todos los elementos de la regulación quedan fuera de la corona, con lo que no se hallan expuestos a la acción del agua corriente,

son más accesibles y se obtiene en definitiva una forma mucho más sencilla para las paletas; el inconveniente es de que lleva más piezas, resultando la construcción más cara, y no queda tan sólido el conjunto formado por las dos paredes o coronas directrices, puesto que el eje de la paleta antes formaba un tirante de la una a la otra y ahora queda libre y flojo de un extremo quitando trabazón, pero esto se remedia dejando unos nervios especiales, como indica claramente la figura.

C) EL REGULADOR

El accionamiento de la regulación, ya sea ésta por paletas giratorias o por registro, puede efectuarse a mano o automáticamente; pero como la fuerza necesaria para este objeto es a veces de gran importancia, se recurre muchas veces a *reguladores de acción indirecta*. El regulador en sí es análogo al de una máquina de vapor y acciona una válvula que permite la entrada de agua o aceite a presión elevada en el interior de un cilindro, obrando sobre un émbolo y por medio de éste sobre la palanca de regulación; estos *reguladores* se llaman *hidráulicos* o *de presión de aceite*. En otros tipos, en lugar de válvula, se acciona una horquilla que mueve unas correas, y embraga o desembraga unas poleas que hacen girar el eje o palanca de regulación por medio de engranajes o reducciones; estos *reguladores* se denominan *mecánicos*.

A consecuencia de este accionamiento indirecto, el modo de obrar del mecanismo regulador no puede ser naturalmente tan preciso ni tan rápido como el del regulador de una máquina de vapor; esto no obstante, se construyen reguladores de turbinas que sólo emplean de dos a cinco segundos en cerrar el paso del agua, o sea que en caso de una súbita y completa descarga de la máquina (al fundirse los fusibles o saltar un automático de la dínamo acoplada) llevan la turbina, en el espacio de dos a cinco segundos, al régimen de marcha en vacío, sin que entre

pues, preciso, para disminuir la carrera, intercalar alguna reducción.

5. Con este proceso se ha vuelto al reposo del mecanismo después de accionada la palanca; ahora queda el manguito del regulador un poco más alto que al principio, correspondiendo al nuevo estado de equilibrio una velocidad angular algo mayor.

El diagrama de la regulación, tal y como se obtiene en una máquina al efectuar las pruebas, se indica en la figura 127. Según sea la importancia de las masas en

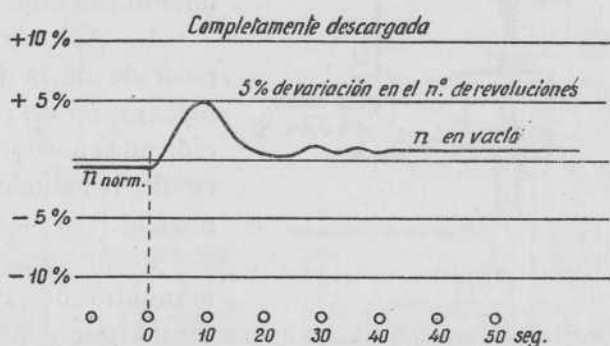


Fig. 127. — Diagrama de las variaciones de velocidad que se originan al obrar un regulador hidráulico (n es el número de vueltas por minuto)

movimiento y la disposición del regulador, se alcanza el nuevo estado de equilibrio con más o menos rapidez. En el diagrama se indica la velocidad normal y el aumento progresivo de esta velocidad al descargar completamente la turbina, bajando una vez llegado al aumento de 5 % por funcionamiento del regulador y quedando a los 20 segundos una velocidad casi igual a la normal, que permanece constante después de ligeras oscilaciones. Si no tuviese lugar la vuelta de la válvula a la posición normal por el mismo pistón, ocurriría que el aceite levantaría el émbolo excesivamente, cerrando demasiado las paletas y, falta la turbina de caudal, perdería revoluciones, bajando el regulador y accionando ahora la válvula en sentido inverso, originándose una oscilación o penduleo alrededor de la posición de equilibrio; pues el émbolo cerraría o abriría siem-

pre demasiado y sería casi imposible alcanzar la posición definitiva correspondiente a la nueva carga.

Se construyen otros reguladores distintos en su funcionamiento a los descritos y que para cada variación de carga restablecen automáticamente el número de revoluciones normal.

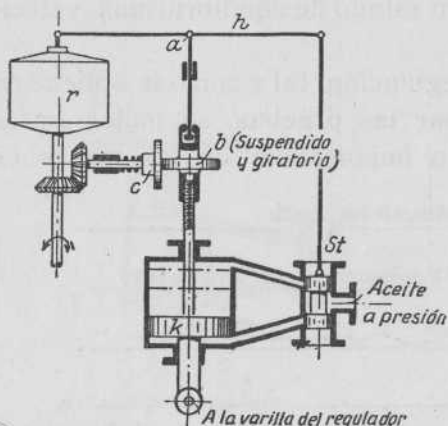


Fig. 128

En esquema aparece representado este nuevo regulador en la figura 128. Su funcionamiento es como sigue:

1. Aparato en la posición de la figura, mecanismo de regulación en reposo y número de revoluciones n normal.

2. n aumenta, el manguito del regulador sube, la válvula baja, el aceite entra por debajo del émbolo k .

3. El émbolo sube y cierra las paletas directrices.

4. Con el émbolo sube también la palanca de regulación h y la válvula vuelve a su posición media.

5. Con esto se para el mecanismo.

6. El disco b es levantado y por rozamiento con el plato c se pone a girar atornillándose en el eje y haciendo bajar al punto a hasta que se encuentre exactamente en la misma posición 1.

Con esto se consigue llevar el manguito a su primitiva posición, o sea se alcanza la primitiva velocidad normal n .

Los reguladores hidráulicos se construyen con depósito de aire y sin él. Las figuras 129 y 130 representan, por ejemplo, el regulador con depósito de aire de J. M. Voith, de Heidenheim. En el zócalo se dispone un depósito de aceite con una bomba de engranaje colocada lateralmente que da al aceite la presión necesaria. El aceite a presión

pasa por una válvula de retención y entra en el depósito, y de allí, por medio de unos tubos, a la válvula de regulación. Si no se necesita el aceite, escapa éste por una válvula y vuelve al depósito. La válvula de regulación es del tipo corriente semejante a la corredera de las máquinas de

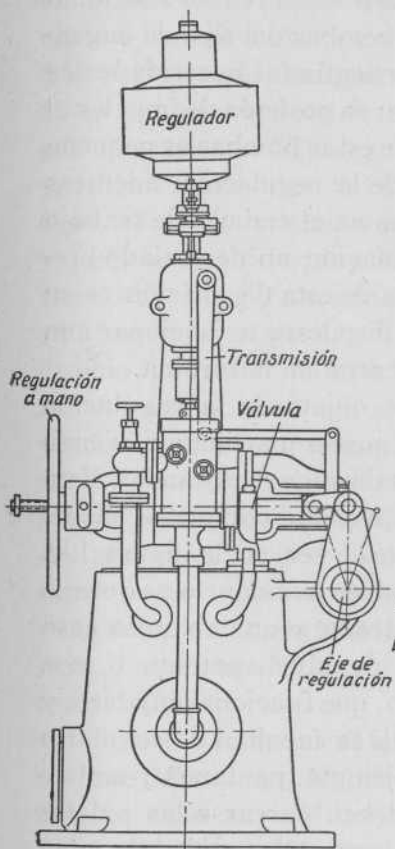


Fig. 129

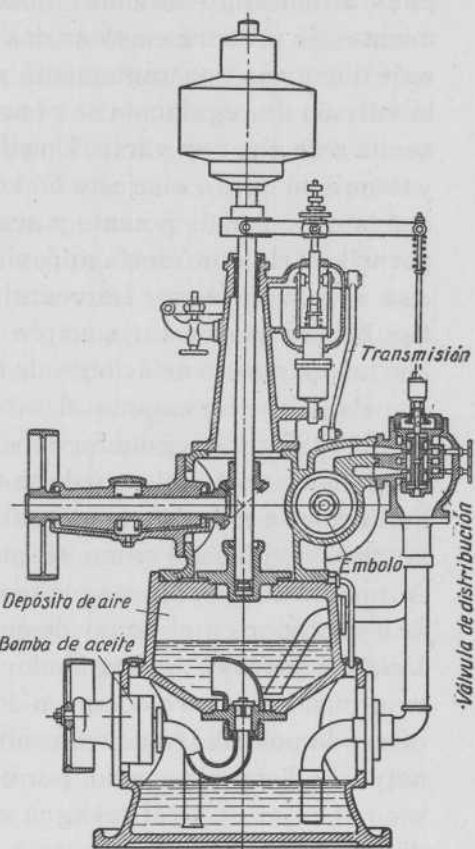


Fig. 130

vapor con pequeñas lumbreras, siendo la carrera muy pequeña. Por el émbolo de trabajo que se mueve en un cilindro horizontal, se acciona una manivela y ésta a su vez mueve el eje del regulador. La carrera del émbolo puede ser limitada ajustándola a mano, lo cual sirve también como regulación auxiliar, caso de que alguna vez dejase de fun-

cionar el regulador hidráulico. La vuelta a su posición (véase esquema de la figura 126) es determinada por la varilla del émbolo por medio de juegos de palancas.

Reguladores hidráulicos de grandes dimensiones se construyen hoy en su mayor parte sin depósito de aire, pues al ser algo forzados pueden fallar en su funcionamiento. Se prefiere emplear dos bombas del tipo de engranaje que giran constantemente y según las necesidades de la válvula de regulación se ponen en posición de impeler el aceite o de girar en vacío. Una de estas bombas es pequeña y tiene a su cargo el ajuste fino de la regulación, mientras que la otra es más potente y acciona el émbolo de trabajo para llevarlo con cierta aproximación no demasiado precisa al debido lugar. La ventaja de esta disposición es su flexibilidad y el estar siempre dispuesta a funcionar aun con las mayores variaciones de carga en la turbina.

Para que se cumpla el otro objeto de la regulación (página 127) todo regulador debe poseer una limitación en su funcionamiento en el caso de que disminuya el caudal. Esta limitación se efectúa en general a mano por medio de un volante y un husillo como se puede ver en la figura 129. Automáticamente es posible también accionarlo por medio de un flotador en el canal de entrada y un cable. La casa Voith construye un regulador de nivel, patentado, con transmisión por aire comprimido, que funciona muy bien, y ofrece la posibilidad de transmitir la facultad de regular a mayores distancias como, por ejemplo, pantanos y embalses. Al bajar el nivel del agua deben cerrarse las paletas directrices para acomodarse a la menor cantidad de agua disponible ¹⁾.

D) CARACTERÍSTICAS Y CURVAS DE RENDIMIENTO

a) Para examinar el modo como se comporta un rodete determinado o un modelo de rueda con diferentes cargas, conviene determinar las llamadas características.

¹⁾ Más detalles pueden verse en *Z. d. V. d. I.*, 1911, pág. 1522.

La turbina en cuestión se instala en un canal de pruebas y se hacen ensayos al freno ¹⁾ bajo desniveles de agua determinados. Así se determinan las diferentes potencias, gasto de agua y número de revoluciones para cada posición de las paletas directrices y se calcula el rendimiento para cada caso. Es corriente referir todos los valores obtenidos a 1 m. de salto y construir con ellos un diagrama. Así, por ejemplo, la figura 131 indica las características de un pequeño rodete normal de $D = 350$ mm. construido por la casa A. Wetzig, de Wittenberg, que fué ensayado por el autor en la estación de ensayos de la Escuela superior de construcción de máquinas de Stettin. Todos los valores se han referido a la unidad de salto $H = 1$ m. Se ve que las curvas N_I son de forma como parabólica y que dan valor nulo para la ordenada N_I lo mismo cuando $n = 0$ que cuando la turbina marcha en vacío. Las curvas Q_I alcanzan su máximo para una velocidad pequeña y van disminuyendo lentamente, o sea que el caudal disminuye cuando el salto es constante a medida que va creciendo el número de revoluciones. Las curvas del mismo rendimiento $\eta = 0,8 \div 0,6$ son algo semejantes a elipses. El mejor rendimiento de 0,82 tiene lugar sobre la ordenada que corresponde a $n_1 = 155$ /min. en el punto de intersección con la curva de N_I para $3/4$ de admisión, que son los datos para los que se había construido este rodete.

Estas características indican, pues, el partido que puede sacarse del rodete para distintas cargas y velocidades. En nuestro caso para el mejor η y con $3/4 Q_I$, una potencia $N_I = 0,72$ y $n_I = 155$. La velocidad específica sería, pues, $n_s = n_I \cdot \sqrt{N_I} = 127$.

Si se quiere, por ejemplo, utilizar el mismo rodete con $n_I = 200$, resultan según el diagrama (fig. 131) con $3/4 Q$ valores de $N_I = 0,61$ caballos y de $\eta = 0,7$. La velocidad específica habrá subido ciertamente a $n_s = 155$. Del mismo modo se pueden calcular otros valores cualesquiera y fijar

¹⁾ Para estos ensayos sirven las *Normas para ensayos al freno de motores hidráulicos* dictadas por la V. D. I. en 1926.

así los límites dentro de los cuales puede ser empleado el referido rodete.

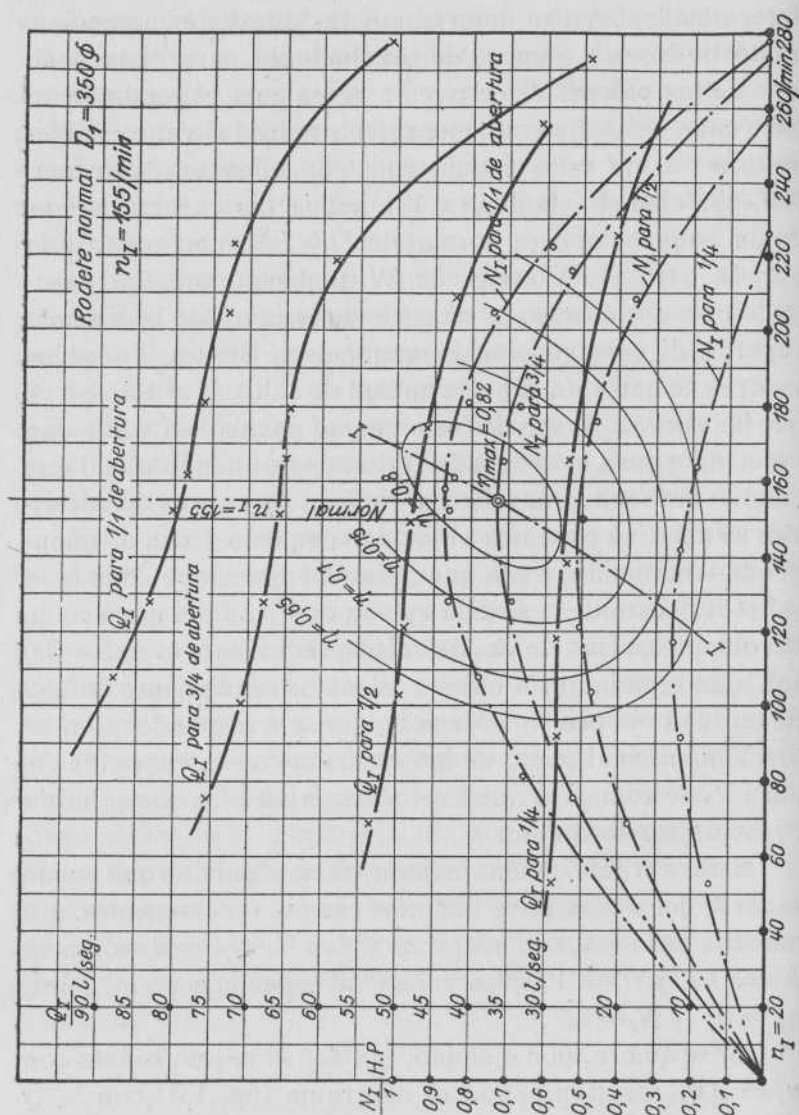
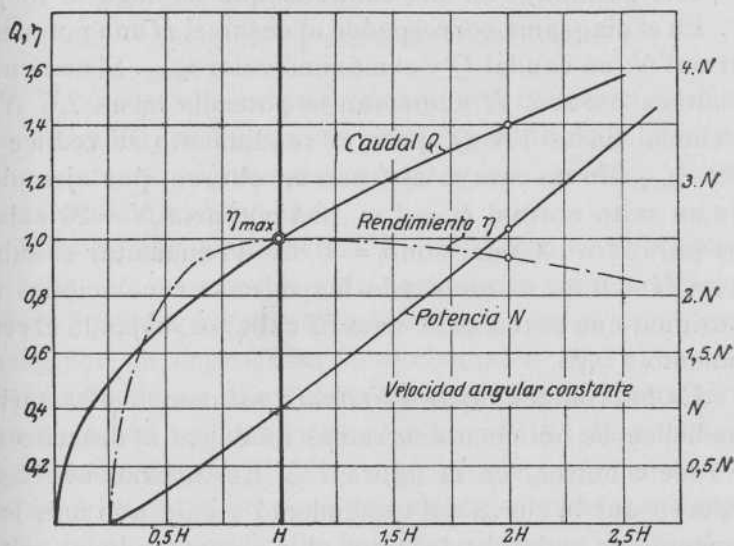


Fig. 131

b) Independientemente de estas características podemos servirnos también de las curvas de rendimiento de las que ya se habló (fig. 104) y que se determinan también por ensayos al freno para distintos valores de la admisión.

Estas curvas se calcularon para velocidades constantes y expresan simplemente la dependencia o relación existente entre el rendimiento η y la admisión considerando un tipo de rodete determinado, sea del modelo normal, del rápido, etc.

c) Como en las instalaciones hidráulicas que funcionan con poco desnivel hay que contar siempre con pequeñas oscilaciones del mismo, es muy conveniente conocer por adelantado la manera como se comportará la turbina



con estas variaciones de salto manteniendo la velocidad angular constante, ya que esto último es indispensable cuando se acciona directamente un generador y puede obtenerse prácticamente por la acción del regulador.

El diagrama de la figura 132 pone de manifiesto las variaciones que sufren la potencia N , el caudal Q y el rendimiento η para variaciones del salto H manteniéndose constante la velocidad y aplicado a un rodete *Francis* normal ¹⁾. Se ve que la potencia presenta una variación lineal. Si H baja hasta 0,25 del valor normal resulta $N = 0$.

¹⁾ DUBS, Z. V. d. I, 1924, pág. 873.

El caudal aumenta y disminuye a medida que lo hace H , pero la variación viene representada por una curva algo parabólica. El rendimiento alcanza un valor máximo para el valor de H que ha servido de dato para el cálculo de la turbina y se anula, hacia la izquierda de la curva, para el valor de $0,25 H$, al paso que por la derecha desciende con una inclinación pequeña, viéndose que aun para un aumento de H hasta el doble de su valor el rendimiento η sólo disminuye en una cantidad que no llega al 10 %.

En el diagrama corresponde al desnivel H una potencia normal N , un caudal Q y el máximo valor $\eta_{m\acute{a}x}$. Si aumenta la altura hasta $2 \cdot H$ aumentan la potencia hasta $2,6 \cdot N$ y el caudal hasta $1,4 \cdot Q$, pero el rendimiento se reduce a $0,92 \cdot \eta_{m\acute{a}x}$. En un ensayo al freno se obtuvo, por ejemplo, con un salto normal $H = 4$ m. una potencia $N = 20$ caballos para $n = 140/\text{min.}$ con $\eta = 0,82$. Al aumentar el salto hasta $H = 8$ m. manteniendo las mismas revoluciones se consiguió una potencia de unos 52 caballos, bajando el rendimiento a 0,75.

En los rodetes rápidos *Francis*, así como en las turbinas-hélice, se obtienen diagramas análogos al descrito de un rodete normal en la figura 132. En turbinas-hélice se observó que la curva del rendimiento η baja aún más lentamente que en los otros tipos al ir aumentando el salto.

17. Quicios

Junto con los mecanismos de regulación, representan los quicios la parte más importante de una turbina de eje vertical. Actualmente han caído en desuso los quicios sumergidos en el agua, con los cuales apoyaba el eje de la turbina directamente sobre los cimientos de la cámara de desgüe, empleándose por regla general quicios exteriores que se colocan en lugares bien accesibles.

Hace unos veinte años tenían mucha aplicación los quicios completos o de plato (quicios Fontaine) montados

sobre un vástago que se sujetaba a los cimientos. El esfuerzo de rotación se transmitía desde el rodete hacia la parte superior por medio de un eje hueco (véanse las figuras esquemáticas 51 y 52, etc.). Este quicio no resulta suficiente para grandes cargas, y además la construcción de un eje hueco resulta demasiado cara, por lo cual no se emplean ya. Los tipos que se utilizan ahora con más frecuencia son los siguientes:

A) QUICIOS ANULARES SENCILLOS

Un modelo de estos quicios se representa en las figuras 133 y 134, en las que se ve el conjunto de la construcción, con los engranajes cónicos y los cojinetes del eje horizontal de transmisión.

Los quicios anulares son en parte de acero y en parte de bronce. Las superficies de rozamiento están constantemente bañadas en aceite que se mantiene a nivel constante por un engrasador, que comunica con el interior por medio de un tubo. Para ajustar bien la altura sirve una arandela que se apoya en un encaje del eje contra un anillo de dos piezas. El quicio se halla montado en un soporte de *linterna* cuyas proporciones deben estudiarse con especial cuidado, ya que toda la carga descansa sobre él, en lugar de apoyar sobre los cimientos. En la parte superior del soporte y además por debajo del quicio se sitúan dos cojinetes para guiar y sostener al eje en su posición vertical; el segundo de ellos se construye en dos piezas para el fácil montaje. El aspecto de una instalación de turbina con esta clase de quicios puede verse también en la figura 141.

Para disminuir la altura constructiva de los cojinetes y soportes, economizando además un apoyo para el eje, se emplea una disposición como la de la figura 140, o sea se coloca el cojinete muy próximo al engranaje cónico y formando cuerpo con el soporte. El ajuste de la altura puede hacerse como antes por medio de una arandela.

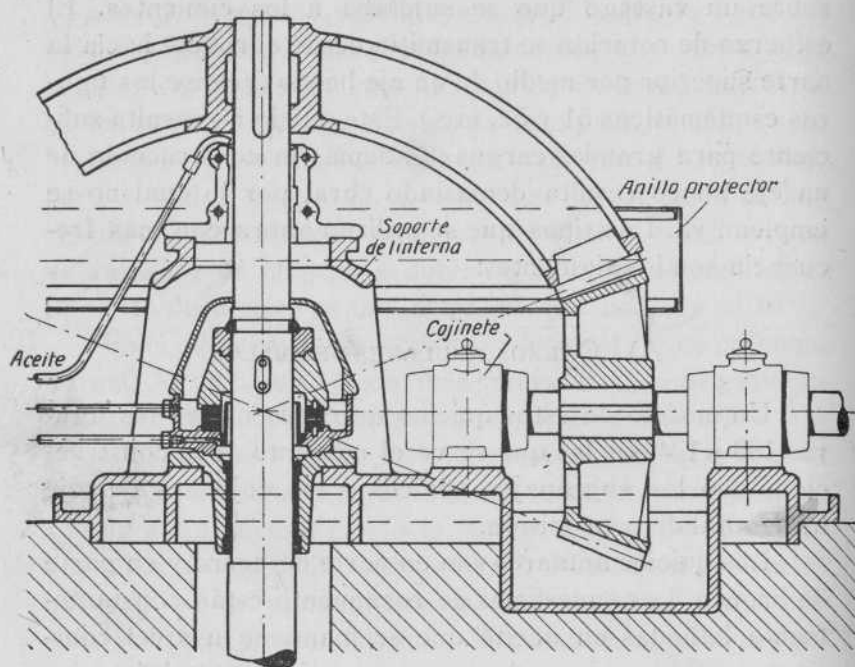


Fig. 133

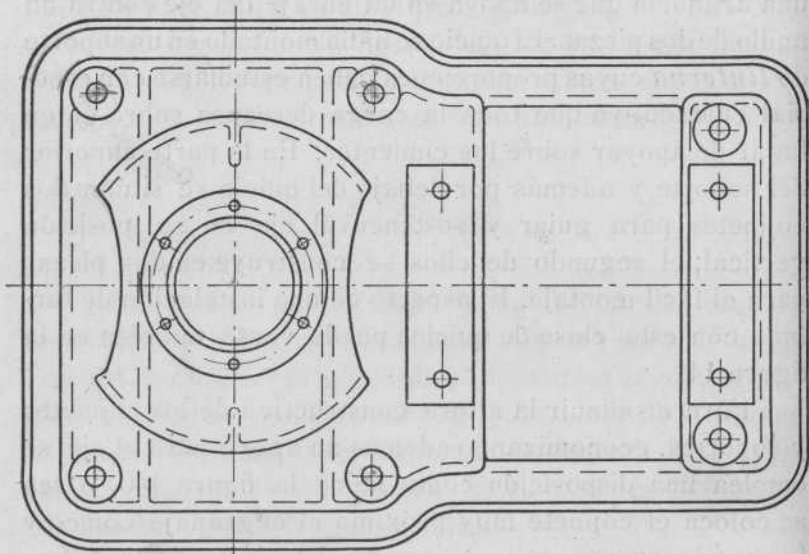


Fig. 134

Figs. 133 y 134. — Quicio anular con soporte de linterna

La ventaja principal, aparte de la sencillez de la construcción, consiste en que la presión de los engranajes cónicos obra sobre el centro del cojinete y por tanto desaparecen en absoluto los esfuerzos de flexión sobre el eje y se obtiene una marcha más silenciosa. Esto puede también conseguirse en una instalación como la de la figura 133 proyectando los cojinetes de altura convenientemente estudiada.

Si varias turbinas accionan conjuntamente una transmisión horizontal, se hace preciso un apoyo especial para el quicio en forma suspendida como la de la figura 135.

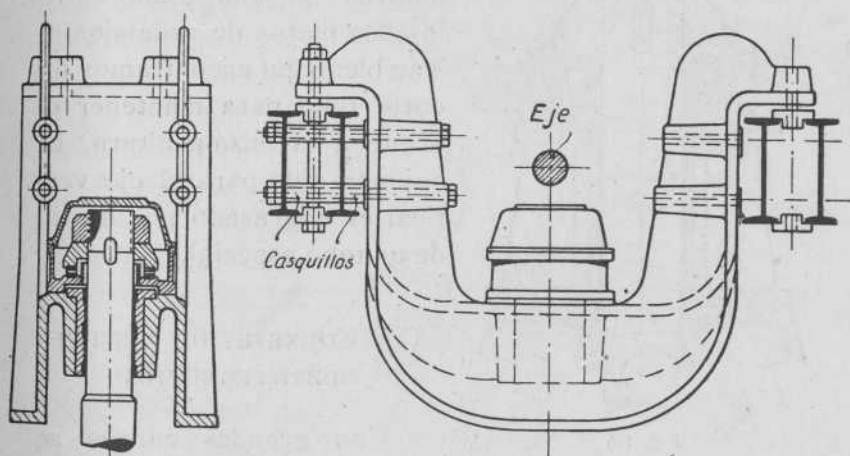


Fig. 135. — Quicio anular con apoyo colgante

Los engranajes cónicos atacan al eje por debajo (una instalación completa se representa en la figura 142), mientras que en general se prefiere la disposición de la figura 133 en que se ataca al eje con engranaje por arriba.

El soporte, que es de hierro fundido y parecido a una lira por su forma, se atornilla fuertemente por los dos lados a unas vigas robustas; en este soporte se halla el quicio de construcción semejante a los ya descritos, así como el cojinete superior para guía del eje de la turbina. Se diferencia, no obstante, en que el ajuste de la altura del eje se efectúa por medio de un tornillo que lleva el eje en su extremo supe-

rior. La tuerca que al girar levanta el eje, debe naturalmente hallarse unida al plato del quicio.

B) QUICIOS CON COJINETES DE BOLAS

Una disposición de esta clase para un eje de 250 mm. muestra la figura 136. El quicio lleva además la disposición hoy muy corriente de que uno de sus elementos forma superficie esférica que permite un ajuste más preciso. Las bolas endurecidas y pulidas se mueven en una jaula entre los dos platos de rodamiento. También aquí encontramos un corto tubo para mantener el aceite a la misma altura. El cojinete-guía para el eje vertical es engrasado por medio de un tubo especial.

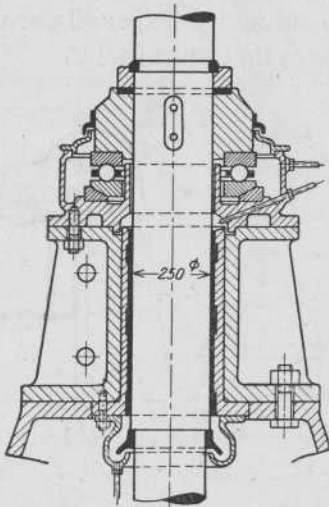


Fig. 136

C) COJINETES DE PRESIÓN SOBRE SEGMENTOS

Con grandes cargas se emplean en la actualidad casi exclusivamente los cojinetes de segmentos, que se han manifestado como excelentes.

Son estos cojinetes ventajosamente conocidos en la construcción de máquinas de buque con el nombre de cojinetes de presión Michell y se utilizan desde hace varios años en los ejes de las hélices. El plato o aro de presión consta (fig. 137) de varios segmentos que no apoyan completamente sobre la superficie inferior, sino que pueden tener un ligero movimiento basculante y colocarse algo oblicuos. Al girar con el eje los anillos de presión o de apoyo, entra el aceite en las ranuras o huecos de forma de cuña y es arrastrado de tal forma que subsiste constan-

temente una capa de lubricante entre los dos anillos. Se obtiene así automáticamente que el anillo superior sobrenade en una capa de aceite.

Los segmentos son de hierro fundido y revestidos con una gruesa capa de metal blanco. La espiga sujeta a los segmentos, dentro de la libertad de movimiento que disfrutan, e impide que puedan desplazarse. Con el fin de que el aceite tenga fácil acceso al hueco, se procura redondear el revestimiento de metal blanco.

El cojinete de segmentos patentado por la casa Escher Wyss & Co., de Zúrich, se diferencia fundamentalmente del que acabamos de describir en que los segmentos se hallan todos unidos en una sola pieza (fig. 138), o sea que forman un solo anillo con ranuras. El aceite es aquí aspirado por la forma de la superficie que va ascendiendo ligeramente en forma de cuña, habiéndose demostrado en la práctica esta disposición como muy satisfactoria.

En la figura 139 se ha representado un cojinete de segmentos de gran tamaño construido en varias instalaciones por la casa J. M. Voith, de Heidenheim, para cargas de

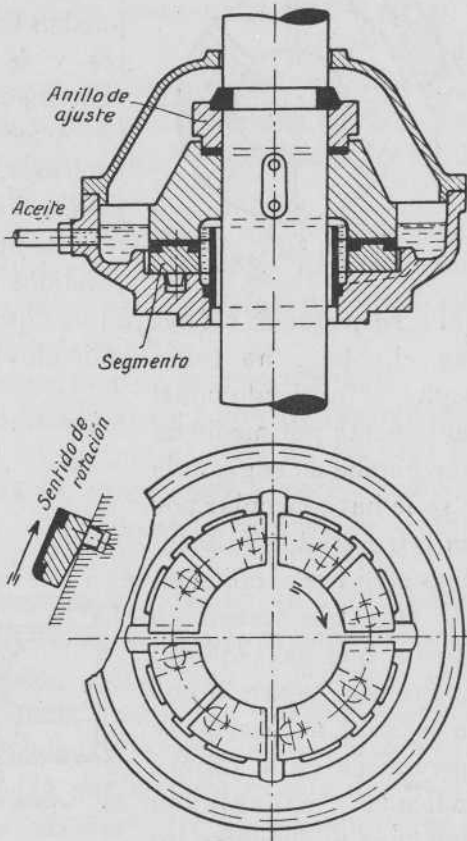


Fig. 137

500 toneladas y $n = 150/\text{min}$. Los segmentos tienen 1,9 m. de diámetro exterior y 0,95 de diámetro interior y son de

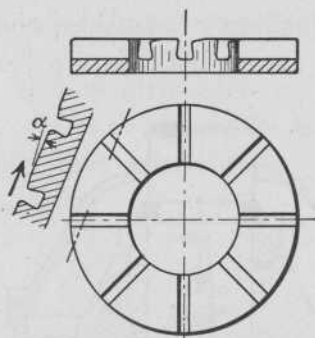


Fig. 138

hierro fundido con superficies rozantes de metal blanco. Por su parte inferior tienen una superficie curvada a fin de que puedan tomar ciertos movimientos y se hallan sujetos en el centro por una espiga, llevando en otras ranuras unos muelles espirales. Para que pueda desprenderse el calor de rozamiento que siempre se produce van suspendidos en la caja del cojinete unos serpentines refrigeradores que penetran en el aceite (en el dibujo no están indicados). Además de esto el aceite es aspirado constantemente por medio de una bomba de engranaje y se le hace circular por un refrigerador volviéndolo otra vez al cojinete.

Hay que tener en cuenta que para que el aceite sea aspirado con la presión necesaria, se introduzca en la ranura indicada y establezca una capa fluida entre los segmentos y el anillo, es

necesaria una determinada velocidad. Por ello, al parar las turbinas de gran potencia se hace preciso frenarlas (figura 162) a fin de que al cesar el efecto de cuña del aceite que disminuye el rozamiento de superficies no se caliente el cojinete excesivamente.

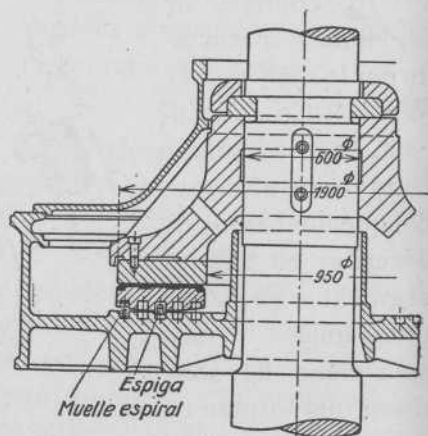


Fig. 139

D) CÁLCULO DE LOS QUICIOS

El cálculo de todos los quicios se hace desde luego teniendo en cuenta la presión por unidad de superficie, pero además hay que atender al *recalentamiento*.

La carga total que debe sostener el quicio se compone de

1. Peso del eje y de la parte móvil del quicio.
2. Peso del rodete y del agua contenida en él.
3. Peso del engranaje cónico o del inducido de la dinamo, si ésta es de eje vertical.
4. La sobrepresión o diferencia de presión entre las caras superior e inferior del rodete. En muchas turbinas puede ser equilibrada en parte efectuando unos tala-dros en la corona, próximos al eje.
5. La componente vertical de la reacción (9, B).

Las presiones indicadas en 4 y 5 son extraordinariamente variables en los distintos modelos de rodetes. En rodetes normales hasta se compensan a veces, pues la reacción puede tener su componente vertical en sentido hacia arriba.

En rodetes *express* (y especialmente en las turbinas-hélice) se obtienen, por el contrario, cargas muy elevadas, pues toda la sobrepresión y casi todo el esfuerzo de la reacción son dirigidos hacia abajo. Los grandes cojinetes de la figura 139 para turbinas *Francis* rápidas alcanzan a sufrir unas 225 toneladas por el peso propio de rodete, engranaje, etc., y en cambio entre la sobrepresión, la componente de la reacción y el peso del agua suponían 275 toneladas más.

Los cojinetes descritos en A) deben dimensionarse de modo que la presión media por unidad de superficie, sobre los discos, no exceda de $50 \div 70$ Kg. por cm^2 . Las bolas del quicio tratado en B) deben calcularse, según Stribeck, por la fórmula

$$P = i \cdot (50 \div 100) \cdot d^2,$$

en la que P expresa la carga, i el número de bolas y d el diámetro de las mismas en centímetros, o se escogen de acuerdo con los datos de las fábricas especializadas en cojinetes de esta clase.

En los cojinetes de segmentos se admiten presiones medias de $10 \div 25$ Kg./cm². La presión se distribuye, no obstante, con una irregularidad extraordinaria, como han demostrado suficientemente experimentos y ensayos, siendo nula en el canto de los segmentos y alcanzando en cambio en el centro de ellos hasta valores de 100 Kg./cm² y más.

18. Modos de instalar las turbinas Francis

En la elección del modo de instalar una turbina influye principalmente la altura del salto, y así, según las circunstancias del mismo, se distinguen los siguientes tipos de instalaciones: turbinas de eje vertical en cámara abierta, turbinas de eje horizontal en cámara abierta y turbinas con tubería de presión.

A) TURBINAS DE EJE VERTICAL EN CÁMARA ABIERTA

La disposición para pequeñas turbinas se puede ver en la figura 140. La corona directriz forma como el zócalo o pie de la máquina y se apoya en la losa o bóveda de separación de la cámara superior o de entrada y de la inferior o de desagüe; del zócalo pende el tubo de aspiración, que en general no excede de 3 m. de longitud. El rodete se halla protegido o cubierto en su parte superior, por una tapa que puede levantarse con facilidad.

El eje cuelga del quicio anular, el cual se halla inmediatamente debajo del cubo de la rueda de engranaje. La guía y sujeción del eje tiene lugar en primer término debajo y muy próximo al quicio y en segundo por medio de un cojinete a la entrada de la tapa del rodete con un prensaestopas para no perjudicar la lubricación. La regulación se

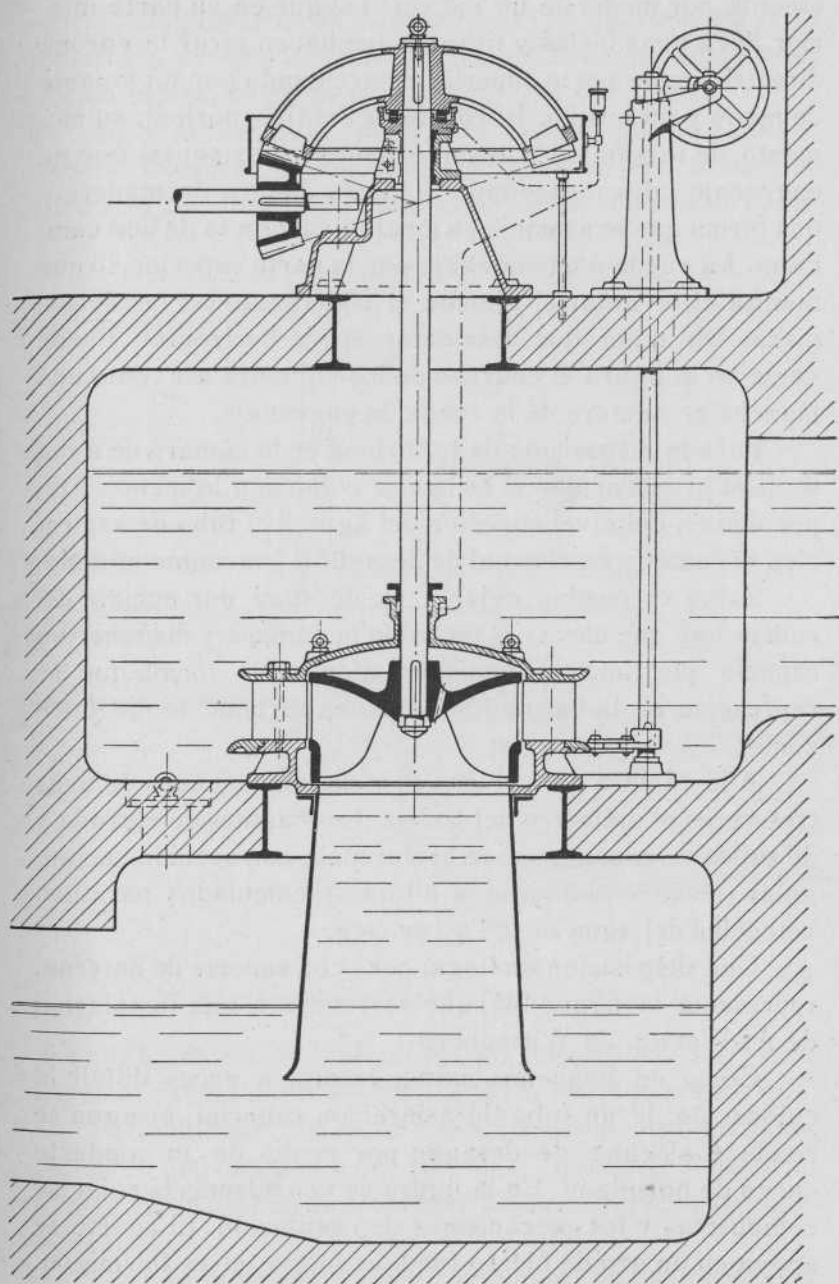


Fig. 140. — Turbina Francis vertical

efectúa por medio de un eje vertical que en su parte inferior lleva unas bielas y tirantes que hacen girar la corona directriz; en la parte superior es accionado por un volante de mano y un husillo. El rodete es del tipo normal; su momento de torsión se transmite a un eje horizontal por un engranaje cónico, llevando la rueda dientes de madera y una forma que se asemeja en muchos casos a la de una campana. La rueda acciona el eje por la parte superior, lo que facilita el levantar el eje con el rodete y todas las demás piezas, sin tener que desmontar el eje horizontal. Puede verse en la figura el engrase de los cojinetes así como una plancha protectora de la rueda de engranaje.

Para la disposición de la turbina en la cámara de agua se debe procurar que el rodete se coloque a lo menos 1 m. por debajo del nivel superior del agua y el tubo de aspiración se sumerja en el canal de desagüe 0,1 m. como mínimo.

Si no es posible dejar 1 m. de agua por encima del rodete hay que elevar el techo de la cámara y disponer un espacio que funcione como un sifón en la forma que se representa en la figura 151 para una turbina de eje horizontal.

A la cámara de turbinas se le da una anchura de unas tres veces el diámetro del rodete. Los canales de entrada y de salida se construyen de preferencia con sección rectangular (ancho = doble de la altura) y calculados para una velocidad del agua de 0,8 a 1 m./seg.

Una disposición análoga, pero con soporte de linterna, representa la figura 141, que se refiere a una instalación de A. Wetzig, de Wittenberg.

Como en pequeños saltos resulta a veces difícil la colocación de un tubo de aspiración especial, el agua se conduce al canal de desagüe por medio de un conducto curvo de hormigón. En la figura se ven además la reja, las compuertas y los mecanismos de regulación. El rodete se apoya en un aro de hierro fundido sujeto en el hormigón.

Como las cámaras de agua de las grandes turbinas resultan de medidas muy grandes y el espacio requerido

para instalar varias de estas turbinas en una central sería excesivo, puede adoptarse en estos casos una cámara de forma espiral como se ve en las figuras 142 y 143.

Se representa en ellas una instalación de la casa Amme, Giesecke y Konegen, de Brunswik, para la central eléctrica Buchholz, de la ciudad de Celle, con cuatro turbi-

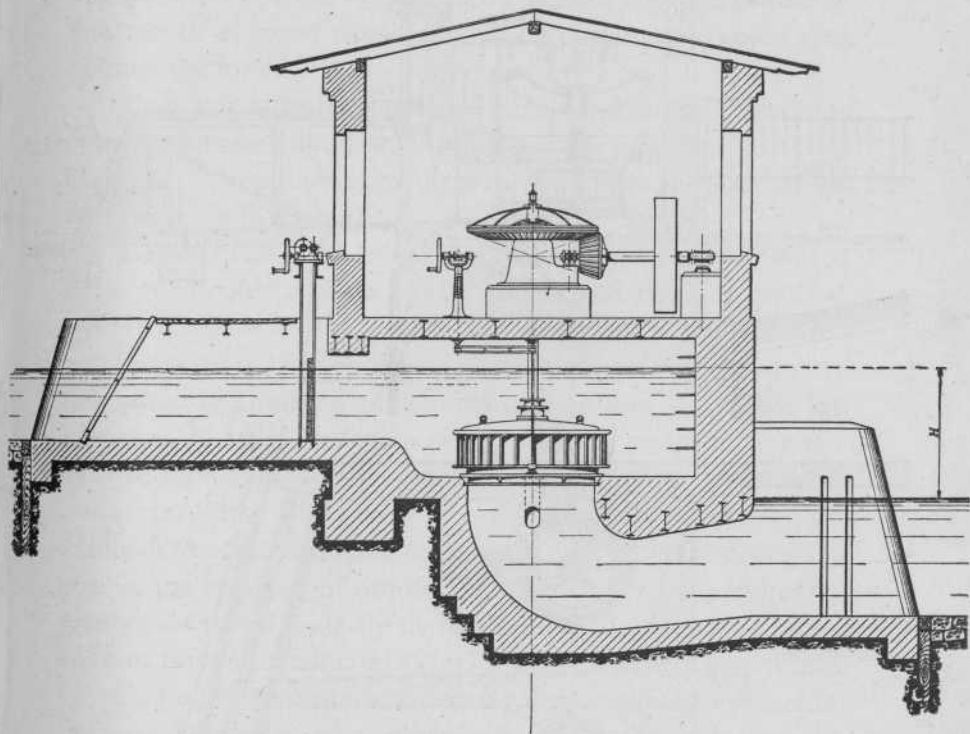
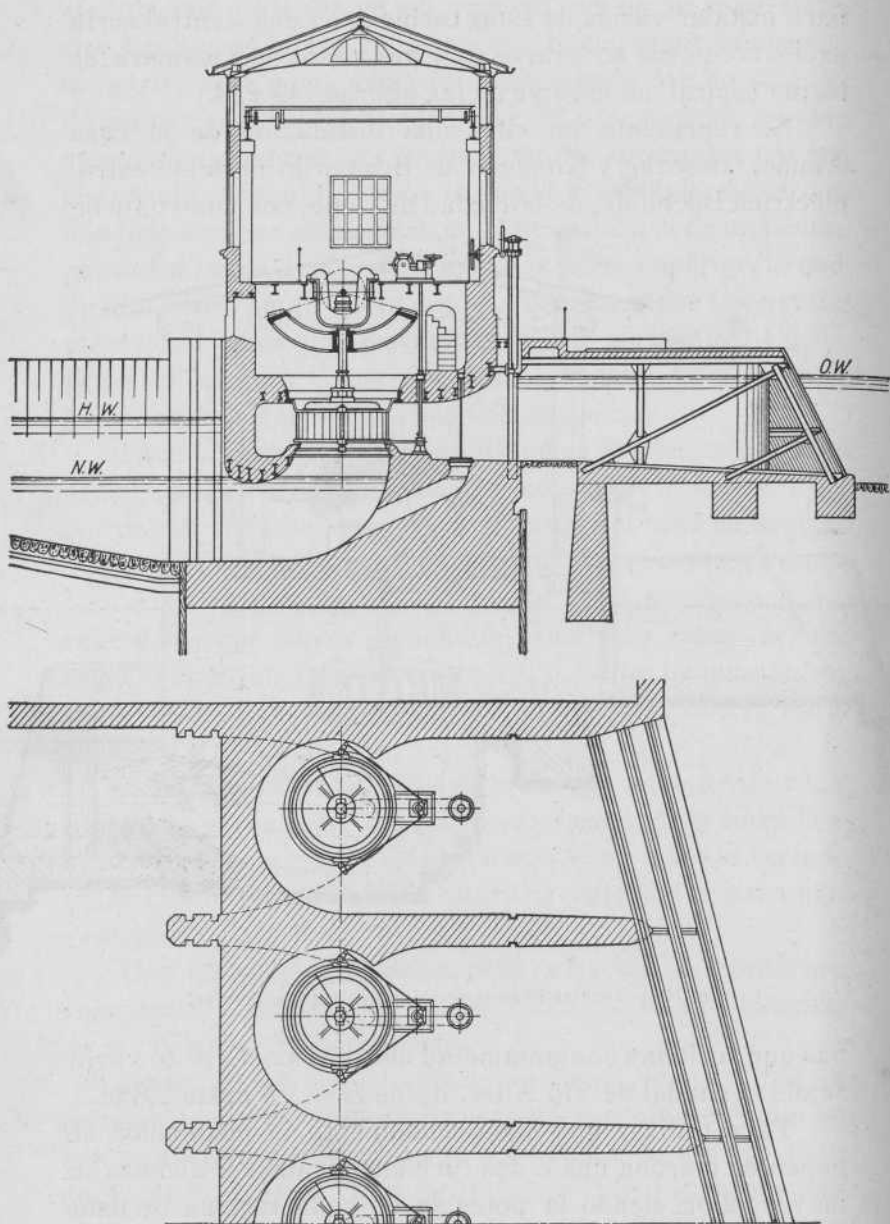


Fig. 141. — Turbina Francis vertical para pequeño desnivel

nas que accionan conjuntamente una dínamo. El salto varía según el caudal del río Aller, desde $H = 1,4$ hasta 2,8 m.

Para utilizar con buen rendimiento la instalación se ponen en marcha una o dos turbinas, cuando H alcanza su mayor valor, siendo la potencia de cada turbina de unos 500 caballos.

Cuando H es pequeño, por aumentar en gran cantidad el caudal funcionan las cuatro turbinas y producen unos 200 caballos cada una.



Figs. 142 y 143.—Turbinas Francis verticales con cámaras de agua de forma espiral

Las ruedas de engranaje de las cuatro turbinas atacan al eje por la parte inferior, estableciendo un soporte espe-

cial en forma de lira para apoyo del quicio, como ya se explicó (fig. 135).

Las ventajas del eje vertical son, en primer término, que se puede disponer el suelo de la casa de máquinas completamente a cubierto del peligro de inundaciones, en segundo lugar, que la circulación del agua por el tubo de aspiración o el codo de hormigón resulta muy favorable, y finalmente el poco espacio ocupado en comparación con las instalaciones con eje horizontal.

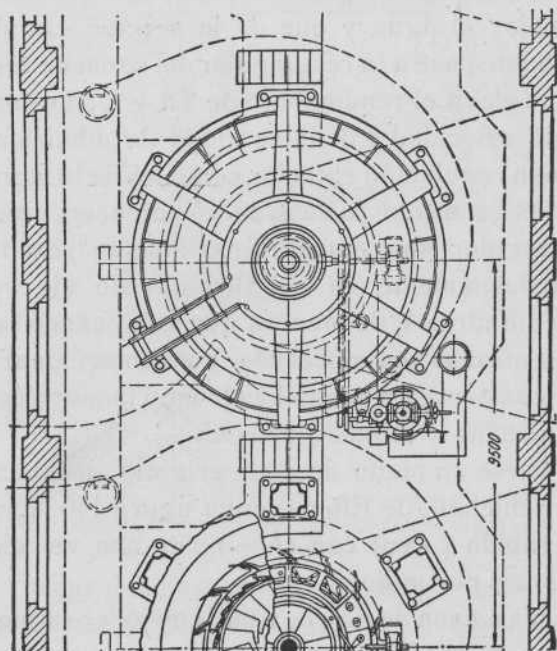
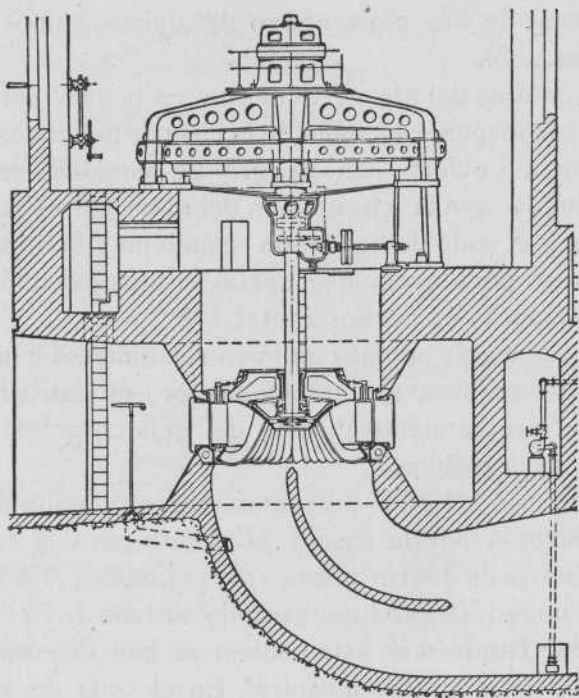
Para conseguir además un buen rendimiento e instalaciones muy sencillas, se intenta siempre en las grandes turbinas el acoplamiento directo del generador eléctrico con el eje de la turbina.

Las figuras 144 y 145 presentan una instalación de este tipo, construída por la casa J. M. Voith para la central Werra. Consta de dos turbinas *express* que con $H=4,6$ m. producen unos 1700 caballos, girando a razón de 75 vueltas por minuto. También en esta central se han dispuesto las cámaras de agua en forma espiral. En el codo de aspiración se ha dispuesto una pared de cemento armado para conducir mejor el agua y que de la sección circular de salida del rodete pase a la rectangular del canal de desagüe, con lo que se eleva el rendimiento de 2 a 4%, dependiendo esto ya de la velocidad y de la cantidad de admisión. Los rodetes tienen regulación exterior como los de la figura 125.

Como los generadores de grandes potencias y pequeña velocidad angular son extraordinariamente pesados, se instalan modernamente en las turbinas de eje vertical engranajes cilíndricos, de manera que aun cuando la velocidad de las mismas sea moderada, puedan accionar generadores de construcción normal y elevado número de revoluciones (llamadas *dínamos-paragua*).

Puede verse un plano de esta original instalación de la casa F. Schichau, de Elbing, en la figura 146. El rodete es del tipo rápido y tiene con $H=3,5$ m. una velocidad de 48 revoluciones por minuto.

Las ruedas *d* son de acero, y para mejorar su funciona-



Figs. 144 y 145. — Turbina Francis vertical con generador directamente acoplado

miento llevan dientes oblicuos, como es corriente en todos los mecanismos rápidos.

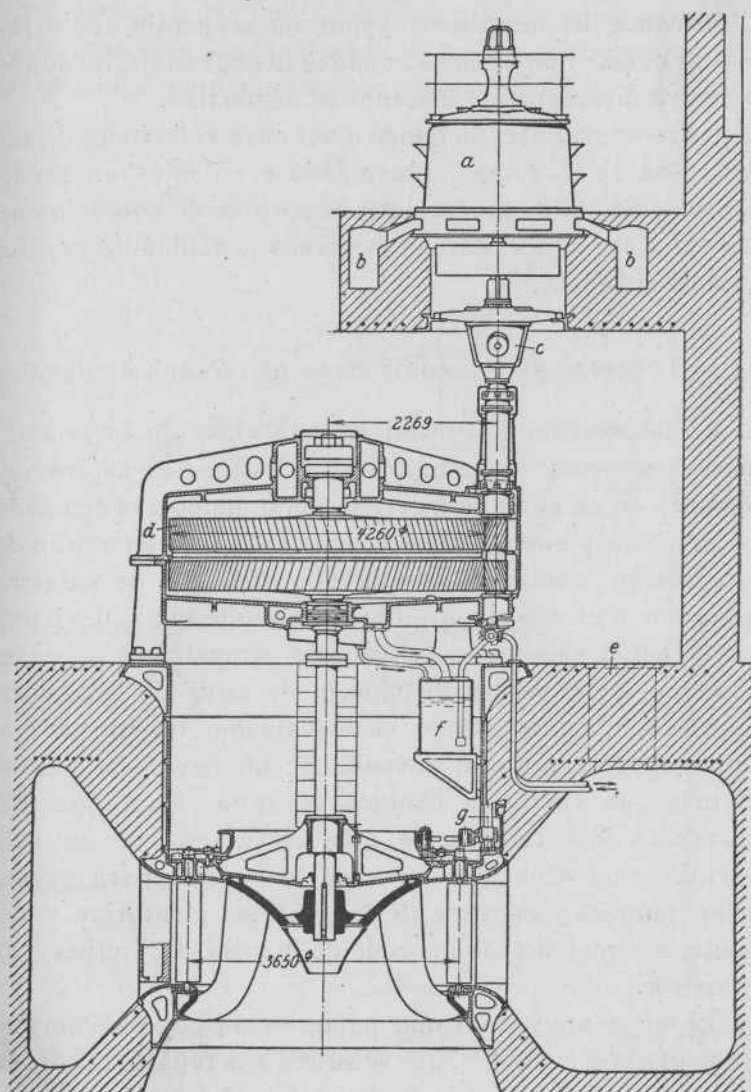


Fig. 146. — Turbina Francis con engranaje cilíndrico

El generador *a* resulta ahora de dimensiones muy reducidas (también el peso y el precio) y funciona con $n=750/\text{min}$. desarrollando 1500 caballos. Por los canales *b* se expulsa el aire caliente del interior de la dínamo. El

rodete tiene regulación exterior. El engranaje requiere constante engrase, por lo cual una bomba de aceite toma el lubricante del depósito *f* y por un serpentín que atraviesa la cámara de agua lo conduce al engranaje, de donde vuelve ya directamente al depósito de partida.

Estos engranajes se construyen para relaciones de velocidad de 1:15 y más, obteniéndose en ellos un rendimiento de 98 %, de manera que la pérdida de potencia con respecto a los generadores directamente acoplados resulta bastante reducida.

B) TURBINAS DE EJE HORIZONTAL EN CÁMARA ABIERTA

La disposición más usual en esta clase de instalaciones se representa en la figura 147. El tubo de aspiración comienza en un codo de hierro fundido, unido a la armazón de la turbina y que apoya por unas orejas en un marco de sustentación, continuándose el tubo con otro de palastro que se une a él. En cuanto a la corona directriz, lleva una prolongación que sirve de soporte, empotrándose en el sólido muro que separa la cámara de agua de la sala de máquinas, quedando todo el mecanismo en forma que resulta muy cómoda la revisión de las partes interiores, sin más que vaciar la cámara de agua. La figura 148 representa una turbina de esta clase, en que ha sido corrida hacia afuera la tapa de la corona para permitir la limpieza y engrase de las paletas giratorias y del rodete; la construcción procede de la casa «G. Luther», de Brunswick.

El eje se apoya por una parte en un cojinete normal con engrase por anillos, que se sujeta a la tapa de la corona fija, y por la otra en el codo de aspiración, donde, además del cojinete horizontal, se dispone un quicio para resistir los empujes axiales, como se ve en la figura 147. El cojinete horizontal del codo lleva también engrase de anillos, va instalado en un compartimiento estanco, y casi no requiere entretenimiento ni vigilancia.

En las disposiciones de las figuras 147 y 148, el codo del tubo de aspiración queda dentro de la cámara de agua y los órganos más delicados de la tubería se reúnen dentro de la casa de máquinas; pero es muy frecuente encontrar en estas turbinas una construcción radicalmente distinta, o

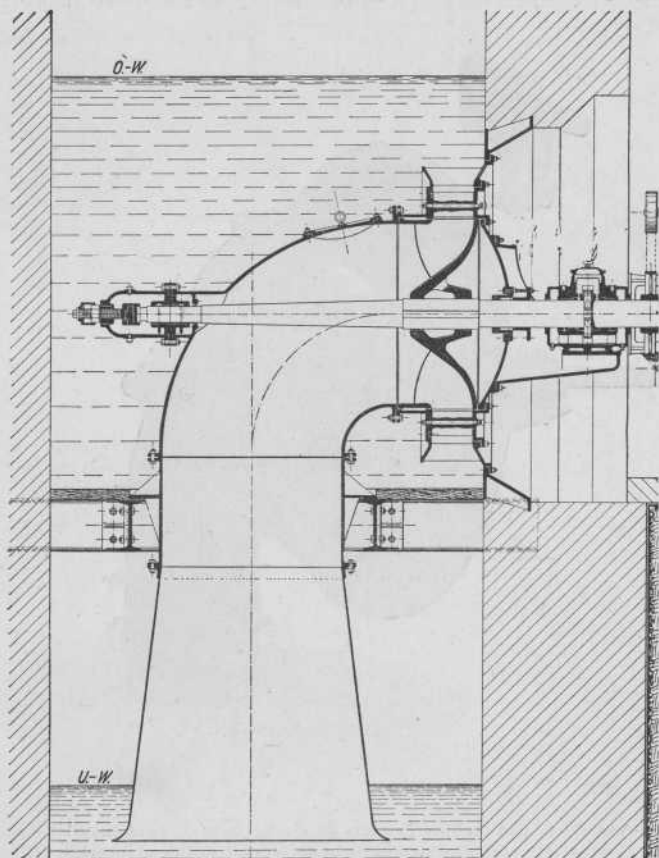


Fig. 147.—Turbina Francis de eje horizontal en cámara abierta: cojinetes del árbol, sistema «Wüffel»; O.-W., nivel de aguas arriba; U.-W., nivel de aguas abajo

sea que el codo se halla aprisionado precisamente en el muro que sirve de divisoria entre la central y la cámara de agua. Los órganos de la tubería no resultan en verdad tan accesibles como en la primera disposición, pero en cambio resulta este tipo mucho más barato: en la figura 149 puede

verse un ejemplo de instalación que es bastante corriente en la actualidad. El codo queda inclinado y el tubo de aspiración se une a él, formando una pendiente, con lo cual no se debilitan los cimientos del muro y el agua encuentra fácil salida. El cojinete principal del eje lleva lubricación por anillos y apoya sobre una especie de consola que forma

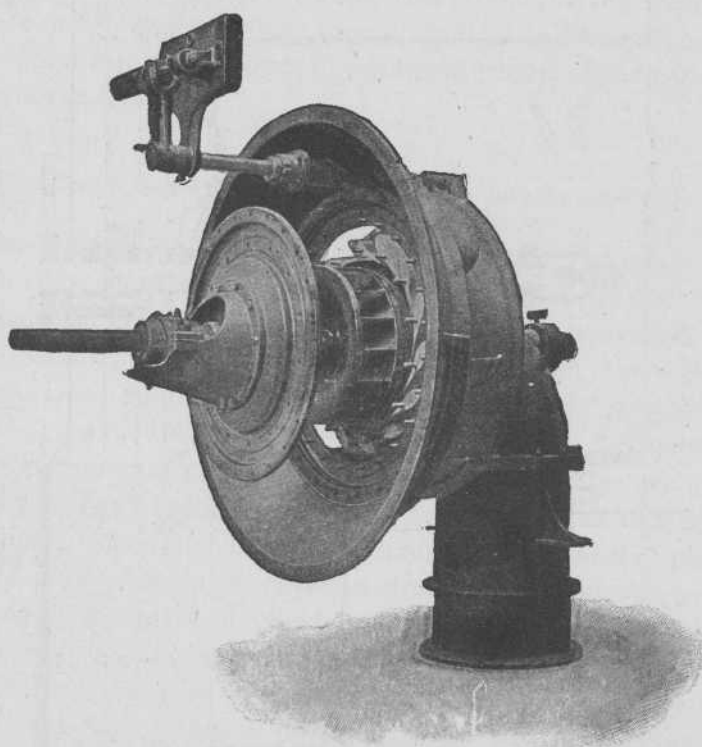


Fig. 148.—Aspecto de una turbina *Francis* de eje horizontal, para instalar en cámara abierta; la tapa ha sido quitada para dejar visible el interior

cuerpo con el codo del tubo de aspiración. En el extremo de la derecha de la figura, el eje se apoya en un manguito de metal blanco, al cual se conduce el aceite por una pequeña tubería. La corona directriz con su tapa y el cojinete viene a quedar atornillada al codo del tubo de aspiración. Las dos vistas laterales representan los mecanismos de regulación usuales en las turbinas de eje horizontal reguladas a

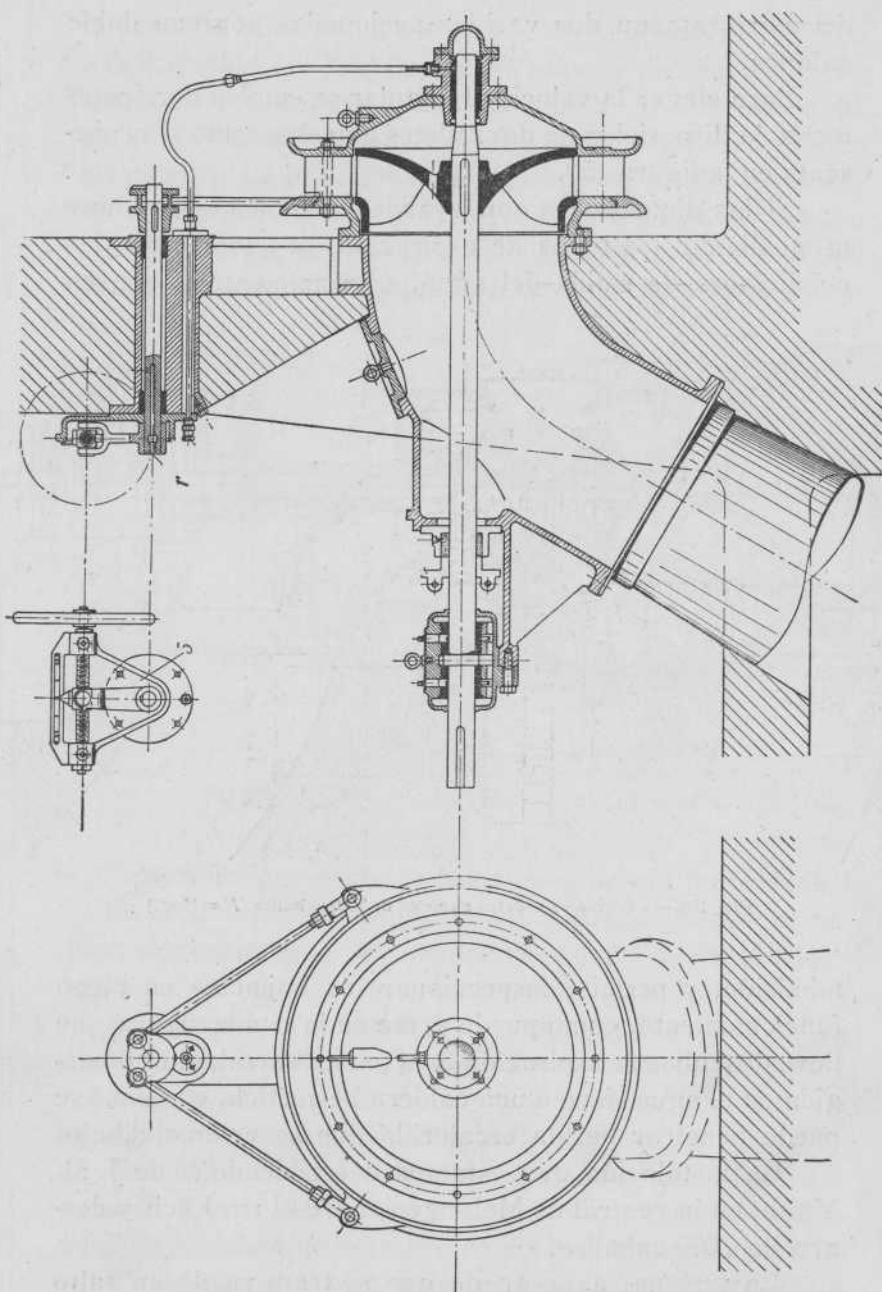


Fig. 149. — Turbina Francis horizontal, con codo de aspiración empotrado en la mampostería. r, engrasador; S, caja del vástago

mano. En el muro se sujeta un soporte con un husillo y un volante de mano. En el anillo regulador, al otro lado

del muro, atacan dos varillas accionadas por una doble palanca.

Para elevar la velocidad angular se emplea corrientemente la disposición de dos rodets gemelos como se representa en la figura 150.

Si las dimensiones son grandes, también es hoy muy usual dividir los tubos de aspiración, lo que mejora las condiciones de salida del agua, especialmente con poca

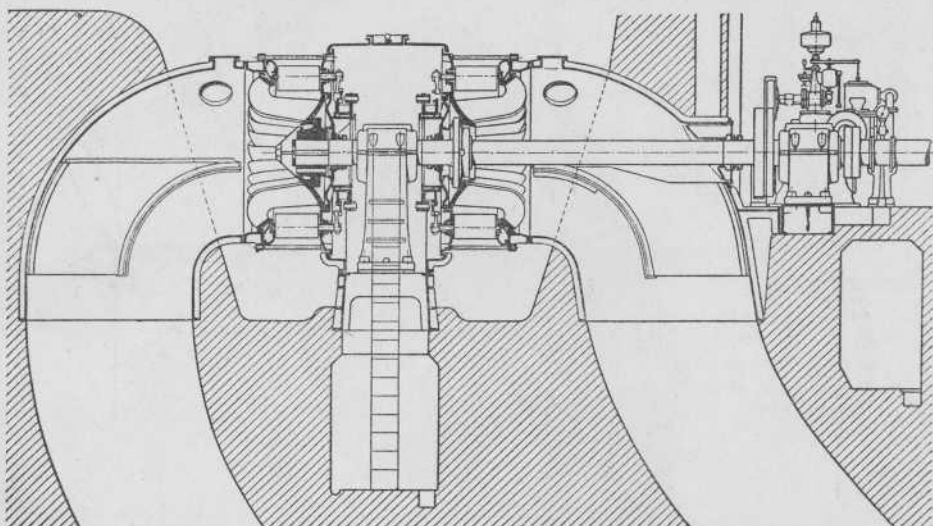


Fig. 150. — Turbina de rodets gemelos de 7000 caballos ($H = 15$ m.)

admisión, y permite inspeccionar los cojinetes en pleno funcionamiento, como puede verse en la citada figura que lleva dos tubos de aspiración, y la parte central, aun sumergida en el agua, forma una caldera hermética, en la que se puede penetrar por la escalerilla que se ve en el dibujo.

La instalación que estamos describiendo es de J. M. Voith, en la central de Meitingen sobre el río Lech y desarrolla 7000 caballos.

La turbina, a pesar de que se trata ya de un salto de 15 m., es del tipo de cámara abierta y se halla a 10 m. de profundidad. Los dos tubos de aspiración son comple-

tamente de cemento, con la excepción de los codos de unión a la turbina. El cojinete principal para un eje de 375 mm. de diámetro resulta, como dijimos, perfectamente accesible, así como también los mecanismos regulares que accionan las paletas. En la turbina misma no existe ningún otro cojinete, pues el rodete de la izquierda funciona sin otro apoyo y el de la derecha tiene un segundo cojinete, pero ya colocado en la sala de máquinas y fuera del codo de aspiración.

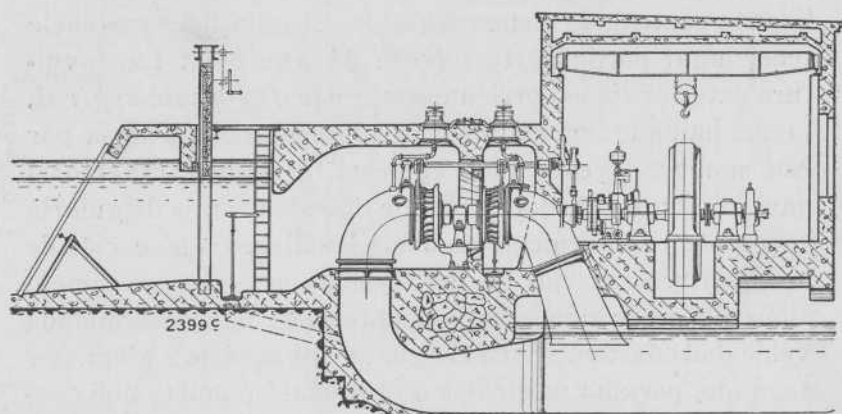


Fig. 151. — Turbina de rodetes gemelos instalada en sifón

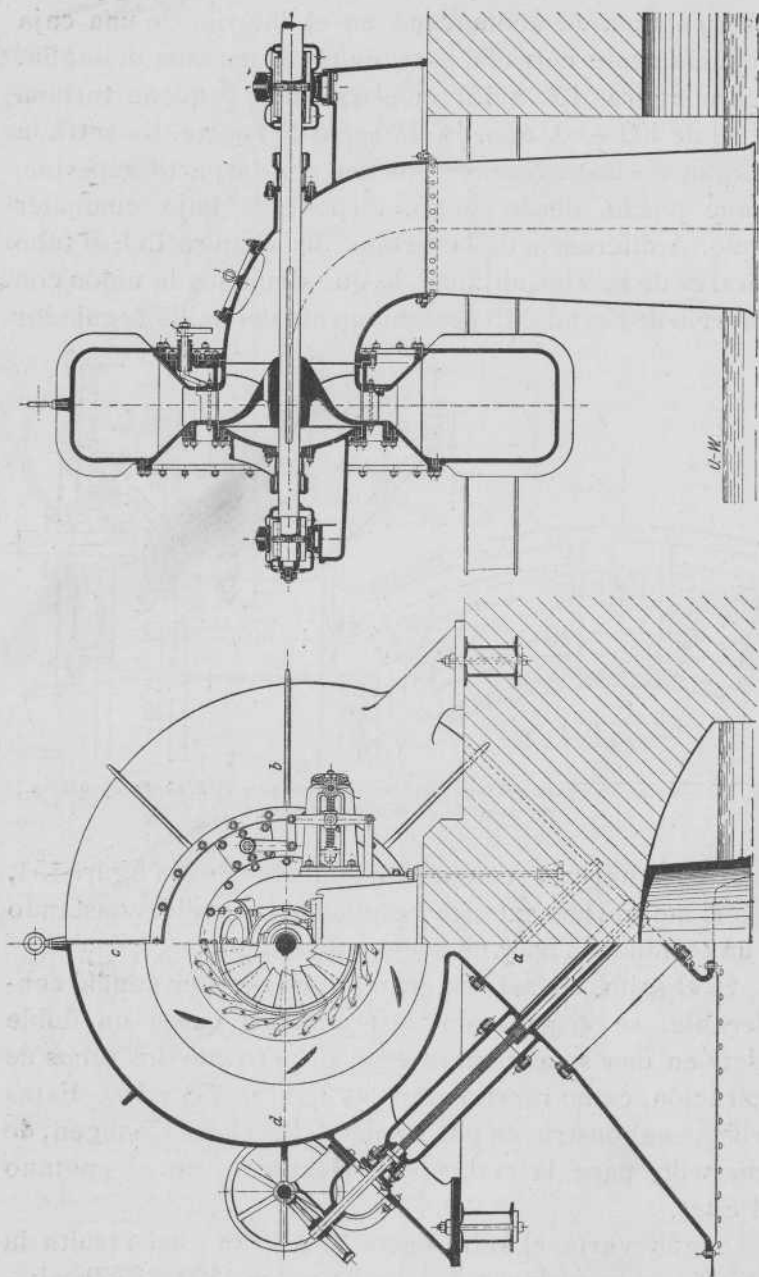
Para aplicar estas instalaciones de eje horizontal a saltos de gran potencia, pero poca altura, en los que la turbina sobresaldría en las condiciones normales del nivel del agua, se construyen turbinas en sifón, o sea se las instala en una cámara completamente cerrada, en la cual se forma un sifón, aspirando todo el aire de la misma. La figura 151 representa una turbina de rodetes gemelos instalada en sifón, que ha sido construída por J. M. Voith.

La disposición es análoga a la anteriormente descrita, pero el cojinete central no resulta accesible, funcionando además el rodete de la izquierda sin más que este apoyo.

Para aspirar el aire de la cámara se une la parte alta de ésta al tubo de aspiración por medio de una tubería con válvula de retención.

C) TUBERÍAS DE PRESIÓN.—TURBINAS CON ENVOLTURA METÁLICA

Como ejemplo de este sistema puede considerarse la representada en las figuras 152 y 153. La tubería de presión se dispone bajo la bóveda que separa la sala de máquinas de la cámara de desagüe, a fin de ahorrar espacio y tener más libre la central, de manera que la entrada del agua suele tener lugar por la parte inferior de la turbina. La envoltura exterior tiene corrientemente una *forma de espiral*, lo que ha dado lugar a que se designen estas turbinas por este nombre, presentando con esta forma una trayectoria para la circulación del agua, que tiene la ventaja de guiarla constante y uniformemente hacia los álabes. La sección de la envoltura exterior en las turbinas espirales se dimensiona de modo que, con la hipótesis de una determinada velocidad constante para el agua, y que será de $2 \div 4$ m. por segundo, permita pasar por a el caudal completo que consume la turbina a plena carga, por b los $\frac{3}{4}$, por c $\frac{1}{2}$ y por d $\frac{1}{4}$ de dicho caudal. Un registro, compuerta o disco que gira alrededor de un diámetro y que se denomina válvula de mariposa, permite cerrar el paso del agua cuando hay que parar la máquina. Para regular, se emplean los mecanismos ya indicados anteriormente. No entraremos aquí a detallar la construcción de la tubería de presión, sobre la que ya se dijo algo (párrafo 3); sólo recordaremos que en los saltos de gran altura, para evitar los golpes de ariete que podrían sobrevenir por una descarga brusca de la máquina seguida del rápido cierre de las paletas, se instala una válvula de seguridad al final del tubo, que abre automáticamente cuando el regulador funciona bruscamente, cerrando después con suavidad. El mecanismo que mueve las paletas de entrada se representa, aumentado de escala, en la figura 154; las bielas que accionan las paletas van sujetas por el otro extremo al aro r de regulación, el cual



Figs. 152 y 153. — Turbina espiral

a su vez es movido por la deslizadera *g* y la palanca acodada que se ve en proyección a la derecha de la figura.

Dicha palanca va acomodada en el interior de una caja herméticamente cerrada para evitar la entrada del agua.

Las figuras 155 a 157 muestran una pequeña turbina espiral de $400 \div 600$ mm. de diámetro de rodete. La entrada del agua en la turbina se efectúa por la parte superior, aunque puede, desde luego, disponerse bajo cualquier ángulo. A diferencia de la turbina de la figura 153, el tubo espiral es de sección circular, lo que simplifica la unión con la tubería de llegada. El accionamiento del anillo regulador

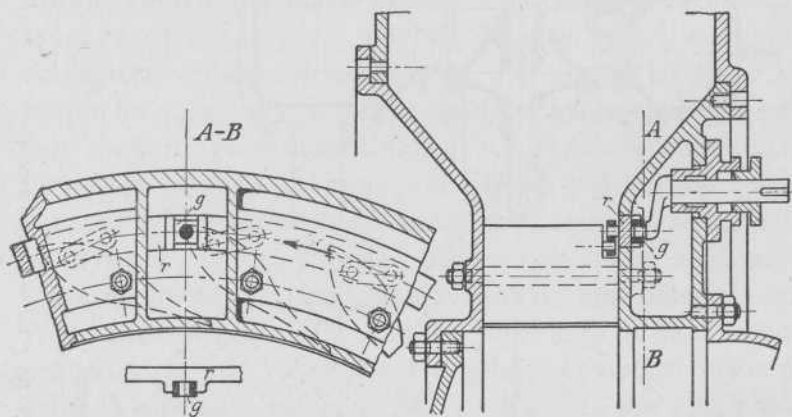
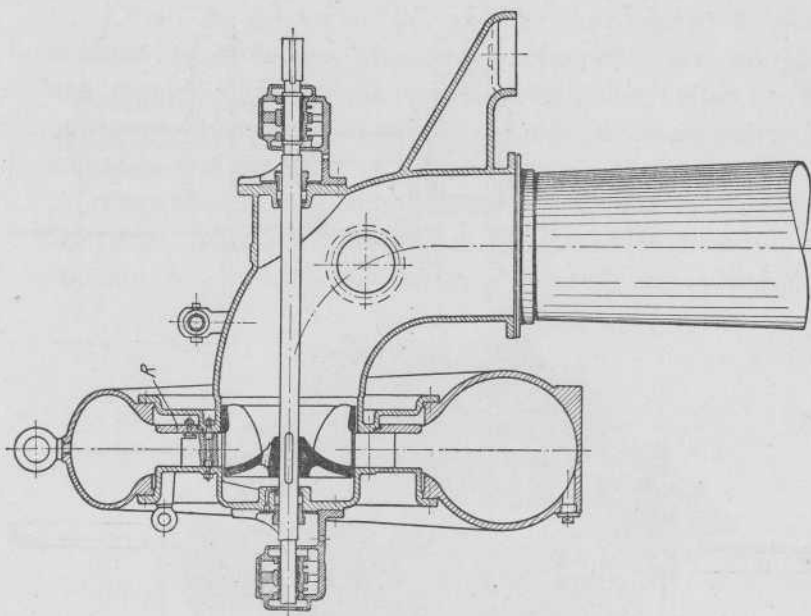


Fig. 154.—Mecanismo para variar la abertura de las paletas *Fink*, de la turbina representada en la figura anterior

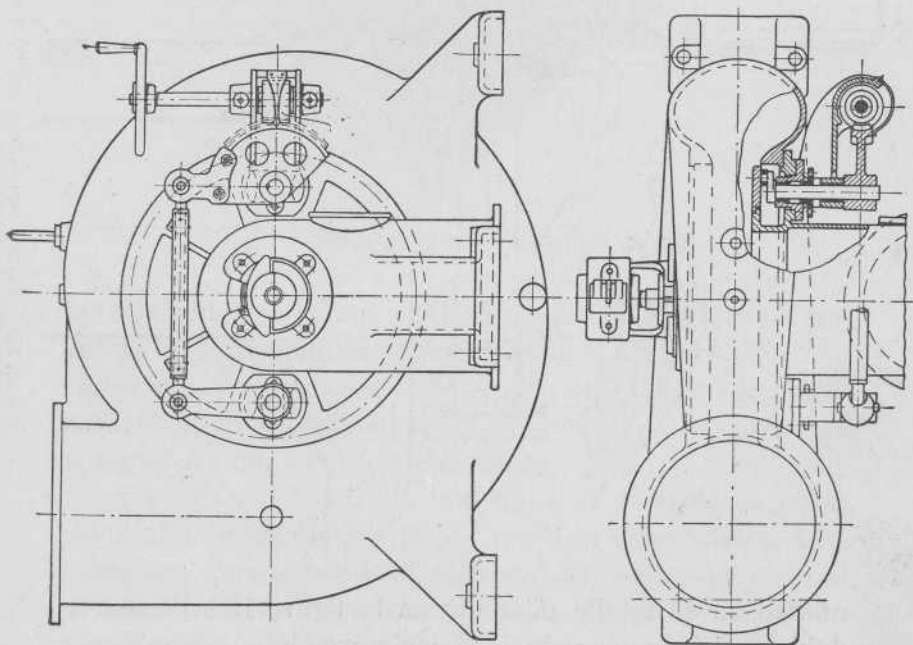
se verifica en forma semejante a la descrita en la figura 154, pero el mecanismo exterior resulta más sencillo, constando de un tornillo sin fin y un segmento dentado.

Si el salto, además de gran altura tiene un caudal considerable, se dispone en determinados casos un doble rodete en una sola cámara espiral, pero con dos tubos de aspiración, como representan las figuras 158 y 159. Estas turbinas se construyen por Amme, Giesecke y Konegen, de Brunswik, para la central de Hemfurth, en el pantano del Eder.

Según varía el salto entre 20 y 40 m., así resulta la potencia de la turbina, que oscila entre 1520 y 3750 caballos con velocidad $n = 300/\text{min}$. La corona directriz tiene la regulación exterior ya conocida, viéndose su funciona-



Figs. 155 a 157. — Turbina espiral para rodetes de 400 a 600 mm, y regulación a mano. R, anillo de regulación



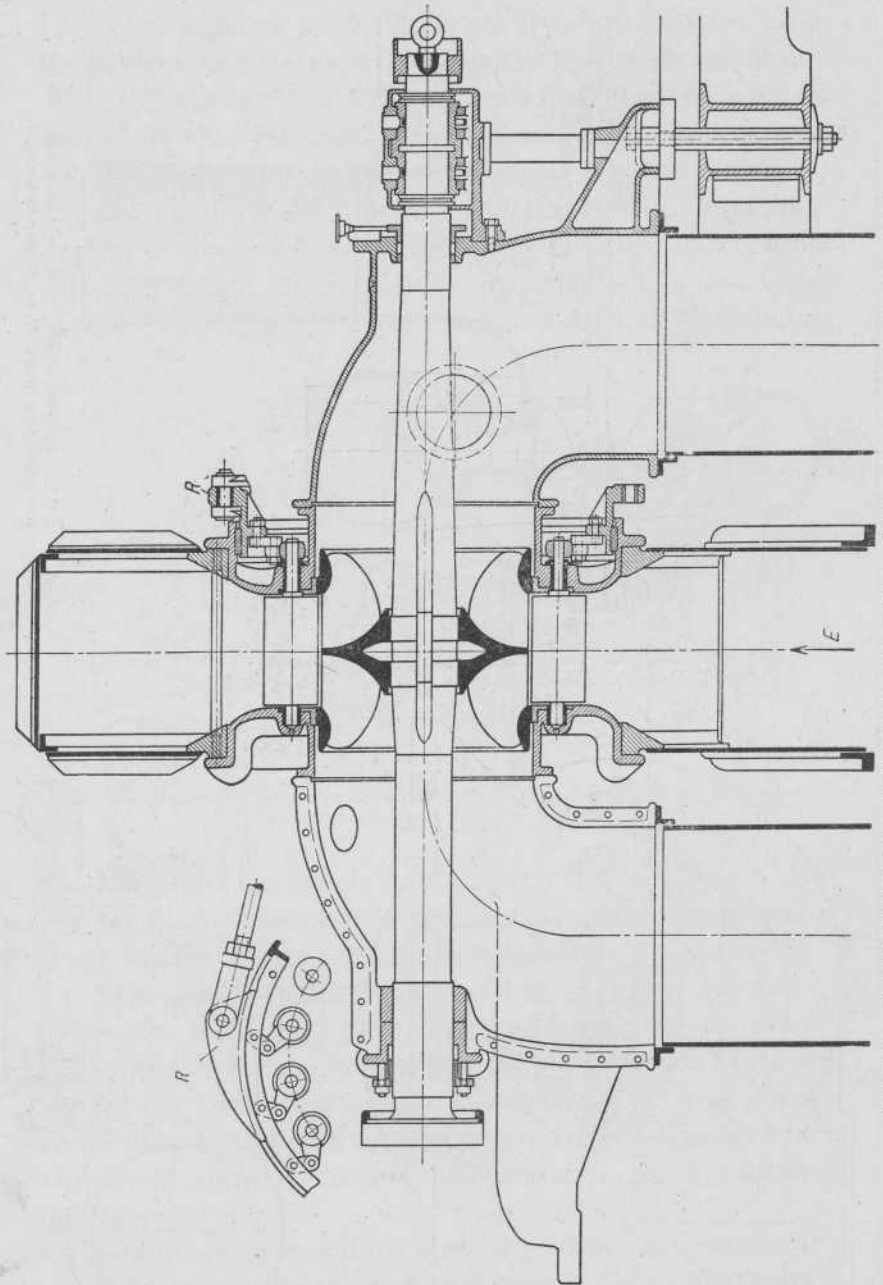


Fig. 158. — Turbina espiral doble de 3750 caballos ($H=40$ m.). *R*, mecanismo de regulación; *E*, entrada

miento en el detalle dibujado en la figura 158. El rodete doble es del tipo de velocidad casi normal.

Como de construir la envoltura de hierro fundido hubiese resultado una pieza de mucho peso, se recurrió a una construcción con plancha de acero con refuerzos de hierro perfilado roblonados a la misma, que se ve perfectamente en la figura 159.

Para ahorrarnos estas cámaras en espiral en las grandes turbinas, en las que se alcanzaría un coste excesivo, se acoplan dos coronas directrices y dos rodetes, colocándo-

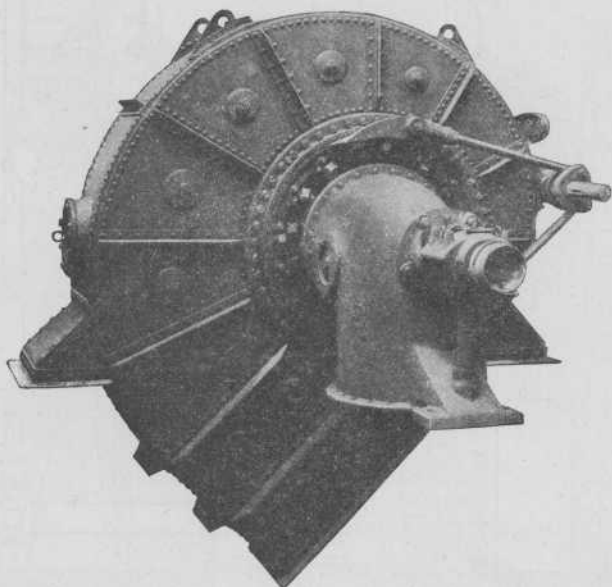


Fig. 159. — Turbina espiral doble

los en el interior de una caldera cilíndrica, a la que se empalma directamente la tubería de entrada. La caldera se construye de tamaño suficiente para que el agua se pueda repartir con uniformidad entre las dos coronas, sin tener el temor de una admisión defectuosa.

La tubería de entrada, en lugar de conectarse en la parte alta de la caldera, puede también empalmarse lateralmente, pero las dificultades que se presentan para el acoplamiento de tuberías de gran diámetro formando ángulo recto, han hecho que recientemente se inclinen las

casas constructoras a dar entrada al agua en la caldera por una de las bases del cilindro, con lo que se consigue una ventaja de importancia, y es la de empalmar la tubería directamente a la caldera sin necesidad de codos ni cambios de dirección.

Esta disposición en turbinas de caldera con entrada axial se representa en la figura 160, que es una instalación

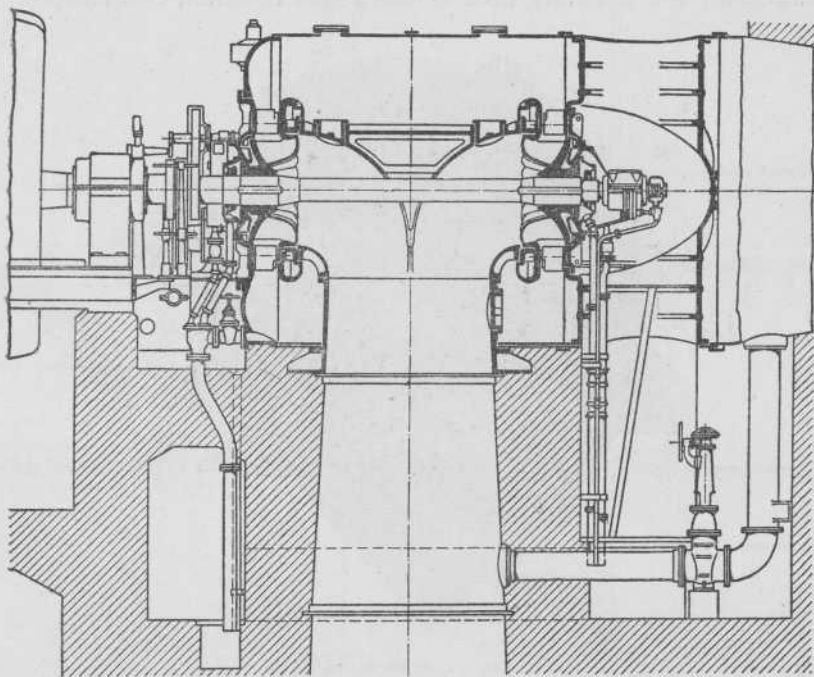


Fig. 160. — Turbina de caldera con entrada axial de 10000 caballos ($H=61$ m.)

para la central de Alz suministrada por J. M. Voith y que desarrolla 10000 caballos con 61 m. de salto. En la caldera de plancha, que tiene 3,2 m. de diámetro, van remachados por la izquierda una tapa de acero fundido y por la derecha un aro de fundición que sirve de cámara de revisión para entrar en la turbina, donde se halla accesible el cojinete delantero. Rodetes y coronas directrices son de acero fundido. La turbina lleva sólo un cojinete, el de la derecha, ya indicado, que va refrigerado por agua; por la izquierda

el eje de la turbina se apoya en el mismo cojinete de la máquina. La tubería de 3 m. de diámetro viene por la derecha atravesando el muro de la central que se ve en el dibujo. La instalación comprende cinco turbinas análogas, que en total pueden absorber unos 80 m³/seg.

Una turbina de caldera bastante parecida y que procede de la misma casa constructora de la que acabamos de citar, se ve en la figura 161, que representa una instalación

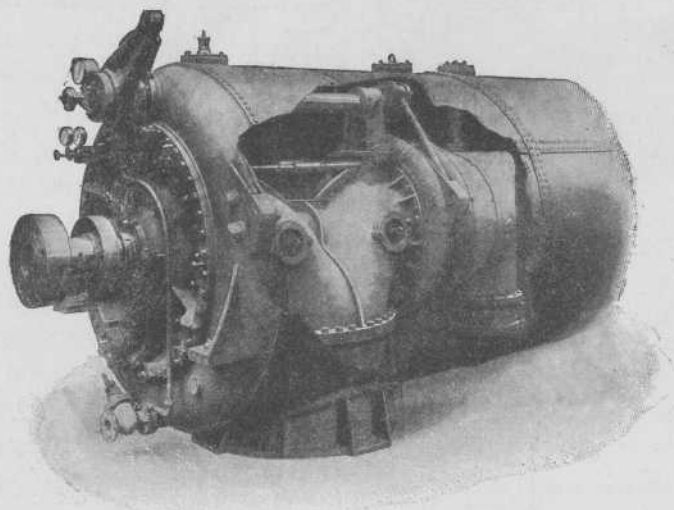


Fig. 161. — Turbina de caldera con entrada axial de 7200 caballos

de Noruega para 7200 caballos. La envoltura se ha rasgado a fin de que puedan apreciarse los dos codos del tubo de aspiración en la parte delantera y la cámara de revisión detrás.

Por las ya enunciadas ventajas que presentan los tipos de turbinas con eje vertical sobre las de eje horizontal (página 155) se ha ido aplicando y se introduce cada vez más el modelo vertical también en las turbinas de cámara espiral con un solo rodete. Estas turbinas se acoplan directamente con los generadores (dínamos-paragua) y se construyen tanto para instalaciones pequeñas, por ejemplo, con $H=3,8$ m., $Q=0,2$ m³/seg. y 8 caballos, como en otras de mayor importancia.

La figura 162 representa una turbina espiral de eje vertical, construída por Escher Wyss y Cía. para 12000 caballos de $H=180$ m. y $Q=6$ m³/seg., alcanzando la velocidad $n=750$ /min. El rodete, de cerca de 1 m. de diámetro, es de acero fundido, lo mismo que la cámara espiral y las paletas directrices. El eje se acopla directamente a un

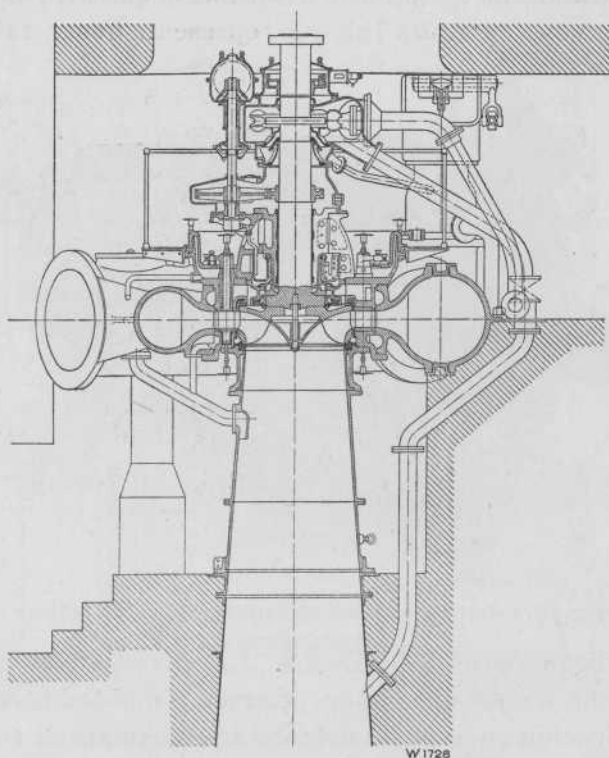


Fig. 162. — Turbina espiral vertical de 12 000 caballos

alternador y pende de un quicio del tipo de segmentos. Entre el rodete y el cojinete hay un prensaestopas hidráulico y éste abarca también a todo el cojinete. El agua que se pierde en las tres ranuras de junta del rodete se reduce a un mínimo por medio de anillos de laberinto. Encima del cojinete se encuentra un engranaje que acciona el regulador y la bomba de aceite. Más arriba se halla una pequeña turbina de rotación contraria, que es del tipo de rueda tan-

gencial con una sola boquilla que sirve para frenar, obteniéndose por medio de ella el paro bastante rápido. Esta turbina alcanza un rendimiento de 93 %, habiéndose construído tres unidades para una central española.

Para el aprovechamiento de pequeñas fuerzas hidráulicas se construyen hoy turbinas acopladas directamente con pequeñas dínamos; estas dínamos, modelo *Petersen*, tienen regulación automática de la tensión, o sea que ésta se mantiene casi constante a diferentes cargas y aun con diferente velocidad.

La ventaja de estas máquinas es que la turbina no necesita regulador ninguno y por tanto casi tampoco precisa vigilancia.

En la figura 163 se ve una pequeña turbodínamo construída por Voith, en forma de turbina espiral de eje vertical y construcción extraordinariamente sencilla. Por medio de un volante se mueven las paletas directrices, pero sólo es preciso maniobrarlo para parar o para ajustarlo al caudal de agua determinado de que se dispone. Estos grupos se construyen para potencias desde 0,5 hasta 3 Kw y para alturas de salto entre 2,5 y 150 m.

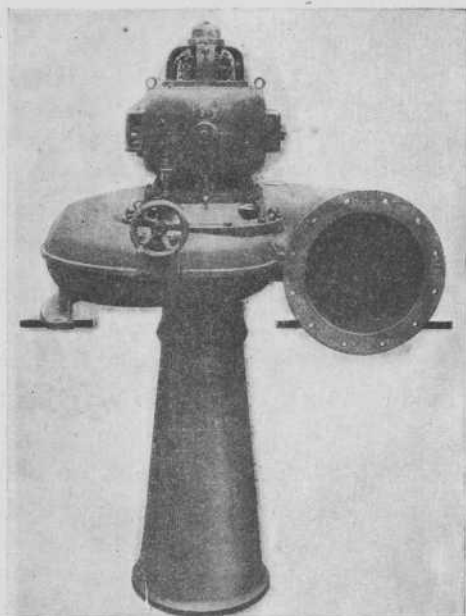


Fig. 163. — Turbina espiral pequeña

CAPÍTULO IV

Turbinas-hélice y Kaplan

19. Desarrollo, funcionamiento y construcción

La tendencia a ir construyendo turbinas cada vez más rápidas había conducido ya a las turbinas *Francis* de los tipos rápido y *express* con velocidades específicas hasta de $n_s = 450$. Se renunciaba en ellas a guiar y conducir el agua con demasiada exactitud, dejándola circular entre

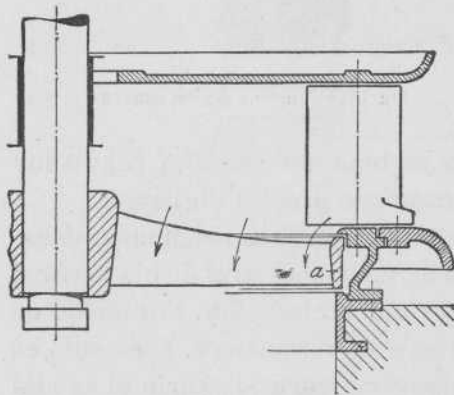


Fig. 164

la corona directriz y el rodete a través de un espacio libre de álabes (figura 84). Se puede ver con estas disposiciones que, acortando las paletas y simplificando su forma, podía no obstante conseguirse un rendimiento bastante bueno.

El profesor *Kaplan*, de Brünn, fué todavía más allá en el camino iniciado, construyendo ya en 1912 una turbina (fig. 164) que constaba de paletas directrices giratorias análogas a las de una turbina *Francis* y tenía entrada radial para el agua, pero, en cambio, en el rodete entraba ya el agua en sentido axial efectuándose el cambio de dirección

sin encauzarlo para nada. Las construcciones ideadas por *Kaplan* se mantuvieron bastantes años en el mayor secreto, perfeccionándolas y patentándolas, sin instalar los primeros tipos hasta 1920. Como la figura indica, tenía este primer modelo un rodete compuesto simplemente de cubo para el eje, una estrecha corona exterior y algunas paletas. Al salir el agua de la corona directriz queda enteramente libre, circula en el espacio que hay encima del rodete y merced a la inclinación de la velocidad absoluta con que se mueve, sufre una desviación pasando de la dirección radial a otra axial entrando entonces en el rodete. Este consta solamente de cuatro a seis paletas, por lo cual no son desviados uniformemente todos los filetes o venas líquidas. habiéndose demostrado, por el contrario ¹⁾, que algunos de ellos pasan sencillamente a través del

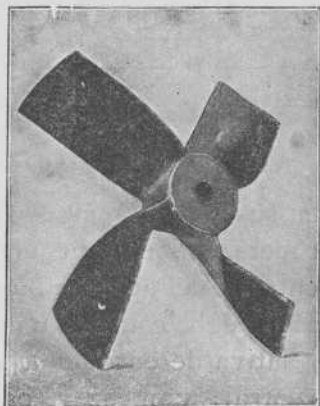


Fig. 165

rodete y que sólo a cierta distancia por debajo de los álabes vuelve a establecerse una circulación regular. La forma en que se transmite la presión a las paletas para conseguir una fuerza tangencial puede explicarse únicamente diciendo que todas las partículas de agua reaccionan unas sobre otras y que en las dos caras del álabe del rodete existen presiones diferentes, lo que engendra una fuerza, cooperando sobre todo a este mismo efecto la igualación de presiones y de velocidades que se efectúa debajo del rodete. La circulación del agua en un rodete de esta clase se verifica de un modo muy semejante a la circulación del aire contra la superficie sustentadora de un aeroplano.

El empleo sucesivo de estas turbinas condujo a suprimir la corona exterior del rodete, resultando formas muy

¹⁾ Véase THOMA, *Z. V. d. I.*, 1921, pág. 683.

parecidas a las de una hélice de barco, como demuestra la figura 165, en la cual se ven claramente las diferentes inclinaciones o curvaturas que adopta la plancha en la parte interior y en la exterior. Si suponemos igual velocidad absoluta de entrada c_1 , la variedad de la curvatura se deducirá de la distinta velocidad tangencial que tiene la rueda

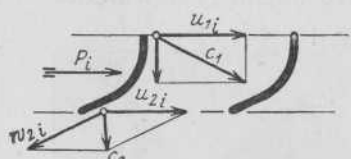


Fig. 166

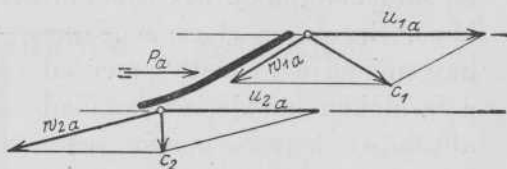


Fig. 167

en sus varios puntos. Así, en el cubo o parte central del rodete existe la pequeña velocidad tangencial u_i , y si la entrada del agua se ha de efectuar sin choque la cara del álabe debe estar en una dirección deducida de la velocidad relativa de entrada w_{1i} . El álabe debe, pues, en esta parte central, comenzar bastante vertical, como indica la

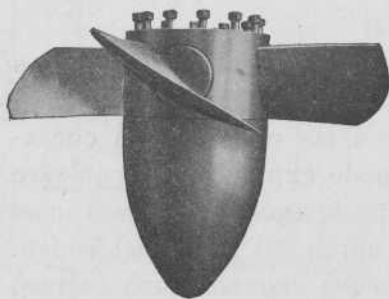


Fig. 168. — Paletas abiertas

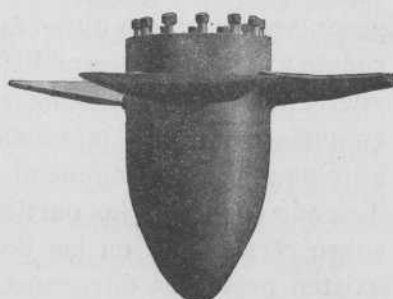


Fig. 169. — Paletas cerradas

figura 166. En la parte exterior hay una velocidad tangencial mucho mayor u_a y el álabe se presenta más aplastado (fig. 167), pues también aquí debe procurarse que la entrada del agua sea sin choque. En la figuras se han dibujado también los paralelogramos de velocidades a la salida y la dirección que han de tener las paletas bajo el supuesto de que la velocidad absoluta de salida c_2 sea la misma.

El rodete actual de una turbina *Kaplan* se representa en las figuras 168 y 169. Como cosa muy esencial se hacen notar los álabes giratorios con los que se han conseguido notables perfeccionamientos (párrafo 20). También estos álabes acusan diferentes curvaturas entre la parte central y la exterior, si bien no en el mismo grado que se alcanzaba en las figuras 166 y 167. El cubo se ha reforzado visiblemente alcanzando hoy hasta unos 0,4 del diámetro del tubo de aspiración, con lo cual se mejora mucho la circulación

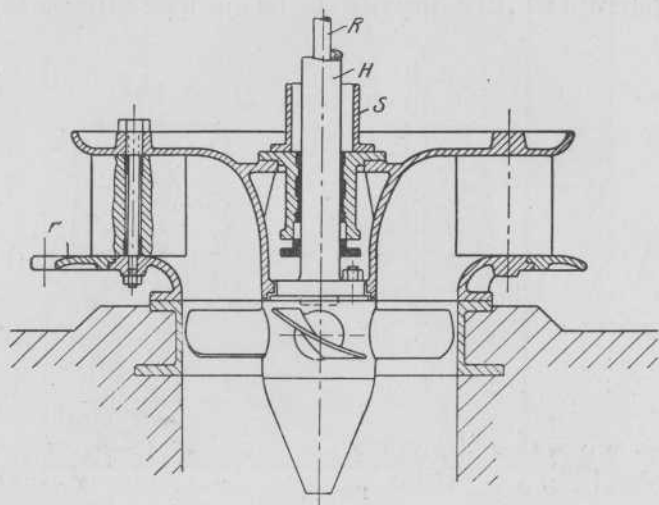


Fig. 170. — *R*, varilla del regulador; *H*, eje hueco; *S*, manguito de protección; *r*, anillo de regulación

del agua, como se explica más minuciosamente en el cálculo numérico (párrafo 21). La velocidad angular específica de estas ruedas alcanza $n_s = 500 \div 800$.

Hoy es muy corriente denominar a las turbinas-hélice que llevan álabes giratorios *turbinas Kaplan*, mientras que las que llevan rodete con paletas fijas, que no caen dentro de las patentes Kaplan, se llaman algo impropriamente *turbinas-hélice*.

La figura 170 muestra la instalación de una turbina *Kaplan* de un modelo muy corriente para eje vertical. Las paletas directrices giratorias tienen la misma forma que en las turbinas *Francis* y se sitúan algo por encima del rodete;

son en general de acero fundido y su número varía desde $z_0 = 8$ hasta 24 paletas, según sea la magnitud de la turbina. La corona directriz en su parte superior se continúa algo en curva hasta el cubo del rodete, mientras la parte inferior de la corona lleva una pequeña superficie curva que se apoya directamente sobre un aro embutido en el hormigón. En la parte inferior se encuentra la corona reguladora que acciona las paletas directrices giratorias, salvo los casos en que se emplea precisamente la regulación exterior (párrafo 16). El cojinete-guía del eje debe situarse lo más

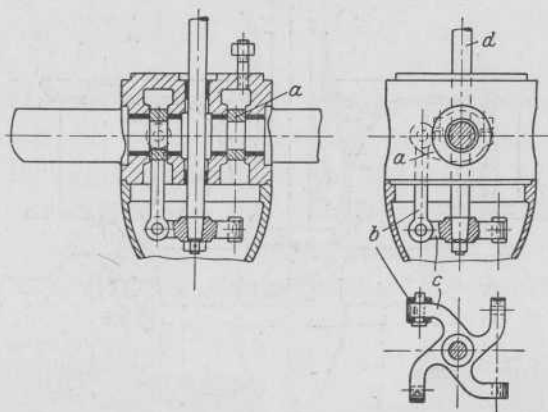


Fig. 171

cerca posible del cubo del rodete, debiendo protegerse con estopada. En los tamaños pequeños y medianos se emplean simplemente unos manguitos cortos de ajuste, revistiendo además el cojinete de metal blanco. En las turbinas grandes se emplean juntas de laberinto y el cojinete lleva unos casquillos de madera, a los que el agua sirve de lubricante. El cubo de la hélice o cabeza del rodete se construye hoy con un diámetro de 0,4 del diámetro del rodete y termina en su parte inferior en una caperuza cónica que mejora la conducción del agua hacia el tubo de aspiración.

En el interior del cubo se encuentran los cojinetes y el mecanismo de giro de las paletas del rodete, como representa la figura 171. Las cuatro aletas de acero fundido lle-

van unas robustas espigas que pueden girar en unos cojinetes de hierro fundido por medio de una palanca *a* que consta de dos piezas para facilitar el desmontaje. El tirante *b* y la cruz *c*, ligada esta última a la varilla reguladora *d*, completan el mecanismo.

El eje resulta así hueco, puesto que la varilla ha de pasar a su través. El modo como se conecta la varilla *d* con

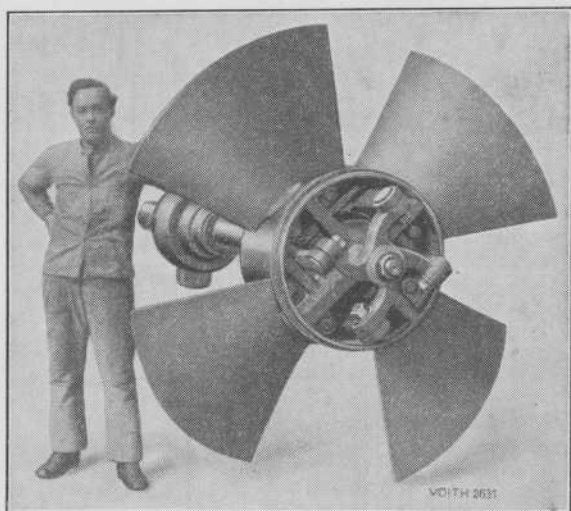


Fig. 172

el regulador de la turbina se explicará en varios ejemplos de instalaciones efectuadas y más especialmente en el párrafo 20.

La disposición de un rodete y de su mecanismo, vistos por debajo, se representa en la figura 172, que corresponde a la casa J. M. Voith. Digamos de paso que las paletas se acaban con pequeñas máquinas pulidoras portátiles, a fin de dejar una superficie bien lisa, reduciendo con esto el rozamiento.

La instalación de conjunto de una pequeña turbina *Kaplan* de eje vertical con potencia de $N = 80$ caballos para $H \sim 2$ m. y $n = 24/\text{min}$. ha sido representada en la figura 173 que procede de Escher Wyss y Compañía.

Como en los pequeños saltos el número de revoluciones es pequeño (a pesar de que sea grande n_s), se puede establecer un engranaje cónico, con lo que el eje horizontal del caso que se describe trabaja a $n = 750/\text{min}$.

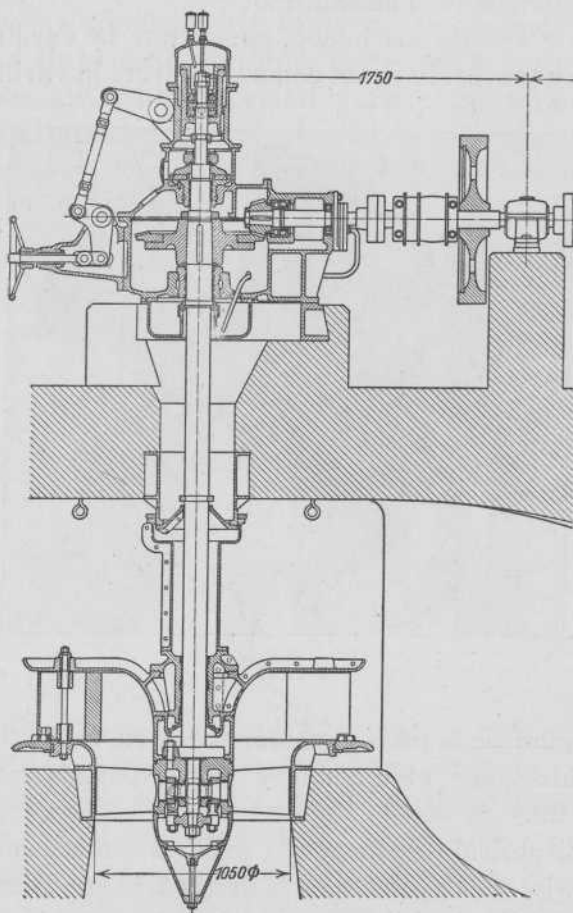


Fig. 173. — Turbina Kaplan de 80 caballos ($H \sim 2$ m.)

Este engranaje va cubierto de aceite, está construído de acero y lleva dientes helicoidales a fin de obtener una marcha más silenciosa. En esta turbina se accionan las paletas directrices por un regulador de acción indirecta como en las turbinas *Francis*. Las paletas del rodete se ajustan a mano para cada carga. Un volante de mano y un

juego de palancas permiten accionar la varilla reguladora, que como ya sabemos provoca el giro de las paletas.

En la figura 174 se ve una instalación del mismo constructor para la central de Ladenburg, en el río Neckar,

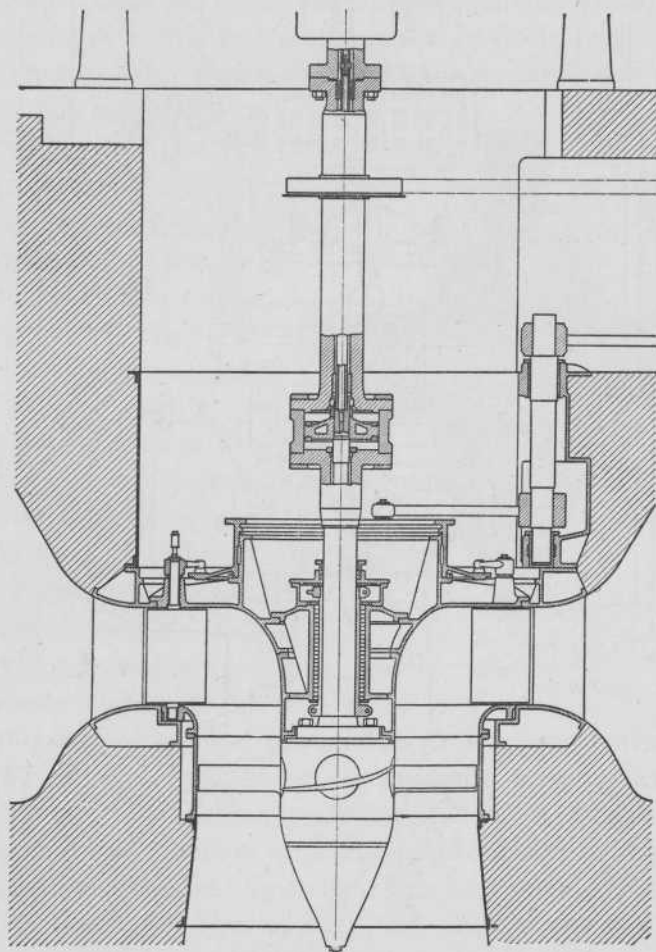


Fig. 174. — Gran turbina *Kaplan* de 3120 caballos ($H=8,2$ m.)

con turbinas *Kaplan* bastante grandes. Con un salto de $H=8,2$ m. consume la turbina $Q=35$ m³/seg. y desarrolla $N=3120$ caballos con $n=167$ /min. El eje vertical se halla directamente acoplado a un alternador. Las paletas del rodete se accionan por un regulador automá-

tico con servomotor (párrafo 20) y las paletas directrices tienen la regulación exterior usual.

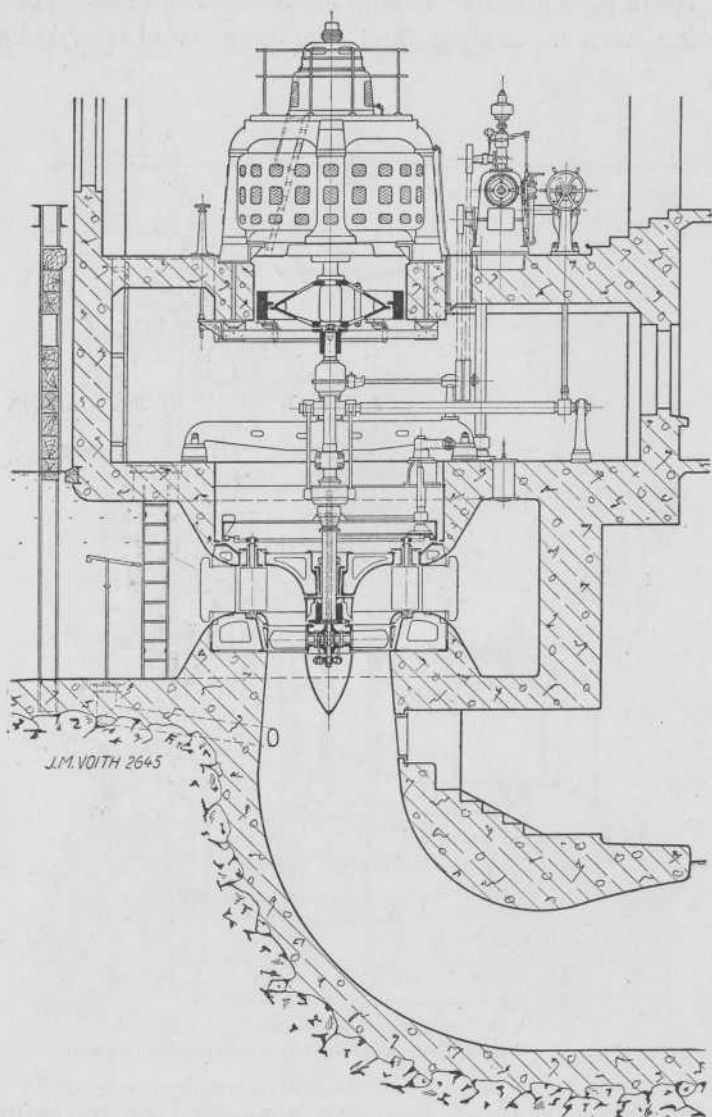


Fig. 175. — Turbina *Kaplan* vertical de 925 caballos ($n = 250/\text{min.}$ con $H = 5,4 \text{ m.}$)

En la central de Siebenbrunn (Austria) ha construído Voith una instalación con dos turbinas *Kaplan* para $16,4 \text{ m}^3$

de agua, desarrollando una potencia de 925 caballos con $H=5,4$ m.; la velocidad angular es de $n=250/\text{min.}$ (fig. 175). Rueda directriz con regulación exterior y cámara espiral de cemento son parecidas a las de las grandes turbinas *Francis*. El rodete de 1,9 m. tiene cuatro paletas giratorias de bronce muy robustas y provistas de la ya descrita regulación interior. La varilla de regulación asciende por el interior del eje hueco y está sujeta a una espiga transversal que puede subir y bajar moviéndose en una ranura que tiene el eje hueco. Esta espiga es accionada por un mango, dos varillas y dos palancas de un eje de regulación. El eje de regulación, así como otro perpendicular a él, y que acciona las paletas directrices, son movidos por dos émbolos de trabajo de un regulador hidráulico.

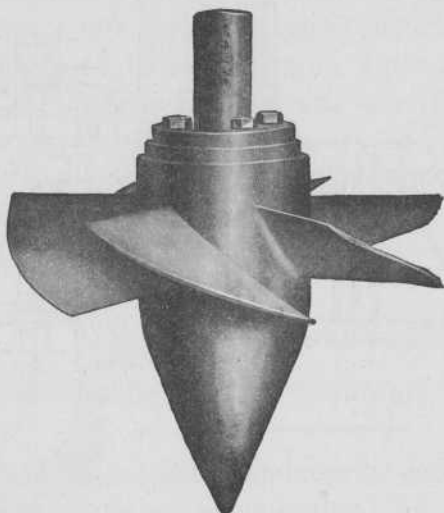


Fig. 176

Con una disposición especial se consigue que el regulador ajuste automáticamente las posiciones correlativas en directriz y rodete. Se ve en la figura la turbina así como el alternador, directamente acoplado, el cual resulta de dimensiones relativamente pequeñas por el número de revoluciones tan crecido que se alcanza con este tipo de turbinas.

La turbina *Kaplan* alcanza un rendimiento de 90 % y se construye hasta en los tamaños mayores. La mayor potencia alcanzada es seguramente la de las turbinas de la central de Schwörstadt, sobre el Rin, para $H=12$ m. y $N=38000$ caballos. Los rodetes tienen 6,8 m. de diámetro.

También en los últimos años se han perfeccionado las

turbinas-hélice sin paletas giratorias en el rodete, alcanzando asimismo las mayores potencias. Las ruedas tienen igual forma que las turbinas *Kaplan*, pero es muy corriente adoptar un número mayor de álabes, porque así se consigue una mejora en el encauzamiento del agua. Un rodete de Escher Wyss y Compañía (fig. 176) con seis paletas fijas nos muestra que en estos tipos tienen las paletas mayor

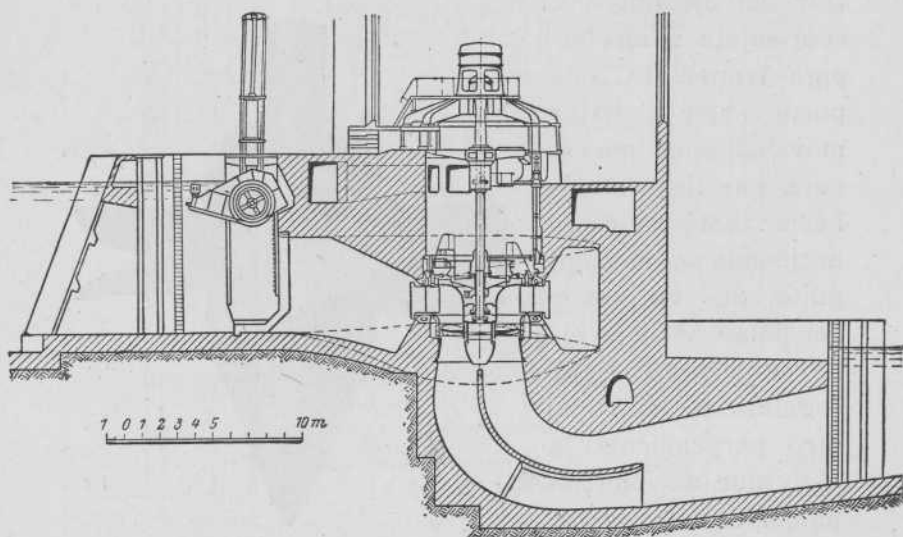


Fig. 177. — Turbina-hélice de 9000 caballos ($H=9$ m.)

longitud en la dirección en que atraviesa el agua y por ello se recubren en algo las paletas unas a otras, lo que no ocurre ciertamente en las de paletas giratorias.

En el Danubio existe una instalación en Kachlet con turbinas-hélice, la cual se representa en la figura 177. Existen en la central ocho turbinas verticales de 4,6 m. de diámetro de rodete que con 9 m. de salto máximo consumen $90 \text{ m}^3/\text{seg.}$ y desarrollan potencias unitarias de 9000 caballos. La velocidad es de 75 revoluciones por minuto y se acoplan directamente a los alternadores que se ven en la figura.

Hagamos notar que la regulación es sumamente sencilla, pues sólo hay que accionar las paletas directrices. Tam-

bién estas turbinas alcanzan un rendimiento de 90 % y mayor, pero la curva del rendimiento baja rápidamente al disminuir algo la admisión, como explicaremos en el próximo párrafo. En lugar de las compuertas de corredera funcionan en esta instalación unas compuertas giratorias con excelente resultado.

Entre las turbinas-hélice con paletas fijas podemos incluir las *hélices inclinadas* patentadas por *Lawaczek*, que forman una transición entre las *Francis* y las ruedas-hélice. Los rodetes presentan en corte la misma forma que los rodetes *express* (fig. 85), con la única diferencia de haberse suprimido la corona exterior del rodete y reducido el número de paletas hasta $6 \div 8$. Se han construido ya varios modelos y en unidades de 2000 caballos para $H = 5,3$ m. ¹⁾ y de 11000 caballos para $H = 6,5$ m. ²⁾ Se obtienen rendimientos hasta de 0.88.

20. Regulación de las turbinas-hélice y Kaplan

La parte constructiva del mecanismo regulador ha quedado ya descrita en el párrafo anterior en cuanto se refiere al eje del rodete o a los mismos álabes. Aquí vamos a considerar solamente la influencia de la regulación sobre el movimiento del agua y sobre el rendimiento, así como los modelos más usualmente empleados en la actualidad.

A) INFLUENCIA SOBRE EL MOVIMIENTO DEL AGUA Y EL RENDIMIENTO

Ya hemos indicado que se consignan como «turbinas-hélice» los modelos en que se emplean álabes fijos y con el nombre de «turbinas Kaplan» las que están provistas de paletas o álabes giratorios.

¹⁾ Central Viereth a. Main. (Z. V. d. I., 1924, pág. 1211.)

²⁾ Central Lilla Edet, Suecia. (Z. V. d. I., 1928, pág. 1875.)

A las «turbinas-hélice» se las regula por medio de paletas giratorias en la corona directriz, análogamente a la disposición empleada en las turbinas *Francis*. El movimiento de giro de estas paletas origina circunstancias semejantes a las que ya se consideraron en el párrafo 13, C.

El ángulo α_0 varía y con él varían también la dirección y la magnitud de la velocidad absoluta de salida de la corona directriz, o sea c_0 . En las turbinas-hélice se junta ciertamente a esto la desviación que ha de sufrir el chorro líquido desde las paletas directrices a los álabes del rodete, lo que tiene lugar en una cámara sin canales ni paredes conductoras, pero como el caudal habrá disminuído a consecuencia del funcionamiento del regulador y cierre consiguiente de las paletas, también debe reducirse w_1 a la entrada del rodete. Por los motivos ya indicados en párrafos anteriores se procura calcular muchas veces las turbinas-hélice de forma que alcancen su mejor rendimiento con una admisión algo por debajo de la máxima. Resultan así en la regulación unas variaciones de los paralelogramos de velocidades análogas a las que ya se explicaron con ocasión de las figuras 105 y 106.

A la entrada en el rodete se origina una pérdida por choque y a la salida nos resulta una velocidad c_2 mayor en magnitud, pero de dirección más inclinada. Ambas circunstancias contribuyen a la disminución del rendimiento, y en efecto baja éste, como ya se explicó, tanto más rápidamente, cuanto mayor sea la rapidez de la turbina. En la figura 178 se observa claramente que el rendimiento de una turbina-hélice alcanza su máximo, por ejemplo para una admisión de 80% y que resulta superior al rendimiento máximo obtenido para una turbina *Francis*. Con recientes ensayos se han llegado a observar rendimientos hasta de 90% y más altos aún. La curva desciende muy rápidamente a los dos lados del punto más elevado y funcionando la turbina a plena admisión el rendimiento queda algo por debajo de 0,8, al paso que con 30% de admisión ya se reduce a 0, o sea que la turbina no rinde ningún efecto útil.

En las turbinas *Kaplan* son giratorias lo mismo las paletas directrices que las del rodete a fin de mejorar la regulación, habiendo observado *Kaplan* que al cambiar la inclinación de los álabes del rodete se conseguía mantener bastante elevado el rendimiento dentro de extensos límites en variaciones de admisión. En las modernas construcciones se han obtenido en efecto curvas de rendimiento sumamente favorables, como salta a la vista al observar la citada figura 178. Con todo el

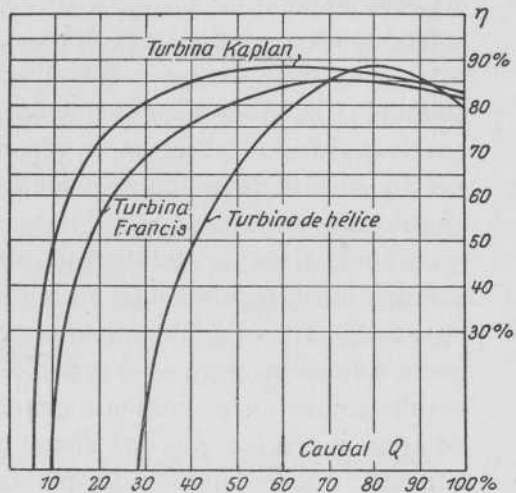


Fig. 178

caudal obtenemos $\eta = 83\%$, valor que aun crece hasta un máximo de 87% y todavía con la admisión de 30% se mantiene por los alrededores de 80% . Estas curvas

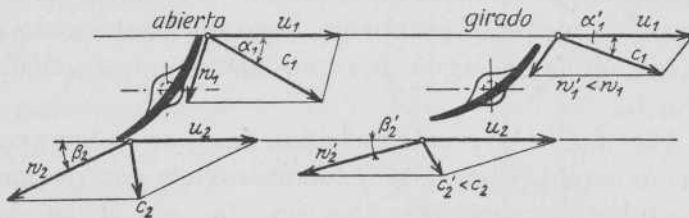


Fig. 179

Fig. 180

corresponden a experimentos efectuados en Siebenbrunn en la instalación que ya se ha descrito y que se representa en la figura 175.

La manera como se consigue este aumento de rendimiento al variar la posición de los álabes se explica a la vista de las figuras 179 y 180, que representan esquemáti-

camente la sección de un álabe cerca del eje, donde las velocidades periféricas no son muy grandes. La figura 179 indica la posición del álabe para la cual alcanza η su máximo valor. La velocidad absoluta de entrada c_1 se descompone en u_1 y en w_1 y la paleta queda en la dirección de esta última a fin de que la entrada del agua tenga lugar sin choque. A la salida se determinan los ángulos de tal modo que la velocidad absoluta c_2 alcanza un valor razonable, siendo exactamente perpendicular a u_2 o formando un ángulo muy próximo a 90° . Si ahora cambia la posición de los álabes, disminuyendo la admisión se modifican las velocidades aproximadamente en la forma representada en la figura 180. La velocidad absoluta c_1 es ahora menor que a plena admisión, porque el espacio libre encima del rodete resulta ahora excesivamente grande para el menor caudal de agua y origina ello una disminución de velocidad. A la entrada puede ponerse la paleta aproximadamente en la dirección de w'_1 , con lo cual la pérdida por choque es suavizada. Ahora, en la salida, se obtiene la ventaja esencial de que habiéndose cambiado el ángulo β_2 en β'_2 la velocidad absoluta c'_2 es más pequeña, lo que precisamente nos conviene dada la disminución del caudal. A pesar de la menor cantidad de agua que pasa por segundo, el tubo de aspiración quedará igualmente lleno que trabajando con toda la cantidad de agua, pero circulando a una velocidad mayor c_2 .

Además, la dirección inclinada de c'_2 no es tan exagerada como pudiera creerse y fué observada anteriormente en las tuberías con paletas fijas, sino que, por el contrario, se puede conseguir con determinadas hipótesis que c_2 conserve siempre su dirección. Ya en el párrafo 13, C, se expuso que los ángulos y velocidades de los paralelogramos pueden deducirse de la ecuación fundamental con cierta aproximación. Por todo lo dicho, se comprende que la combinación de las paletas giratorias en los álabes de la corona y en los del rodete corresponde a las condiciones teóricas que pueden exigirse para que la regulación se efectúe bien.

Al comparar con la curva de rendimiento de una turbina *Francis*, resulta que una turbina *Kaplan* con álabes giratorios es muy superior desde el punto de vista de la regulación. Es verdad que a consecuencia de la doble regulación una turbina *Kaplan* resulta siempre más cara que otra *Francis* de igual potencia. Por esto se emplean las turbinas *Kaplan*, con preferencia, en aquellas instalaciones en que se desea conseguir rapidez de giro y la máxima regulabilidad. Si esta última condición no es muy precisa, o sea si la turbina ha de funcionar casi siempre con poca variación de carga, es preferible instalar una turbina-hélice. Esta es muy superior a la turbina *Francis* en cuanto se refiere a sencillez, si bien su posibilidad de empleo se reduce a veces por el peligro de las corrosiones (kavitación).

B) MECANISMO REGULADOR EN LAS TURBINAS KAPLAN

Los tirantes que mueven los álabes en las turbinas de eje hueco vertical, son en la actualidad accionados según una de las tres maneras siguientes. Las pequeñas turbinas pueden tener la regulación en la forma indicada en la figura 173. Un juego de palancas transmite el esfuerzo a través de un cojinete de bolas al eje de regulación, pudiendo ser el accionamiento a mano o por un pequeño regulador indirecto con émbolo de trabajo (Escher Wyss y Compañía).

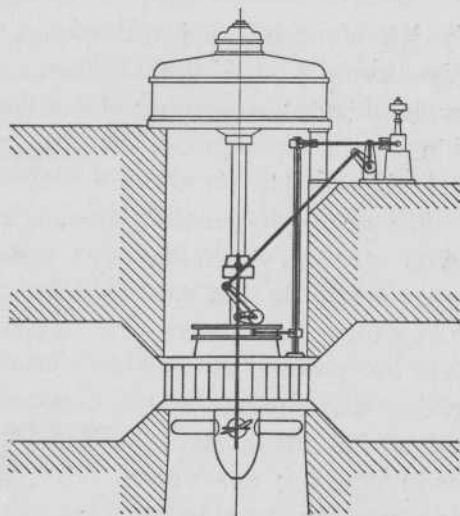
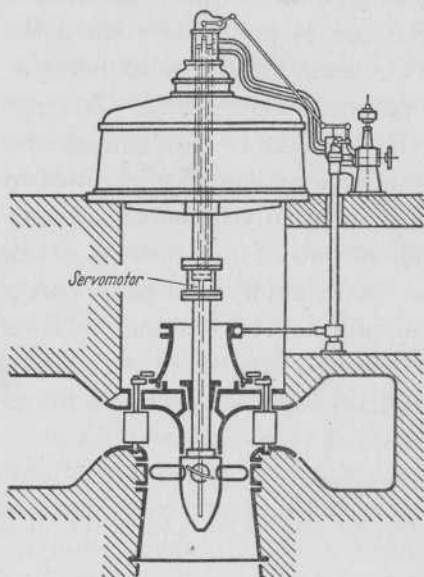


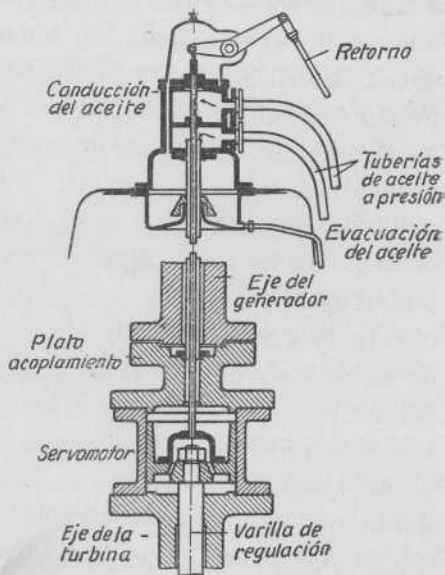
Fig. 181

En turbinas de potencia media que necesitan ya una regulación automática, se emplea una doble regulación, como la representada en la figura 181. El regulador acciona por medio de un émbolo de trabajo o «servomotor» el funcionamiento de los álabes directores y por otro distinto interviene en el giro de las aletas del rodete. La forma como se transmite el esfuerzo por medio de un manguito giratorio ya se explicó con ocasión de la instalación descrita en la figura 175 (J. M. Voith).



En las grandes instalaciones, tanto la casa Escher Wyss como J. M. Voith, emplean la doble regulación según el esquema de la figura 182.

El regulador acciona en la forma ya sabida y por medio de una válvula y un émbolo de trabajo las paletas de entrada. Los álabes del rodete funcionan de un modo distinto; una válvula reguladora hace pasar por unos tubitos aceite a presión, el cual va a una cámara distribuidora situada en el ex-



tremo superior del eje; de esta cámara pasa por dos tubitos a un cilindro de trabajo o «servomotor» que gira junto con el eje, como se representa en la figura 183. De estos tubitos uno es interior al otro, yendo el aceite por el tubo interior a la parte inferior del émbolo, mientras que por el tubo exterior es conducido a la parte alta; todo ello accionado por la válvula. El émbolo obra directamente sobre el eje, y según indicación de las dos casas constructoras se ha demostrado esta disposición muy satisfactoria y resulta para las grandes instalaciones notablemente más económica que la regulación ya referida con manguito (figura 175).

21. Fundamentos del cálculo

A) GENERALIDADES

Como ya se expuso en el párrafo 19, no se puede hablar en las turbinas-hélice ni en las *Kaplan* de una circulación regular del agua ni de la conducción por los canales de las paletas. La transmisión de la presión del agua a las paletas ocurre por la recíproca influencia de las partículas de agua en el cambio de dirección, originándose diferencias de presión entre la cara superior e inferior de las paletas. El cálculo de estos rodetes con sólo pocas paletas y circulación axial del agua, hay que referirlo por lo tanto a otros fundamentos que los que establecimos para el cálculo de rodetes normales *Francis*.

Estos fundamentos se publicaron por primera vez por *Bauersfeld* ¹⁾ y han confirmado una vez más la aplicación de la ecuación fundamental de las turbinas a cualquier sección de paleta.

En la práctica sólo se han conseguido rodetes-hélice utilizables con alto rendimiento, construyendo modelos de prueba o ensayo, y estudiando en ellos las formas de paleta

¹⁾ Véase BAUERSFELD, *Z. V. d. I.*, 1922, pág. 461.

más adecuadas. Como ya se expuso al hablar de la construcción de las paletas en las turbinas *Francis* (párrafo 15), no estamos hoy en situación de poder abarcar con explicaciones teóricas las condiciones de la circulación del agua en los rodets, de forma que se pueda fundar sobre ellas un cálculo exacto. Pueden establecerse, desde luego, cálculos de tanteo fundados en la teoría de los filetes o venas líquidas y que pueden dar la base para construir modelos de rodete que luego hay que ensayar. Con esta observación pasamos adelante.

Como en todas las turbinas, se verifica aquí para una determinada sección de paleta, la ecuación fundamental

$$u_1 \cdot c_1 \cdot \cos \alpha_1 - u_2 \cdot c_2 \cdot \cos \alpha_2 = \eta_h \cdot g \cdot H,$$

la cual con $\alpha_2 = 90^\circ$ y $u_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_{u1}$ se simplifica dando

$$u_1 \cdot c_{u1} = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

El ángulo de entrada β_1 en la paleta del rodete es, como ya se expresó en la página 176, distinto para las diferentes secciones de la paleta.

En todo caso resulta agudo en el diámetro exterior y se reduce hasta valer 10° . La influencia que tiene tanto este ángulo β_1 como el α_1 en la forma de las paletas y en la rapidez del rodete, ya se explicó extensamente en las turbinas *Francis* (párrafo 13, A). Aquí aparecen relaciones muy semejantes. Las velocidades angulares mayores pueden conseguirse solamente reduciendo β_1 y aumentando α_1 , este último con un valor que se acepta entre 45 y 60° .

A la salida del rodete es de importancia la determinación de la velocidad absoluta c_2 y ante todo la c_3 al comienzo del tubo de aspiración, pues sólo aumentando c_3 se consiguen pequeños valores para D_3 y pequeños diámetros de rueda, lo cual a su vez es necesario a fin de conseguir grandes velocidades. Se calcula por esto c_3 en $20 \div 40 \%$ de la altura del salto H y se aumenta el tubo de aspiración de forma que al desaguar en el canal inferior la velocidad valga aproximadamente $c_4 \sim 1,5$ m./seg., con lo

cual la energía perdida por este concepto es muy pequeña. También aquí tienen aplicación estas reflexiones como en las turbinas *Francis*. Al tubo de aspiración se le da muchas veces la forma que ya se representó en la figura 99. Las figuras 184 y 185 indican otras dos formas que *Kaplan* ha patentado y que presentan fuertes ensanchamientos hacia el desagüe; especialmente llama la atención la forma de embudo.

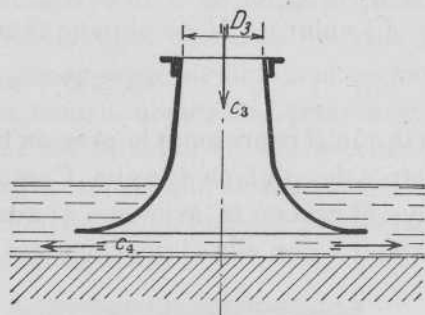


Fig. 184

De importancia especial es también para turbinas-hélice la altura de aspiración H_s .

Como antes se indicó (párrafo 13, B), cuando las paletas son cortas y la presión en su cara inferior es pequeña,

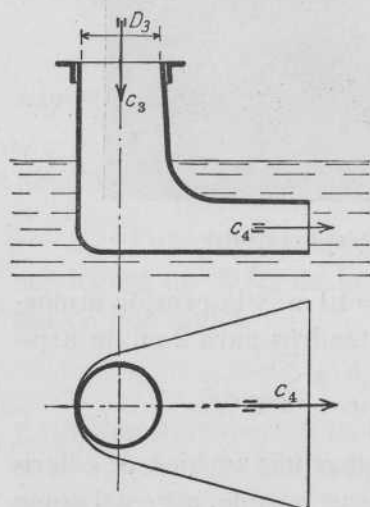


Fig. 185

existe el peligro de que se produzcan vacíos que pueden ocasionar corrosiones fuertes, efecto que se ha denominado kavitación. En las turbinas-hélice este peligro se acrecienta en grado sumo a causa del escaso número de paletas, su tamaño reducido y la gran diferencia de presiones que tiene lugar. Para calcular la altura de aspiración H_s que resulta admisible se utilizan nuevamente los coeficientes σ de kavitación según *Thomas*. Ya en la figura

100 se indicaron estos coeficientes en función del número específico de revoluciones n_s para los otros tipos

de turbinas; para las *Kaplan* se adoptan los que siguen:

$$\begin{array}{cccc} n_s = & 500 & 600 & 700 & 800 \\ \sigma = & \sim 0,6 & \sim 0,8 & \sim 1,5 & \sim 2,1 \end{array}$$

El valor de H_s se obtiene también de la fórmula

$$H_s \leq B - \sigma \cdot H,$$

en la que B representa la presión barométrica expresada en metros de columna de agua. Como se comprende, H_s disminuye al crecer H , así como al aumentar la celeridad de la turbina y con ella el coeficiente σ .

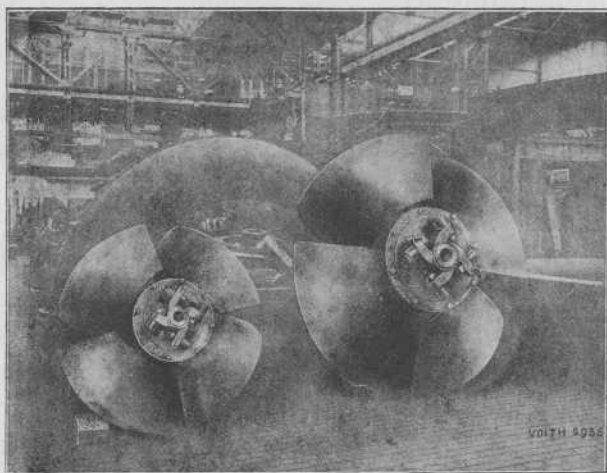


Fig. 186. — Rueda *Kaplan* de paletas grandes

Si resulta, por ejemplo, $H = 10$ m. y la presión atmosférica es también $B = 10$ m., se tendría para 2 m. de aspiración:

$$2 \leq 10 - \sigma \cdot 10, \quad \text{o sea} \quad \sigma \leq 0,8,$$

y por tanto sólo podríamos emplear una turbina de celeridad moderada y paletas lo mayores posible, algo así como la representada en la figura 186 (J. M. Voith).

Para $H = 15$ m. y $B = 10$ m. si escogiésemos un rodete análogo obtendríamos $H_s = 10 - 0,8 \cdot 15 = -2$ m., lo que demuestra claramente la imposibilidad de su empleo, vién-

donos obligados a proyectar un rodete *Francis* tipo rápido en lugar de una turbina-hélice.

En todo caso se ve que las ruedas de muy grande celeridad ($n_s = 800$ y más) sólo son posibles en saltos pequeños.

Todo lo que podríamos agregar sobre la marcha del cálculo en estas turbinas puede verse mejor con un ejemplo práctico, pero antes de exponerlo hemos de llamar expresamente la atención de que los cálculos son únicamente un medio auxiliar para obtener unos valores aprovechables como primera aproximación, debiendo luego comprobarlos con ensayos prácticos sobre modelos.

B) CÁLCULO DE UNA TURBINA-HÉLICE

En un salto de $H = 3,5$ m. y con caudal de $Q = 6$ m³/seg. se desea instalar una turbina-hélice; vamos a determinar sus dimensiones principales. El eje es desde luego vertical. La turbina ha de llevar seis paletas fijas y conseguir su mejor rendimiento para una admisión de 80%.

a) *Potencia*.—Con un rendimiento $\eta = 0,85$ a plena admisión, obtendríamos:

$$N_e = \frac{1000 \cdot Q \cdot H}{75} \cdot \eta = \frac{1000 \cdot 6 \cdot 3,5}{75} \cdot 0,85 = 240 \text{ caballos.}$$

b) *Tubo de aspiración*.—Con todo el caudal Q debe emplearse un 30% de la altura del salto para determinar c_3 . Por tanto:

$$c_3 \sim \sqrt{2 \cdot g \cdot 0,3 \cdot 3,5} \sim 4,5 \text{ m./seg.}$$

y el diámetro superior del tubo de aspiración D_3 se obtiene en el supuesto de que c_3 está dirigida en el sentido axial, por la fórmula

$$\frac{D_3^2 \cdot \pi}{4} = \frac{Q}{c_3} = \frac{6}{4,5} = 1,33 \text{ m}^2,$$

de donde

$$D_3 = 1305 \text{ mm.}$$

Si se ensancha el tubo de aspiración de forma que su sección en el desagüe sea cuatro veces mayor, alcanzaremos una velocidad efectiva de salida $c_4 \sim 1,1$ m./seg., o sea una pérdida bastante reducida.

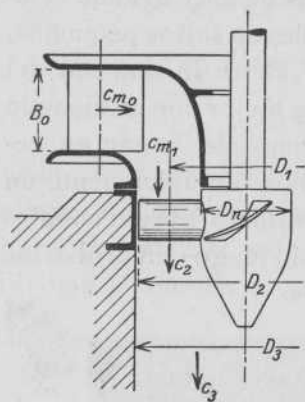


Fig. 187

c) *Rodete y número de revoluciones.*— El rodete debe tener un diámetro ligeramente inferior al del tubo (fig. 187) para conseguir un pequeño juego. Podemos adoptar

$$D_2 = 1300 \text{ mm.}$$

Como el cubo, ya se indicó anteriormente que se toma, aproximadamente, 0,4 del rodete, podemos considerar

$$D_n = 500 \text{ mm.}$$

y entonces resulta como diámetro medio del rodete

$$D_1 = 900 \text{ mm.}$$

Para este diámetro medio hay que determinar ahora el triángulo de entrada. Según la ecuación fundamental resulta aquí para $\eta_h = 0,88$:

$$u_1 \cdot c_{m1} = \eta_h \cdot g \cdot H = 0,88 \cdot 9,81 \cdot 3,5 = 30.$$

Como la superficie del rodete ya está determinada $\frac{(D_2^2 - D_n^2) \cdot \pi}{4}$ habrá que tener en cuenta la llamada componente meridiana $c_{m1} = c_1 \cdot \sin \alpha_1$ y si el mejor rendimiento η ha de obtenerse con 80 % de la admisión podremos escribir:

$$0,8 \cdot Q = \frac{(D_2^2 - D_n^2) \cdot \pi}{4} \cdot c_{m1},$$

de donde

$$c_{m1} = \frac{0.8 \cdot 6 \cdot 4}{(1.3^2 - 0.5^2) \cdot \pi} = 4.2 \text{ m./seg.}$$

En este cálculo no se ha tomado en cuenta la disminución de sección por el grueso de las seis paletas, porque el número de ellas es pequeño y el espesor se reduce agudizándolas en la entrada.

Para obtener valores elevados de u_1 debe resultar pequeño en la ecuación principal el valor de $c_{m1} = c_1 \cdot \cos \alpha_1$, lo que requiere

que sea grande α_1 . Si escogemos, por ejemplo, $\alpha_1 = 55^\circ$, al construir con los valores conocidos el triángulo de la figura 188 resulta:

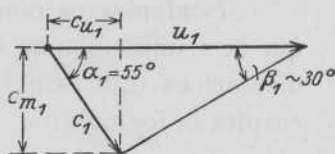


Fig. 188

$$c_{m1} = 2.9 \text{ m./seg.}$$

y teniendo en cuenta que $u_1 \cdot c_{m1} = 30$, de donde $u_1 = 30 : 2.9 = 10.3 \text{ m./seg.}$, puede completarse el triángulo de entrada.

De él se obtiene para el centro de las paletas un ángulo de entrada

$$\beta_1 \sim 30^\circ.$$

El número de revoluciones del rodete resulta finalmente

$$n = \frac{60 \cdot u_1}{D_1 \cdot \pi} = \frac{60 \cdot 10.3}{0.9 \cdot 3.14} = 220/\text{min.}$$

Si se quiere accionar un alternador normal con una velocidad angular $n = 750/\text{min.}$ habría que intercalar un engranaje cilíndrico o cónico.

d) *Anchura de la rueda directriz B_0 .*—Para el 80% de admisión, o sea con las paletas directrices parcialmente abiertas, podemos suponer un diámetro interior en la corona directriz $D_0 \sim 1200 \text{ mm.}$ La sección libre de salida debe ser mayor que la superficie de entrada en el rodete y tal que

la componente meridiana sea $c_{m0} = 0,7 \div 0,6 \cdot c_{m1}$. Las velocidades irán aumentando en las proximidades del rodete. En nuestro ejemplo se ha tomado:

$$c_{m0} = c_0 \cdot \operatorname{sen} \alpha_0 = 0,65 \cdot c_{m1} = 0,65 \cdot 4,2 \sim 2,7 \text{ m./seg.}$$

Si calculamos con un gasto de $0,8 Q$ y se considera que la disminución de sección por el espesor de las paletas directrices (que son unas doce) alcanzará al 10 %, nos resulta la fórmula:

$$0,8 \cdot Q = 0,9 \cdot D_0 \cdot \pi \cdot B_0 \cdot c_{m0}$$

y de aquí

$$B_0 = \frac{0,8 \cdot 6}{0,9 \cdot 1,3 \cdot \pi \cdot 2,7} = 0,48 \text{ m.}$$

Se toma, desde luego,

$$B_0 = 480 \text{ mm.}$$

e) *Salida del rodete.*—Para la sección media de la figura 187 (que será una sección cilíndrica del rodete) tenemos ya

$$u_2 = u_1 = 10,3 \text{ m./seg.} \quad \text{y también} \quad c_{m2} = c_{m1} = 4,2 \text{ m./seg.}$$

Si el rodete alcanza su mejor rendimiento hay que aceptar que c_2 es perpendicular a u_2 y entonces resulta también

$$c_2 = c_{m2} = 4,2 \text{ m./seg.}$$

El triángulo de salida tendrá la forma de la figura 189 y el ángulo β_2 alcanza entonces unos 22° .

f) *Corte de los álabes.*—El triángulo de entrada puede dibujarse de acuerdo con lo dicho anteriormente sobre el triángulo de salida en la forma indicada con puntos en la figura 189. Se obtienen así para la sección del álabe los ángulos β_1 y β_2 , con lo que puede ya dibujarse aquél de la manera como se ha efectuado en la figura 190.

Como en las turbinas que tienen un espacio interior sin álabes conviene exagerar los ángulos (pág. 95), podemos dar prácticamente a los de nuestro ejemplo los valores de 35° en la entrada y 20° en la salida.

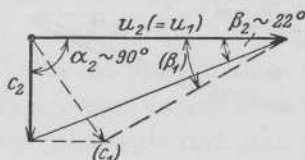


Fig. 189

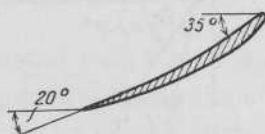


Fig. 190

De modo análogo se puede determinar cualquiera otra sección cilíndrica de los álabes, por ejemplo, la del diámetro exterior y la del interior del rodete. Para la exterior se obtiene:

$$u_{1e} = u_{2e} = u_1 \frac{D_2}{D_1} = 10,3 \cdot \frac{1,3}{0,9} = 14,9 \text{ m./seg.}$$

Admitimos que también aquí $\alpha_1 = 55^\circ$ y entonces $c_{u1} = 2,9$ y $c_{m1} = 4,2$ como en la sección media. Al escribir ahora la forma general de la ecuación fundamental

$$u_1 \cdot c_{u1} - u_2 \cdot c_{u2} = \eta_h \cdot g \cdot H = 30$$

(como en c), obtendremos:

$$14,9 \cdot (2,9 - c_{u2}) = 30,$$

y de aquí

$$c_{u2} = 2,9 - \frac{30}{14,9} = 0,85.$$

Se pueden ahora con estos valores dibujar los dos triángulos de velocidades (fig. 191) y se obtiene de ellos $\alpha_2 \sim 80^\circ$, o sea una velocidad de salida c_2 ligeramente inclinada, cuya componente meridiana es $c_{m,2} = 4,2$ como corresponde a la superficie de salida. De la figura 191 se deducen también los ángulos β_1 y β_2 y se puede con ellos dibujar la sección de la paleta en la forma que tomará

hacia la parte exterior del rodete, lo cual se ha efectuado en la figura 192, exagerando ligeramente los ángulos como ya se advirtió. La longitud de la paleta, correspondiendo

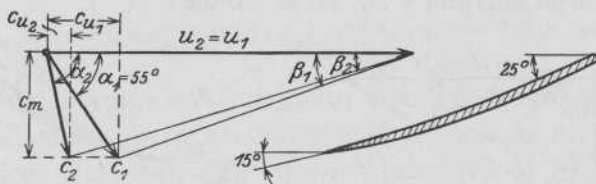


Fig. 191

Fig. 192

al mayor diámetro, resulta también mayor que en la sección media.

Junto al cubo del rodete se obtiene

$$u_{1i} = u_{2i} = u_1 \frac{D_{ii}}{D_1} = 10,3 \cdot \frac{0,5}{0,9} = 5,7 \text{ m./seg.}$$

Con las mismas suposiciones que antes resultará ahora

$$5,7 \cdot (2,9 - c_{u2}) = 30$$

y de aquí

$$c_{u2} = 2,9 - \frac{30}{5,7} = -2,35.$$

Los triángulos de velocidades resultan de la forma que se indica en la figura 193 y nos dan $\alpha_2 = 115^\circ$, obteniéndose también los valores correspondientes para β_1 y β_2 de la sección del álabe en la parte interior del rodete (fig. 194),

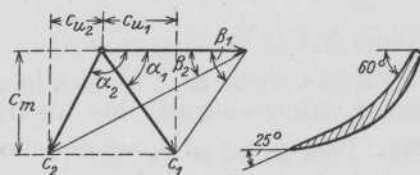


Fig. 193

Fig. 194

que contrariamente a la que se obtuvo en la parte exterior nos da una longitud de paleta mucho más corta.

Las longitudes de las paletas pueden variarse algo a voluntad. Paletas largas originan más fuerte rozamiento con el agua, especialmente si la velocidad de ésta es elevada, pero en cambio determinan menores

sobrepresiones y por ello resulta más disminuído el peligro de kavitación (pág. 97).

Las paletas cortas ocasionan menor rozamiento y mejor rendimiento por tanto, pero a causa de la mayor corrosión sólo pueden emplearse en los saltos de poca altura.

Todas las suposiciones hechas son más o menos arbitrarias y deben comprobarse con ensayos prácticos si se quieren conseguir turbinas que alcancen mucha duración y rendimientos elevados.

CAPÍTULO V

Turbinas de chorro libre

22. Generalidades.—Construcción y regulación

Las ruedas tangenciales o ruedas *Pelton* son, como ya se dijo (párrafo 6), las turbinas de chorro libre que me-

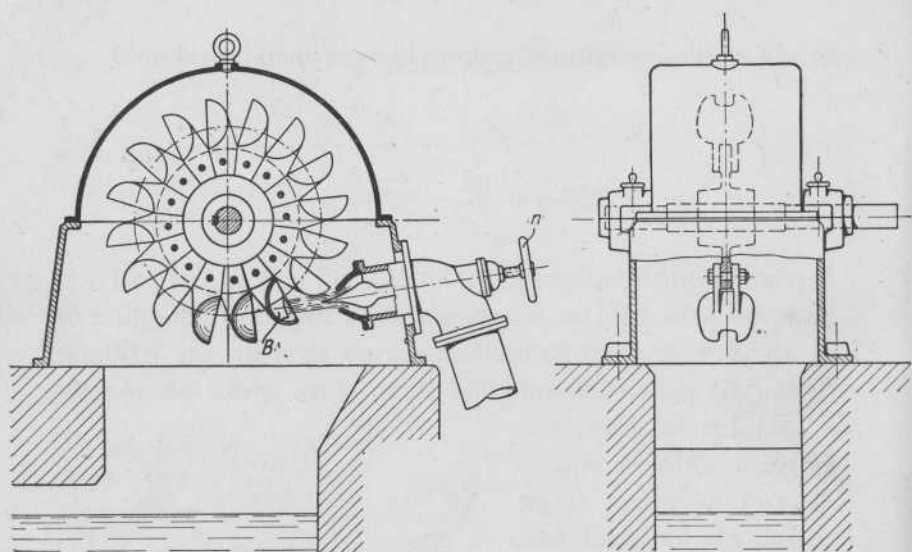


Fig. 195. — Rueda tangencial (*n* regulación a mano, *B* paleta en sección)

jor se acomodan a la utilización de saltos de agua con mucho desnivel y caudales relativamente pequeños. Se las emplea ¹⁾

¹⁾ En España se han empleado ya para más de 800 m. y en Suiza para más de 1600.

en saltos desde 60 hasta 1500 m., consiguiendo rendimientos que alcanzan hasta el 90 %.

Una rueda tangencial con regulación a mano se representa, en su forma más característica de construcción, en la figura 195, que puede servir de modelo; correspondiendo al poco caudal, se proyectan estas máquinas con admisión parcial, constituyendo todo el aparato director una, dos, o máximo cuatro boquillas, por las cuales se envía un chorro

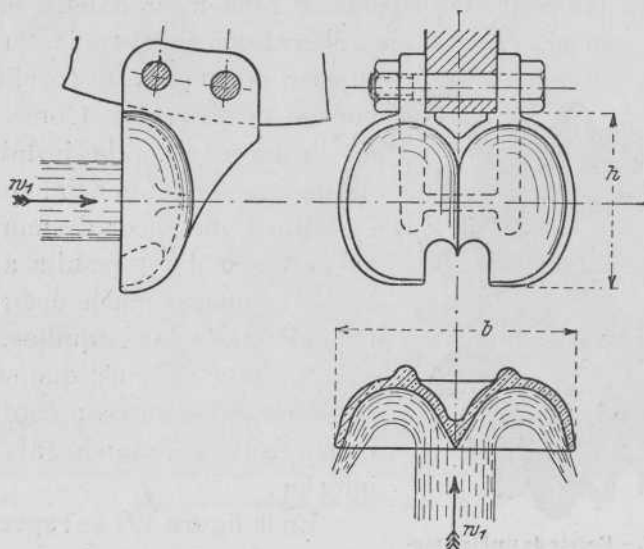


Fig. 196.—Paletas de rueda *Pelton* para vena de sección circular

de sección circular o rectangular contra las paletas. La dirección del chorro no es realmente axial ni radial, sino que es casi tangencial, y de aquí la propiedad del nombre de *ruedas tangenciales* con que ya se las designa, en lugar del nombre, antes muy general, de *ruedas Pelton* (en honor de su inventor, el americano *Pelton*).

El elemento constructivo más importante de las ruedas tangenciales es la paleta en forma de doble cuchara, representada en las figuras 196 y 212; en cierto modo es como una doble paleta de una turbina de acción, que recibe el chorro exactamente en la arista media, donde se divide en dos, circulando por la cavidad de la paleta en filetes de

pequeña sección que recorren cada uno un arco casi de 180° , contrarrestando mutuamente los empujes axiales por cambio de dirección de los dos chorros.

El recorte dado a las paletas y que se ve bien claro en las figuras, tiene por objeto permitir la colocación de las boquillas muy próximas a las primeras y que el chorro alcance a las paletas en la dirección más conveniente.

En las pequeñas ruedas se funden las paletas en una pieza con ellas, pero en general son independientes y se

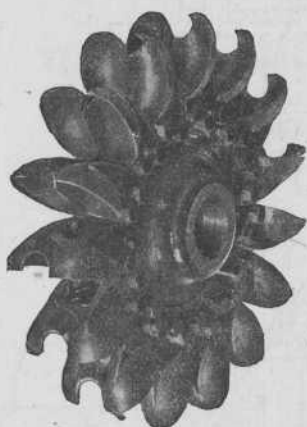


Fig. 197. — Rodete de turbina tangencial, con paletas para chorro de sección circular; construcción de Breuer (Höchst a. M.).

sujetan por medio de tornillos al cuerpo de la rueda. Como se ve en la figura 195, la instalación de una rueda tangencial con una envoltura que puede desmontarse es muy sencilla y resulta accesible, y lo mismo puede decirse de los cojinetes y las boquillas.

El agua, después que sale de la paleta, cae enteramente libre cierta altura pasando al canal inferior.

En la figura 197 se representa una rueda tangencial con cucharas atornilladas, según una disposición de la casa Breuer, de Höchst a. M., viéndose en la figura 198 el aspecto total con los cojinetes y envoltura (levantada la tapa), así como la tubería de llegada para la boquilla y el volante de regulación a mano.

La variación de la cantidad de agua para regulación de la potencia se consigue actualmente casi sin excepción por medio de una aguja o punzón de forma especial (párrafo 23), con cuyo accionamiento se puede estrangular la sección de la boquilla. Cuando se regula a mano y también con regulación automática cuando las tuberías de acceso son cortas, es suficiente instalar el punzón antes citado, toda vez que

no son de temer fuertes sobrepresiones al cerrarse el paso del agua, ni golpes de ariete en la tubería.

La manera como se tienen en cuenta las eventuales variaciones de presión en las tuberías largas, se aclarará con los siguientes ejemplos de instalaciones que se representan en las figuras. Para accionar los registros o mecanismos de regulación, que requieren en general fuerzas de

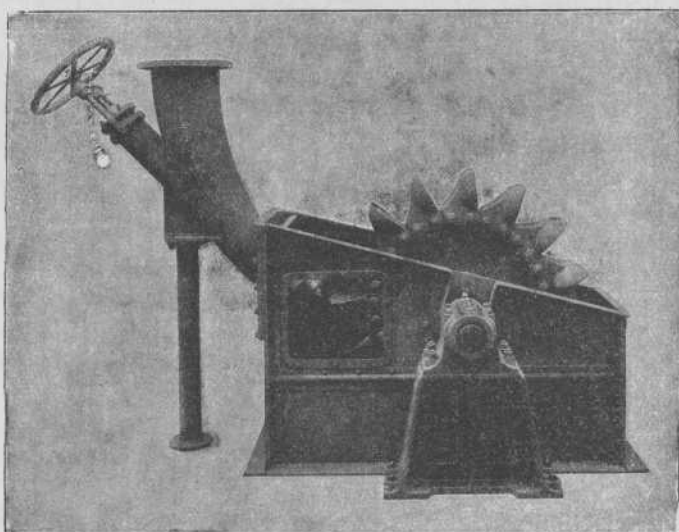
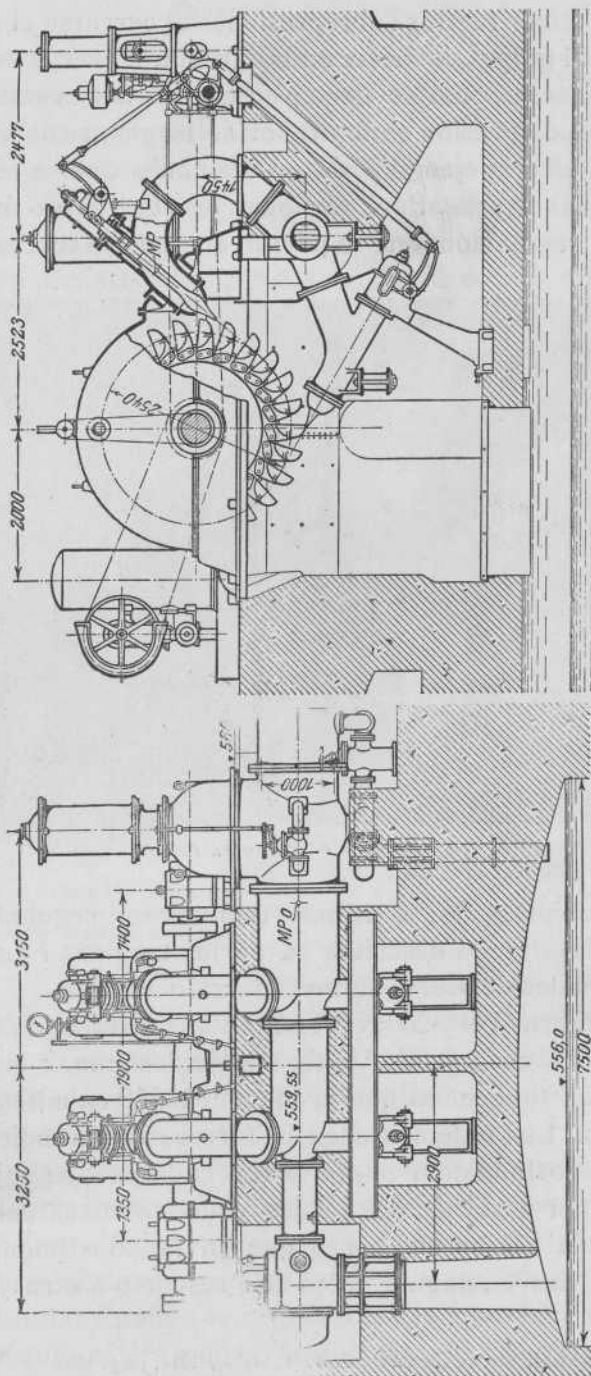


Fig. 198.—Conjunto de una rueda Pelton

alguna consideración, se utilizan también los reguladores de acción indirecta, descritos ya en las turbinas *Francis* y denominados de «servomotor» (párrafo 16, C).

Las figuras 199 y 200 representan una instalación efectuada por la casa J. M. Voith, de Heidenheim, con una doble rueda tangencial que produce ¹⁾ 13350 caballos con $H=276$ m. Las paletas tienen la forma elíptica indicada, son de acero fundido y pesan 97 Kg. cada una; se sujetan al rodete por medio de dos orejas y dos robustos pernos. Cada rueda recibe el chorro que envían dos boquillas, colocadas casi en ángulo recto una respecto a otra y con

¹⁾ Véase artículo de REICHEL, *Z. d. V. d. I.*, 1914, pág. 1535.



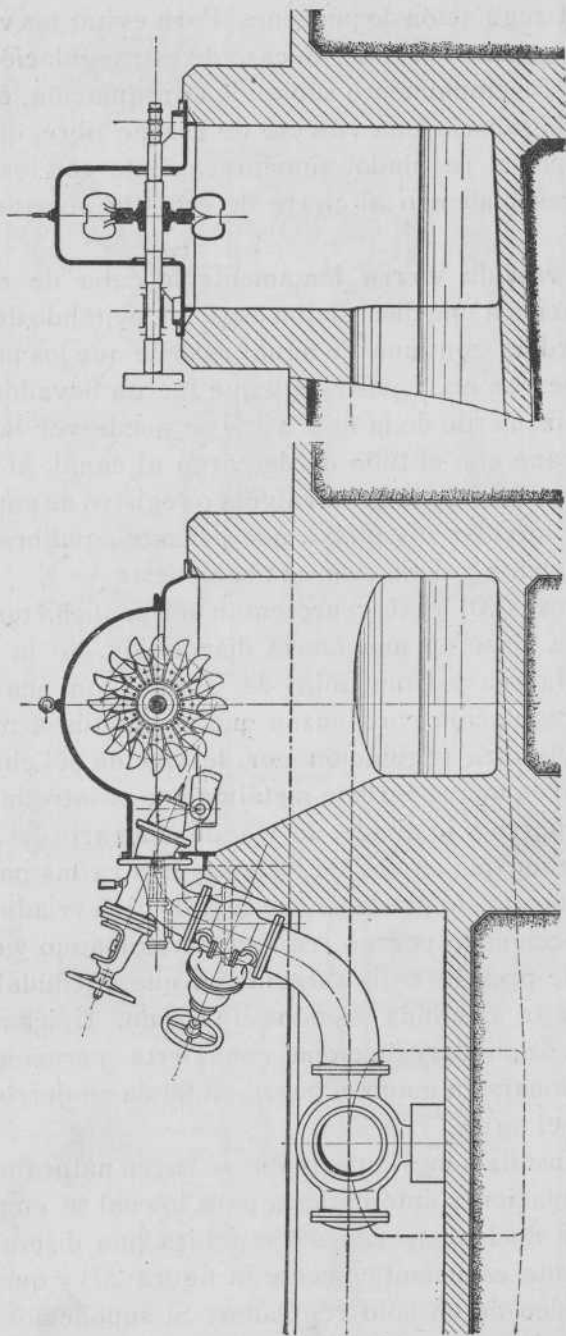
Figs. 199 y 200. — Instalación de rueda tangencial doble de 13350 caballos; salto H de 276 m.; $n = 250$ vueltas por minuto

la ya citada regulación de punzones. Para evitar las variaciones de presión en la tubería, caso de estrangulación del chorro por funcionamiento súbito de la regulación, existe al final de la tubería una válvula de escape libre, que es accionada por el regulador simultáneamente con los punzones, correspondiendo al cierre de éstos la abertura de aquélla.

Dicha válvula cierra lentamente al cabo de cierto tiempo, gracias a una disposición especial, evitando de este modo la pérdida continua de agua, caso de que los punzones permanezcan en la posición a que fueron llevados. En el extremo izquierdo de la figura 199 se puede ver la válvula de escape con el tubo de descarga al canal, al paso que a la derecha se ve la gran válvula o registro de entrada con su paso auxiliar (*by-pass*), que permite equilibrar las presiones delante y detrás de esta compuerta.

Las figuras 201 y 202 representan una pequeña turbina de la misma clase en una nueva disposición, de la casa Briegleb, Hansen y Compañía, de Gotha, con una sola boquilla y regulación por punzón que se efectúa a mano; tiene además otra regulación por desviación del chorro, que consiste en una superficie metálica que se introduce en medio del chorro y lo divide, desviando una parte del agua mayor o menor que en vez de dirigirse contra las paletas sale lateralmente sin producir efecto útil. El desviador del chorro es accionado por un regulador automático y evita aumentos de presión en la tubería, ya que el caudal que pasa por ésta continúa siendo el mismo. Únicamente cuando el desviador funciona con cierta permanencia deberá accionarse a mano el punzón a fin de no derrochar inútilmente el agua.

En las instalaciones importantes se hacen naturalmente las dos regulaciones automáticas, para lo cual se emplean reguladores dobles especiales o se utiliza una disposición que representa esquemáticamente la figura 203 y que permite el empleo de un solo regulador. Si suponemos, por ejemplo, que la turbina ha sido bruscamente descargada, el



Figs. 201 y 202. — Rueda tangencial o *Pelton* de pequeñas dimensiones, con una sola boquilla y regulación por punzón o aguja; construcción de Brügleb, Hansen y Compañía, de Gotha

regulador levantará la válvula *st*, con lo cual el aceite a presión entrará en el cilindro grande y hará bajar el émbolo *k*, con lo que la palanca *h* bajará girando alrededor de su punto fijo y el desviador *a* cortará el chorro desviando una parte del agua. El punzón que estaba retenido por la palanca *h* no avanza ahora solidariamente con dicha

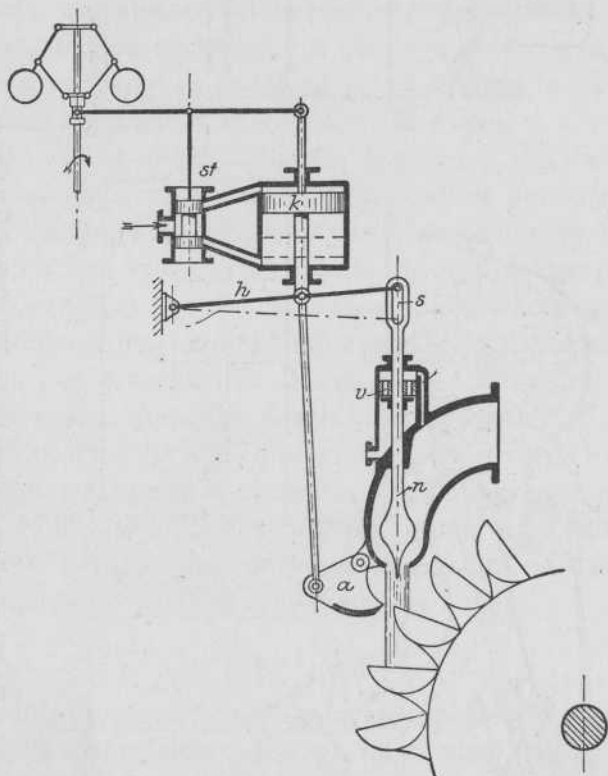


Fig. 203. — Esquema de doble regulación automática, punzón y desviador, de una turbina *Pelton* de gran potencia

palanca debido a la hendidura *s*, sino que es empujado lentamente por el agua a presión que pasa por un orificio estrecho señalado en la figura y que obra sobre el émbolo *v*. El punzón, en su avance, llega a encontrarse de nuevo con el tope de la hendidura, siendo mantenido entonces por la palanca *h*, que le impide seguir cerrando. Si, por el contrario, sobreviene una carga brusca, el émbolo *k* funciona

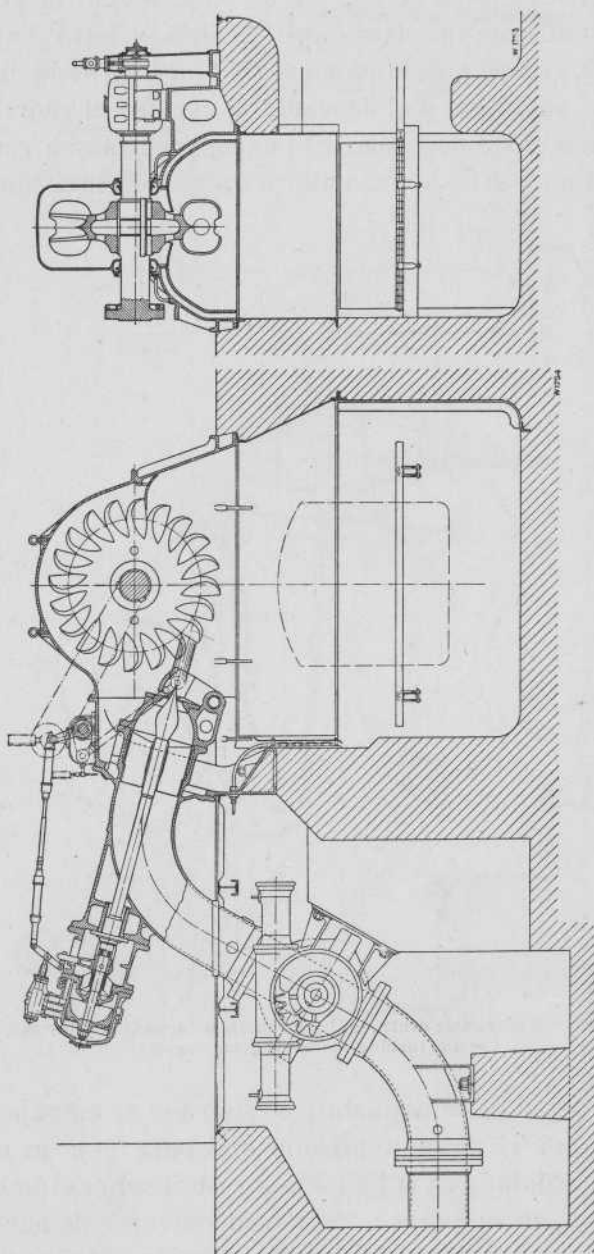


Fig. 204. — Turbina de chorro libre de 7500 caballos ($H=420$ m.)

en sentido contrario y tira rápidamente el punzón hacia atrás (lo que sucede con facilidad gracias a una válvula que tiene el émbolo v que da salida rápida al agua que hay encima de él) llevando de un modo simultáneo el desviador del chorro a su primitiva posición. En los reguladores bien construídos, los movimientos están determinados con tal precisión, que el desviador permanece en todas las posiciones casi rozando el chorro. La nueva posición de equilibrio se consigue, como ya se indicó en 16, C, por la vuelta de la válvula reguladora st a su posición inicial.

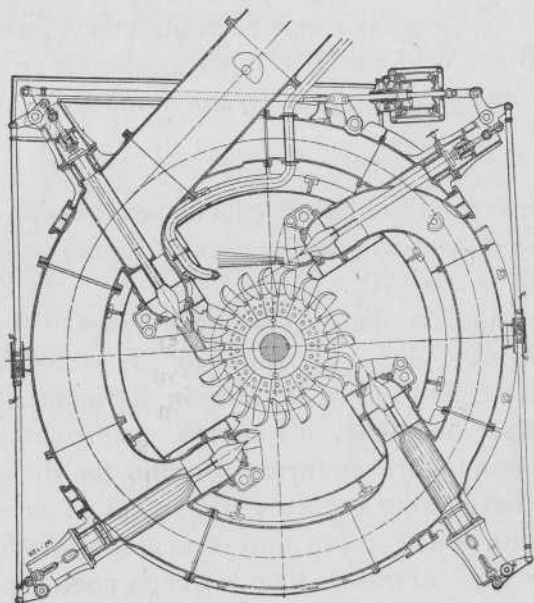
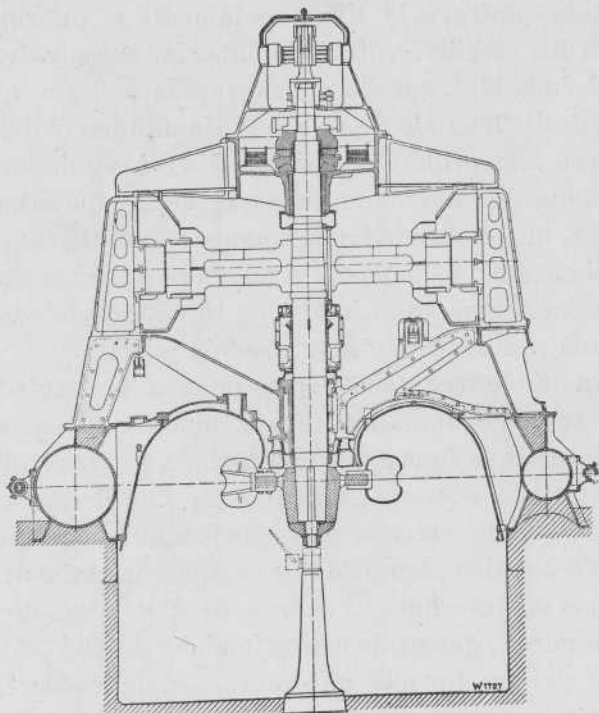
Esta doble regulación por punzón y desviador del chorro se hace actualmente por muchos constructores, representando la figura 204 una turbina de chorro libre de la casa Escher Wyss y Compañía, de Zurich, que para un salto $H=420$ m. da con una sola boquilla una potencia $N=7500$ caballos, con la doble regulación automática que acabamos de describir. El chorro tiene 160 mm. de diámetro, y la rueda, que es de acero fundido, 1300.

Las paletas forman una pieza con la rueda. En las pruebas de recepción se obtuvieron rendimientos que excedían de 87 %. Como la rueda presenta una velocidad angular de 600 revoluciones por minuto, resulta en este caso una velocidad específica relativamente alta de

$$n_s = n_I \cdot \sqrt{N_I} \approx 28.$$

Modernamente se ha introducido en turbinas de gran potencia la disposición de eje vertical como se representa en las figuras 205 y 206.

La instalación, de la misma casa constructora citada, desarrolla $N=18600$ caballos con $H=204$ m. y $n=250$ /min. Como indica la sección horizontal, la rueda lleva cuatro boquillas, dispuestas simétricamente, que atacan en una tubería en forma de anillo que sirve al mismo tiempo de base o zócalo para el apoyo del generador, obteniéndose una construcción muy sencilla, accesible y fácil de revisar y que al mismo tiempo ocupa poco espacio. Los cuatro punzones son accionados por un servomotor, visible



Figs. 205 y 206. — Turbina vertical de chorro libre de 18600 caballos

en el dibujo; el desviador del chorro funciona con un segundo servomotor instalado sobre un zócalo especial al lado del generador.

Con los ejemplos citados queda bien indicado que la disposición de las ruedas tangenciales es en sí muy sencilla y clara, ocupando un espacio muy reducido, lo que no obsta para que se obtengan con ellas potencias de gran importancia. Con ellas se ha conseguido últimamente aprovechar saltos de hasta 1500 m. y se han alcanzado también potencias de hasta 30000 caballos con una turbina.

23. Cálculos y datos prácticos de construcción

De las consideraciones del párrafo 8 se obtuvo la ecuación fundamental para toda clase de turbinas:

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H.$$

Pero también se indicó (párrafo 5) que el agua sale libremente de los canales directores en las turbinas de chorro, por lo cual se cumple también la ecuación:

$$\frac{c_1^2}{2g} = H_d,$$

así es que considerando un coeficiente φ que tenga en cuenta los rozamientos, etc.:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2gH_d}.$$

Al revés, pues, de lo que ocurría en las turbinas de reacción, resulta fijamente determinada la velocidad absoluta con que sale el agua de los álabes directores o de las boquillas, lo cual deberemos tener en cuenta junto con la ecuación fundamental.

Aceptando un coeficiente para la salida del agua

$$\varphi = 0,96 \div 0,98,$$

puede, pues, calcularse c_1 y con esta velocidad se puede a su vez determinar la sección de las boquillas para un caudal de agua conocido Q . Caso de que la sección resulte excesiva para una boquilla, se distribuye en dos o cuatro

como máximo, pudiendo en último término disponer diferentes ruedas unas al lado de otras, caladas sobre el mismo eje. Como diámetro máximo de chorro se ha llegado hasta 200 mm., pero esto exige paletas muy grandes. Tomando las dos ecuaciones fundamentales

$$c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \eta_h \cdot g \cdot H \quad \text{y} \quad c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2gH_d}$$

y observando que la segunda podemos expresarla también con suficiente aproximación, en esta otra forma $c_1^2 = 2 \eta_h g H$, pues en η_h se incluyen todas las pérdidas, incluso la pérdida de salto por la suspensión libre de la turbina sobre el desagüe, podemos también escribir:

$$2 \cdot c_1 \cdot u_1 \cdot \cos \alpha_1 = c_1^2,$$

o bien:

$$u_1 \cdot \cos \alpha_1 = \frac{c_1}{2},$$

con lo cual obtenemos una tercera ecuación para esta clase de turbinas.



Fig. 207

En general se obtendría un rombo al construir el paralelogramo de velocidades (figura 207).

En las ruedas tangenciales el ángulo $\alpha_1 \rightarrow 0$, como se ve claramente en la figura 208, o sea que c_1 y u_1 caen en la misma dirección y por tanto

$$u_1 = \frac{c_1}{2} = \frac{\varphi \cdot \sqrt{2g \cdot H_d}}{2}.$$

Al entrar el chorro en la rueda se tiene

$$w = c_1 - u_1,$$

de modo que también la velocidad relativa en las paletas vale $w = \frac{c_1}{2}$.

Como no existe fuerza de aceleración, puede considerarse w como constante.

También puede decirse que u tiene un valor sensiblemente igual a la entrada y a la salida, dada la forma de la paleta (fig. 208), y por tanto no es preciso hacer distinción entre u_1 y u_2 .

A la salida del chorro tenemos un paralelogramo de velocidades, en el cual son conocidos en dirección y magnitud tanto u como w , que es aproximadamente igual a u_1 , determinando la velocidad de salida c_2 por la elección del ángulo β_2 , el cual se escoge muy pequeño (unos $4^\circ \div 8^\circ$) ya que, con la pequeña cantidad de agua que relativamente se acepta en estas turbinas, no es necesario que c_2 sea grande, y de otra parte la pérdida por la energía cinética que el agua lleva consigo al salir sería tanto mayor cuanto más grande fuese c_2 .

La forma de las paletas se deduce, finalmente, por motivos de orden constructivo y de acuerdo con algunos datos de experiencia, teniendo a la vista los ángulos que resultan de la figura 208. La cazoleta tiene en las modernas paletas forma de elipsoide, como ya se indicó en la figura 196. Una construcción razonada de las paletas, como la deducida para las turbinas *Francis*, no se aplica en esta clase de ruedas, pues es suficiente obtener una superficie de curvatura continuada casi constante. Para conseguir en los talleres una construcción lo más exacta posible, se proyectan también modelos y se hacen patrones de paletas.

La arista que separa las dos cucharas de la misma paleta puede quedar al ras de los bordes de estas últimas, como en la figura 196, o se queda a veces algo hacia adentro, como se puede ver en la figura 212.

Las medidas de las palas se adoptan en función del diámetro d del chorro. Los detenidos experimentos ¹⁾ de *Rei-*

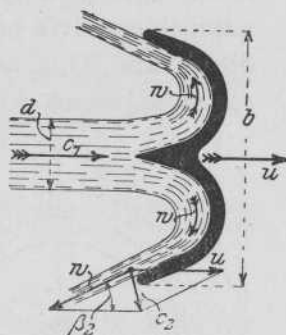


Fig. 208. — Descomposición de velocidades en las paletas de una rueda *Pelton*.

¹⁾ *Z. d. V. d. I.*, 1913, pág. 441, y también 1918, pág. 822.

chel y *Wagenbach* han demostrado no ser recomendable disponer paletas demasiado pequeñas, y que los valores más favorables que podemos considerar actualmente son:

$$\text{anchura de la cazoleta} \quad b \approx 3,75 \cdot d \left(\approx 2 \cdot \sqrt{Q_I} \right)$$

$$\text{altura de la cazoleta} \quad h \approx 3,50 \cdot d \left(\approx 1,9 \cdot \sqrt{Q_I} \right)$$

$$\text{profundidad de la cazoleta} \quad t \approx 1,50 \cdot d \left(\approx 0,8 \cdot \sqrt{Q_I} \right)$$

Q_I representa aquí el caudal referido a $H=1$ m. (párrafo 10) y es aquel caudal con el cual se obtiene precisamente el rendimiento más favorable. Como caudal máximo admisible podría permitirse, según los experimentos llevados a cabo, $Q_{\max} = 2 Q_I$, y entonces resulta en consecuencia un diámetro d de chorro también mayor, reduciéndose

en cambio el rendimiento de modo apreciable, en algunas unidades por ciento.

Para la *colocación de las paletas sobre el rodete*, así como para la situación de las boquillas, podemos indicar lo siguiente: las paletas no se colocan exactamente en sentido radial, sino en forma tal que el chorro al alcanzar de lleno una paleta se halle perpendicular a la

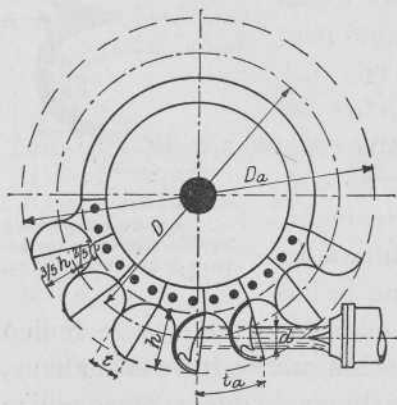


Fig. 209. — Posición relativa de las paletas en las ruedas tangenciales.

arista de la misma, del modo que indican las figuras 209 y las anteriores. La paleta queda separada de la boquilla por el espacio de una división. La boquilla debe colocarse todo lo próxima a las paletas que permita la construcción. El chorro debe atacar a la paleta lo más cerca posible de la corona del rodete, para que las pérdidas de salida resulten lo más pequeñas que se pueda, y para ello se hace que la circunferencia tangente al eje del chorro corte a las paletas a los $\frac{2}{5}$ de la altura h de la paleta medidos desde el interior como representa la figura 209.

El diámetro D es el de la rueda para los efectos del cálculo. La división t_a se obtiene de la siguiente manera: en primer término se ha demostrado que resulta favorable un gran número de paletas y por tanto un valor pequeño de t_a , pero esto tiene su límite en la manera de sujetar las paletas al rodete, que es un asunto de la mayor importancia en estas turbinas. Por otra parte, no se pondrán las paletas tan separadas que permitan que se pierda el agua, y por tanto cuando el chorro abandona a una debe encontrarse con otra, lo cual debe examinarse y comprobarse al proyectar, procediendo en la forma que indica la figura 210.

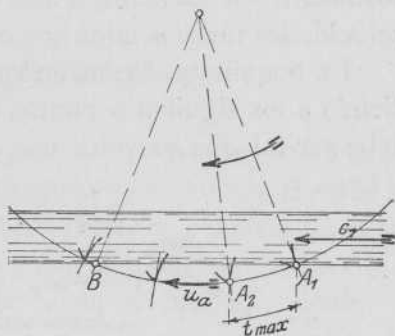


Fig. 210. — Determinación gráfica del paso máximo de las paletas en las ruedas tangenciales.

Para que el filete líquido extremo que no es recogido por la paleta A_1 sea utilizado, debe alcanzar a la paleta anterior A_2 , separada de la A_1 por el paso t , y para ello en el caso más desfavorable puede encontrarla en el punto B : para suceder esto, lo que correspondería a un valor máximo de t , el chorro que lleva la velocidad c_1 necesita recorrer el espacio $A_1 B$, mientras que la paleta A_2 que se mueve con velocidad periférica u_a debe recorrer el arco $A_2 B$. Así, pues, en el caso límite de que el chorro venga a encontrar a la paleta en el punto B , el tiempo empleado en recorrer dichos espacios será el mismo, resultando:

$$\frac{\overline{A_1 B}}{c_1} = \frac{\overline{A_2 B}}{u_a}$$

y en la construcción de las ruedas habrá que escoger t_a atendiendo a esta circunstancia de modo que en lo posible:

$$\frac{\overline{A_1 B}}{c_1} < \frac{\overline{A_2 B}}{u_a}$$

lo que debe ser comprobado.

Las paletas en los modelos pequeños se construyen de bronce o de hierro fundido, pero en las ruedas más potentes se hacen de acero fundido; siempre en lo posible deben alisarse y aun pulirse las superficies o caras internas de la paleta. En cuanto a la sujeción debe estudiarse muy cuidadosamente en atención a las enormes fuerzas y grandes velocidades tangenciales que entran en juego (párrafo 24).

La boquilla y el punzón regulador se proyectan atendiendo a los siguientes puntos de vista: la forma del punzón debe ser tal que permita una aceleración uniforme en la

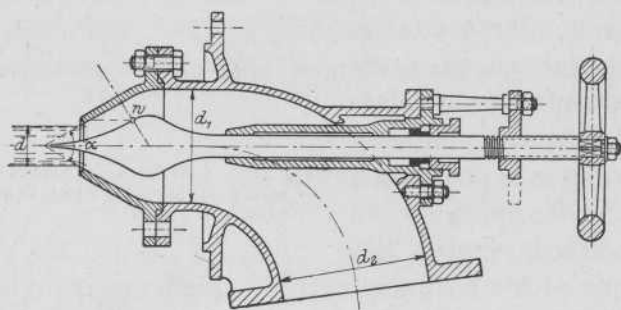


Fig. 211. — Boquilla de una rueda tangencial y determinación de la forma de la aguja o punzón

dirección del chorro, por lo cual y como indica la figura 211, el punto de inflexión w en el perfil del punzón debe caer fuera de la prolongación hacia adentro del chorro d , ya que en caso contrario al avanzar el punzón se presentaría un ensanchamiento en la sección, perjudicial por cuanto el chorro se divide y provoca fuertes corrosiones. En el interior de la boquilla es conveniente una gran aceleración y por esto se toma el diámetro interior de la misma $d_1 = 2,5 \div 3 d$, y además el ángulo $\alpha = 60^\circ \div 80^\circ$, siendo de notar que aun cuando el punzón retroceda por completo, siempre disminuye en algo la sección de la boquilla. Los casquillos exteriores son fácilmente recambiables y se hacen de bronce y también de acero fundido cuando las dimensiones son mayores. Para evitar el desperdigamiento del chorro se recomienda un acabado muy cuidadoso de las boquillas, obte-

niendo entonces un elevado rendimiento. El tubo acodado se va ensanchando hasta alcanzar el diámetro d_2 de la tubería de llegada y suele tener la forma que indica la figura 211, en la que se representa un punzón accionado por volante de mano con su tornillo.

24. Ejemplo numérico

Supongamos que se trate de aprovechar un caudal $Q = 0,15 \text{ m}^3 = 150 \text{ l por segundo}$ con un salto de $H = 120 \text{ m}$. En atención a la cantidad relativamente pequeña de agua, se empleará para este caso una rueda tangencial cuyos principales elementos se calcularán del modo siguiente:

a) *Potencia de la turbina.*—Aceptando un rendimiento de 0,75 se tendría $N_e = 10 \cdot Q \cdot H = 180$ caballos, pero si calculamos con un rendimiento de 0,85, que en condiciones normales es muy corriente, resultará:

$$N_e = 180 \frac{0,85}{0,75} \sim 200 \text{ caballos.}$$

b) *Boquilla.*—La velocidad absoluta con que sale el agua de la boquilla será, según lo indicado en el párrafo 23:

$$c_1 = \varphi \cdot \sqrt{2g \cdot H_d},$$

y tomando para $\varphi = 0,97$ y teniendo en cuenta que la pérdida por la suspensión libre de la rueda es muy pequeña, en comparación con la altura total de 120 m., y que por tanto $H_d \sim 120 \text{ m}$. resulta:

$$c_1 = 0,97 \cdot \sqrt{2g \cdot 120} = 47 \text{ m./seg.}$$

La sección de salida deberá ser, pues:

$$s = \frac{0,150}{47} = 0,0032 \text{ m}^2 = 32 \text{ cm}^2.$$

Suponiendo, como generalmente sucede, que se adopta un chorro cilíndrico, resultará de la fórmula $\frac{\pi d^2}{4} = 32 \text{ cm}^2$ el diámetro del chorro de la boquilla:

$$d = 64 \text{ mm.}$$

c) *Diámetro D del rodete y número de revoluciones.*—El diámetro del rodete se puede adoptar algo arbitrariamente, siempre dentro de los límites de una disposición que resulte constructiva, si bien otras veces queda determinado por el número de revoluciones que se desee. En todo caso, fijado el diámetro, queda determinada la velocidad angular y viceversa. En nuestro ejemplo, supondremos que hemos escogido $D = 800 \text{ mm.}$, siendo éste el diámetro de la circunferencia tangente al eje del chorro (fig. 209).

Según lo expresado en el párrafo 23, se tiene $u = \frac{c_1}{2} = 23,5 \text{ m./seg.}$, y por lo tanto en nuestro caso

$$n = \frac{60 \cdot 23,5}{\pi \cdot 0,8} = 500 \text{ vueltas por minuto.}$$

d) *Medidas de las paletas y número de las mismas.* Pondremos directamente, según se indicó en el párrafo 23:

$$b = 3,75 \cdot d = 3,75 \cdot 64 \curvearrowright 240 \text{ mm.}$$

$$h = 3,50 \cdot d = 3,50 \cdot 64 \curvearrowright 220 \text{ »}$$

$$t = 1,50 \cdot d = 1,50 \cdot 64 \curvearrowright 96 \text{ »}$$

Según la figura 209, deben disponerse las paletas en forma tal, que D corte a las mismas a los $\frac{2}{5}$ de la altura de las paletas medidos desde la corona interior del rodete, o a los $\frac{3}{5}$ medidos desde el borde exterior. Así resultará el diámetro exterior de la rueda, incluyendo las paletas:

$$D_a = D + 2 \cdot \frac{3}{5} \cdot h = 800 + 264 = 1064 \text{ mm.}$$

Escojamos ahora un paso o división exterior de $t_a \curvearrowright h$,

lo que corresponde aproximadamente a los tipos normales, y entonces tendremos el número de paletas:

$$z = \frac{\pi \cdot D_a}{t_a} = \frac{\pi \cdot 1064}{220} = 15,2.$$

Escogeremos, pues, para dividir la rueda del modo más conveniente

$$z = 16 \text{ paletas,}$$

debiendo ahora comprobar si el agua puede escaparse de una paleta a otra sin ser utilizada, en la forma que ya se indicó detalladamente en la figura 210. Resulta, efectuando a escala el dibujo y estudiando las relaciones que se establecieron entonces, que el número de paletas calculado es suficiente, aunque no repetiremos aquí esta operación, bastando sólo indicarlo.

e) *Dibujo de las paletas.*—Se toman las medidas ya calculadas en *d*) y se escoge un ángulo de salida que pode-

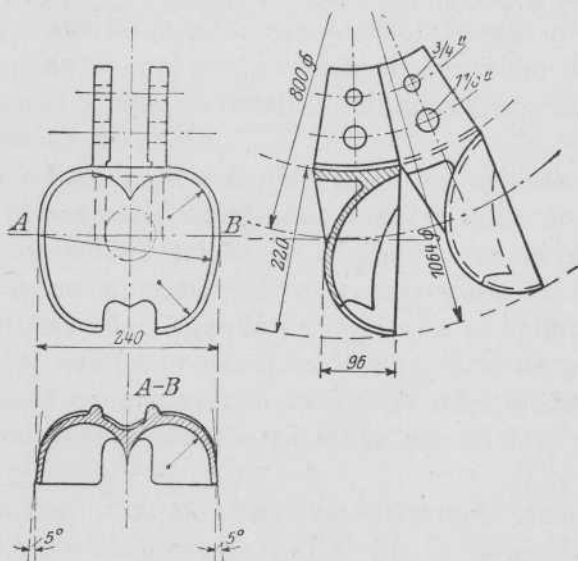


Fig. 212. — Paleta a escala de 1:10

mos adoptar $\beta_2 = 5^\circ$, dibujando la forma de la paleta de manera que se obtengan superficies de una curvatura uniforme en lo posible, como se desprende de la figura 212.

Los tornillos de fijación deben ser, por los motivos ya indicados, muy reforzados. Si suponemos que el rodete se para por un momento y que una paleta recibe todo el chorro en choque directo, tenemos, según las fórmulas deducidas (párrafo 9, B) sobre la presión del chorro, que la fuerza periférica vale:

$$X = \frac{1000 \cdot Q}{g} \cdot (c_1 \cdot \cos 5^\circ - c_1 \cdot \cos 180^\circ) = \frac{1000 \cdot 0,15}{9,81} \cdot 47 \cdot (0,996 + 1),$$

o sea

$$X = 1435 \text{ Kg.}$$

Esta fuerza es la que debe resistir cada paleta de un modo constante y hasta en forma de choques.

CAPÍTULO VI

Instalaciones hidráulicas de España

25. Datos referentes a algunas instalaciones españolas

Hasta aquí hemos seguido al autor; pero destinada esta obra al público español, estimamos un deber acompañar una nota de las instalaciones hidráulicas más importantes de España, la cual puede resultar de gran interés al que desee conocer, más en detalle, los diferentes modelos y tipos de construcción.

Si bien las casas constructoras de las turbinas son las mismas, tantas veces nombradas, y por lo tanto no encontramos novedades técnicas, en cambio la rápida electrificación que han experimentado extensas regiones de España en los últimos años, cuando ya la técnica se hallaba muy adelantada, nos ha proporcionado una serie de grandes instalaciones equipadas con máquinas muy modernas y concentradas de modo que su visita resulta fácil y provechosa.

En la región catalana existen en primer término las centrales hidroeléctricas de la «Energía Eléctrica de Cataluña» y las de «Riegos y Fuerza del Ebro», controladas hoy por el mismo grupo financiero y que constituyen la más importante riqueza hidroeléctrica del país. La «Energía Eléctrica» cuenta con una serie de embalses utilizando

25 lagos del Pirineo catalán para regularizar el caudal con una acumulación total que alcanza a 130 millones de KWH.

La central de Capdella aprovecha en primer término el agua de estos embalses con un salto útil de 810 m. y doble tubería de 0,80 m. Hay cinco turbinas de 8000 caballos instaladas y espacio para otros tres grupos. Turbinas *Pelton* de eje horizontal.

A continuación es recogida el agua y utilizada de nuevo en un salto de 273 m. (central de Molinos) con tres grupos de 6700 caballos.

La «Sociedad Productora de Fuerzas Motrices» recoge el agua del río Flamisell a su salida de la central de Molinos y utiliza un salto de 188 m. con tres grupos instalados de 8000 caballos cada uno. Turbinas *Francis* de la casa Escher Wyss con eje horizontal.

«Riegos y Fuerza del Ebro» utiliza el agua del Noguera-Pallaresa al juntarse con el Flamisell, pasada la instalación que acabamos de mencionar, y para regularizar el caudal construyó un embalse, verdadero lago artificial que puede contener 197 millones de metros cúbicos de agua utilizable. La presa era, cuando se construyó, la más alta de Europa (82 m.). Tiene compuertas automáticas en el aliviadero.

Junto a esta presa, llamada de Talarn, existe la central de Tremp, que utiliza 74 m. de desnivel, con ocho grupos de 6250 caballos de potencia unitaria; turbinas espiral de eje horizontal.

Siguiendo el cauce del mismo río, se halla la gran presa Camarasa, de 92 m. de altura, con un embalse de 157 millones de metros cúbicos y un salto de 83 m., del que se hallan instalados 66000 caballos que pueden casi doblarse.

Una turbina de las instaladas en Camarasa, de eje vertical, 375 revoluciones y 22000 caballos de potencia, puede verse en la figura 213 durante su construcción en los talleres de la casa Voith.

Más abajo se recoge el agua y se utiliza en el salto de San Lorenzo (17 m., 14000 caballos) en una central que funciona automáticamente y sin personal de ninguna clase, siendo controlada desde Camarasa a 14 Km. de distancia.

Finalmente el salto de Serós en el río Segre, después de su confluencia con el Noguera-Pallaresa, utiliza 56000 caba-

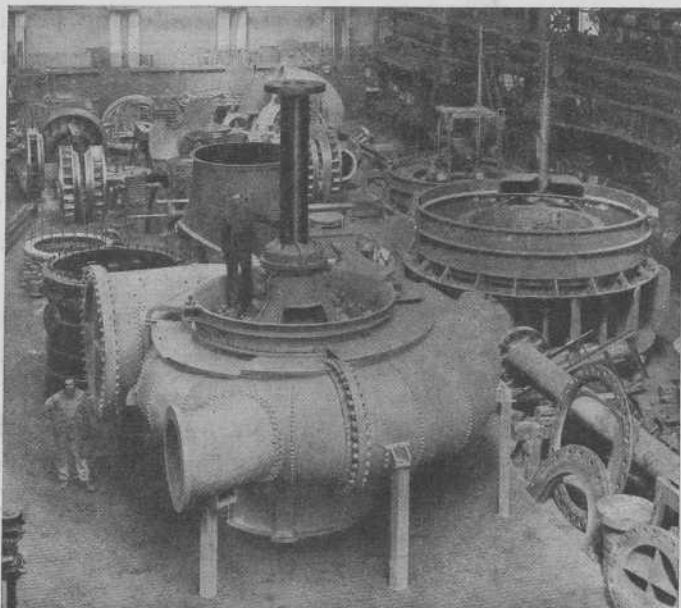


Fig. 213. — Turbina de 22000 caballos instalada en el salto de Camarasa

llos con 49 m. útiles, siendo las turbinas, como las de Camarasa, de eje vertical, pero de 14000 caballos cada una.

La «Sociedad Hidroeléctrica Ibérica» con domicilio en Bilbao y la «Hidroeléctrica Española» residente en Madrid, se apoyan a su vez en el mismo grupo financiero, pero no tienen sus instalaciones como las anteriormente citadas, o sea unidas por líneas de alta tensión pudiendo trabajar en paralelo. La primera utiliza saltos de agua en la región vascongada y en el Pirineo aragonés, y la segunda saltos del macizo central que separa Madrid de Valencia.

A continuación se indican las características más importantes de los saltos que explotan dichas sociedades.

TURBINAS MODERNAS INSTALADAS EN LOS SALTOS
DE LA HIDROELÉCTRICA IBÉRICA (BILBAO)

Salto de Leizarán.—Una turbina *Pelton*, de la casa Voith, de eje horizontal, de 2500 caballos de potencia. Altura del salto 200 m., caudal 1100 litros por segundo. Revoluciones 600 por minuto.

Salto del Cinca.—Tres turbinas *Pelton* de eje vertical con tres inyectores, de la casa Verstadem y Kristineham, de potencia 20000 caballos cada una. Altura del salto 453 m., caudal 4 m³ por segundo. Revoluciones 500 por minuto.

Salto del Cinqueta.—Dos turbinas *Pelton* de eje vertical con cuatro inyectores, de la casa Verstadem y Kristineham, de potencia 30000 caballos cada una. Altura del salto 360 m., caudal 8 m³ por segundo. Revoluciones 450 por minuto.

Salto del Barroso.—Dos turbinas *Francis* de eje horizontal, de 5500 caballos. Altura del salto 200 m., caudal 2,5 m³ por segundo. Revoluciones 750 por minuto.

Salto de Urdiceto.—Dos turbinas *Pelton* de eje horizontal con dos inyectores, de la casa Voith, de 5500 caballos de potencia. Altura del salto 427 m., caudal un metro cúbico por segundo. Revoluciones 750 por minuto.

Salto de El Cortijo (sobre el Ebro).—Dos turbinas *Francis* de eje horizontal para 15 m. salto y 3000 caballos.

Salto de Puentelarrá (sobre el Ebro).
Salto de Quintana.

Sociedad Hidroeléctrica Española (Madrid)

CENTRAL	Número de turbinas	Disposición del eje	Revoluciones	Caballos de cada turbina	Salto útil en metros
Molinar.	4	Horizontal	428	7200	65
Tranco del Lobo	2	»	300	1900	12
Villora	2	»	600	8000	114
»	1	Vertical	375	18600	111
Batanejo	1	»	600	2890	70
Cortes de Pallás. .	2	Horizontal	600	22000 ¹⁾	80

La «Canalización y Fuerza del Guadalquivir» en Alcalá del Río (Sevilla) aprovecha un salto de 8 m. con

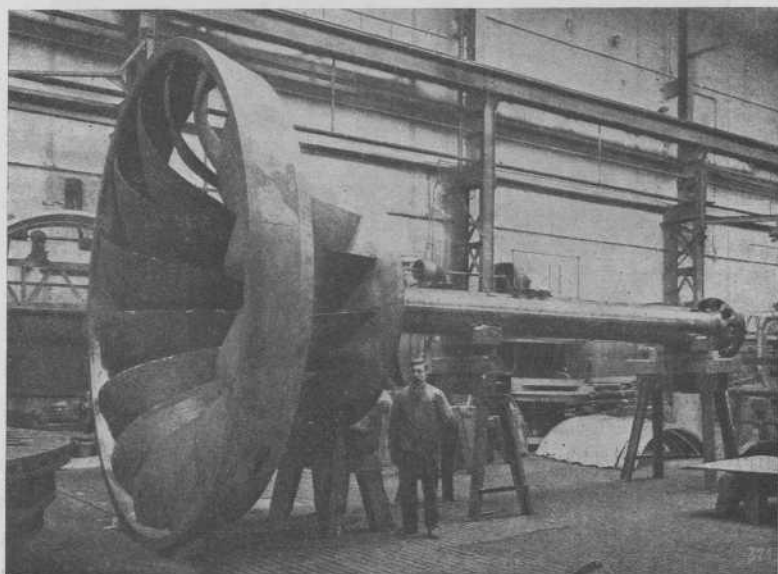


Fig. 214.—Rodete de una turbina *Francis* de la Electro Metalúrgica del Ebro (Sástago)

turbinas *Kaplan* de aletas giratorias que desarrollan 4700 caballos de potencia unitaria.

¹⁾ En dos turbinas gemelas con el generador en medio.

Existen otras muchas instalaciones importantes en España, como el salto de Bolarque (Guadalajara) con turbinas Briegleb, Hausen, del tipo de caldera, con una instalación total de 21000 caballos; el salto de Seira (Huesca), construído por la «Catalana de Gas y Electricidad» y cuya energía se transporta a Barcelona; las instalaciones de «La Electra de Viesgo» en Santander, con varias

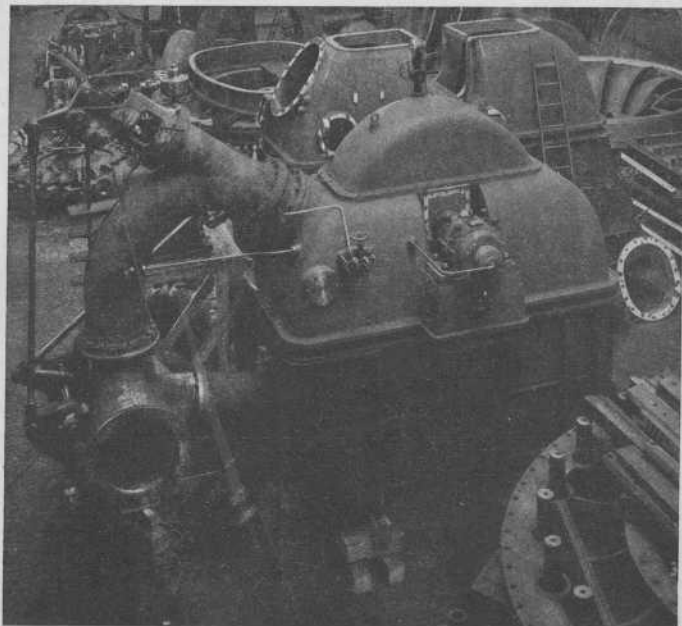


Fig. 215. — Rueda *Pelton* de 3240 caballos del canal de Isabel II (Torrelaguna)

turbinas de 7240 caballos de potencia unitaria; los «Saltos de Somiedo» en Asturias; las centrales hidroeléctricas construídas por la S. A. Mengemor; las de la «Compañía Sevillana» y las de la «Valenciana de Electricidad» y una gran cantidad de instalaciones menores que pueden verse relacionadas en los catálogos de las casas constructoras.

La figura 214 representa el rodete de una turbina *Françis*, vertical, para 8200 caballos con 11 m. de salto, de las que hay cuatro grupos instalados en la «Electro Metalúrgica del Ebro» en Sástago (Zaragoza) por la casa Voith.

En la figura 215 se puede ver una rueda *Pelton* de 3240 caballos con 144 m. de salto, instalada en 1928 en el canal de Isabel II en Torrelaguna (Madrid), siendo de un tipo análogo en su construcción a la que se montó en Fusenko (Japón) por la misma casa Voith, y que desarrolla 45625 caballos con 665 m. de salto.

CAPÍTULO VII

Ruedas hidráulicas

26. Descripción de los diferentes tipos

Por existir todavía en funciones, a pesar de su antigüedad, numerosas instalaciones de ruedas hidráulicas, daremos una breve descripción de las mismas.

Las ruedas hidráulicas se diferencian, esencialmente, de las turbinas por la distinta manera de obrar el agua en ellas, pues en general sólo trabaja en las ruedas por su peso, llenando unas cámaras o cajones, que al moverse hacia abajo ponen la rueda en movimiento. Otra diferencia puede señalarse en el hecho de que el agua abandona los canales de la rueda por el mismo sitio por donde entró, mientras que en las turbinas tiene lugar una circulación constante a través de los canales. Aparte de esto, existen también diferencias características en la forma constructiva, en el número de revoluciones, etc., como se irá indicando en el curso de este capítulo.

Por la forma en que se efectúa la admisión del agua en las ruedas se distinguen principalmente los tres tipos:

- a) ruedas por encima o con entrada del agua por la parte superior,
- b) ruedas de costado o con entrada del agua por su parte media,
- c) ruedas por debajo o con entrada del agua por su parte inferior.

A) RUEDAS HIDRÁULICAS CON ADMISIÓN POR ENCIMA

Una rueda de este tipo se representa en la figura 216, siendo, por su construcción, aplicable a los saltos de $4 \div 10$ m. de altura con caudales reducidos.

Como puede observarse, el agua entra en la rueda aproximadamente por su punto más alto, llenando parcial-

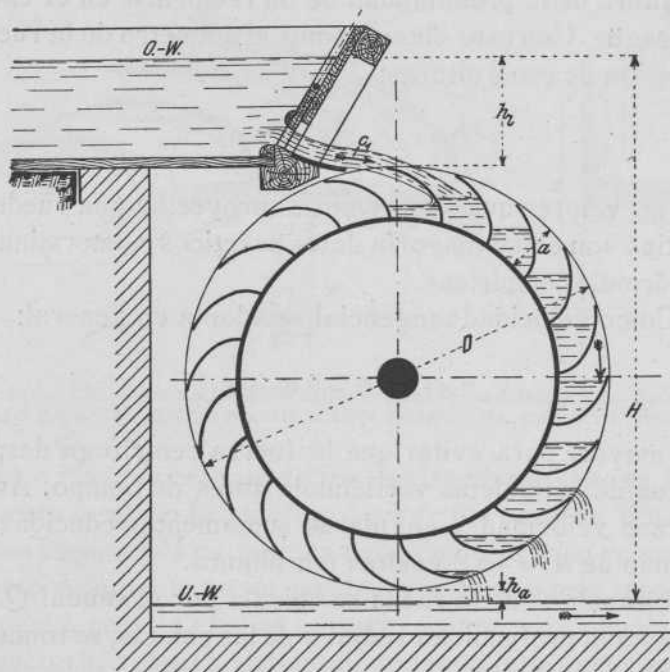


Fig. 216. — Rueda hidráulica con entrada del agua por arriba; O.-W., nivel de aguas arriba; U.-W., nivel de aguas abajo; H , salto útil; h_1 , altura perdida por remanso en la parte superior; h_a , altura perdida al salir de la rueda.

mente los cajones que forman los álabes y haciendo por su peso que la rueda se vaya moviendo lentamente. Se deberá procurar que el camino que recorre el agua dentro de la rueda sea en proyección vertical lo mayor posible para que resulte grande también el trabajo producido, y así se construirán las ruedas de manera que los cajones sean llenados

lo más cerca que se pueda del nivel superior del agua y empiecen a verter su contenido casi junto al nivel inferior.

El diámetro de las *ruedas por encima* se determina, pues, como la figura indica, según la altura útil H del salto. En la parte superior hay que emplear cierta altura en conseguir un pequeño remanso para que el agua alcance la necesaria velocidad de salida c_1 y, por otro lado, hay que perder en la parte inferior algo del salto, para asegurar que la rueda quede siempre fuera del cauce, dependiendo esta altura de la probabilidad de un reembalse en el cauce de desagüe. Con esto obtendremos el diámetro de la rueda, en función de estas alturas:

$$D = H - (h_l + h_a).$$

Los valores que tomaremos al proyectar una rueda de este tipo son en su mayoría datos prácticos o determinados por fórmulas empíricas.

Como velocidad tangencial se adopta en general:

$$u = 1,5 \div 2,5 \text{ m./seg.}$$

y no mayor, para evitar que la fuerza centrífuga despidiera el agua de las paletas vertiéndola antes de tiempo. Así se obtienen velocidades angulares sumamente reducidas, no pasando de $n = 4$ a 8 vueltas por minuto.

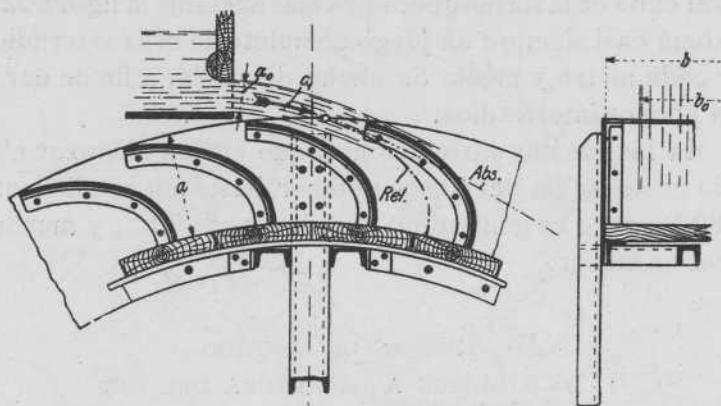
El ancho b de la rueda se calcula por el caudal Q . En cuanto a la profundidad radial a de las paletas, se toma por la fórmula práctica:

$$a = \frac{1}{4} \sqrt[3]{H} \text{ a } \frac{1}{6} \sqrt[3]{H}.$$

Suponiendo, ahora, que el agua ocupa en los cajones de un cuarto a una mitad del volumen de éstos, obtendríamos la siguiente igualdad:

$$Q = \left(\frac{1}{4} \div \frac{1}{2} \right) \cdot a \cdot b \cdot u.$$

El ancho b_0 del chorro de agua (figs. 217 y 218) debe ser de 200 a 400 mm. más estrecho que la anchura de la rueda para evitar salpicaduras o pérdidas de agua, y el espesor a_0 de la lámina de agua podríamos calcularlo fácilmente por la fórmula $Q = a_0 \cdot b_0 \cdot c_1$, en la que se considera en general que $c_1 = u + (0,5 \text{ a } 1 \text{ m.})$. El nivel del agua en el canal de llegada debería, por consiguiente, determinarse de modo que se consiguiese este valor de c_1 .



Figs. 217 y 218.—Construcción de los cajones de una rueda hidráulica, con entrada del agua por arriba: *Rel.*, trayectoria relativa del agua; *Abs.*, trayectoria absoluta

Lo más importante de las ruedas hidráulicas es precisamente también la *construcción de las paletas*, igual que en las turbinas. Las paletas deben en este caso recoger el chorro de agua lo mejor posible y verter lo más tarde que se pueda, para lo cual se construyen una vez conocida la trayectoria relativa del líquido, dando a la curvatura de las paletas una forma en consonancia con ella, como se ha indicado en la figura 217. La trayectoria relativa del agua respecto a la rueda se obtiene componiendo la trayectoria absoluta del agua, que es una parábola, con el camino recorrido por la rueda en el mismo tiempo.

La disposición constructiva de las ruedas de admisión superior es bastante variada; muchas veces se construyen completamente de madera, con lo que resultan muy baratas pero de mal rendimiento, pues no se prestan a una disposi-

ción conveniente. Son preferibles las ruedas cuyas paletas se construyen con planchas de hierro, sujetándolas a la corona con perfiles también de hierro laminado, como muestra la figura 217; las coronas laterales son también de plancha, siendo el fondo de los cajones de madera para disminuir en lo posible el ruido, y finalmente los brazos que unen la corona al cubo de la rueda son casi siempre de hierro \square , atornillándose a los platos de hierro fundido unidos al cubo en la forma que indica más adelante la figura 223. Se toma casi siempre un juego completo de brazos o radios por cada metro y medio de ancho de rueda, a fin de dar a ésta apoyos intermedios.

En las buenas instalaciones, que suelen alcanzar elevado coste, se ha llegado a obtener hasta un rendimiento de 80 %, pero en general no excede éste de 70 %, y muchas veces es menor.

B) RUEDAS DE COSTADO O CON ADMISIÓN A LA ALTURA DEL EJE

El agua en este tipo de ruedas, que se representa en la figura 219, suele entrar aproximadamente a la altura del eje de la rueda, y su modo de obrar es muy parecido al de las que acabamos de describir, llenando el agua los cangilones y obrando principalmente por su peso.

La entrada del agua suele tener lugar a través de unos canales directores, con cuyo empleo, gracias a la mejor conducción del agua y al buen aprovechamiento de la energía cinética del chorro, se consigue un buen rendimiento.

La rueda se instala muy a menudo en forma que su borde quede rodeado en la parte que ocupa el agua por un zócalo de obra ceñido a ella, con lo que se puede retener el agua en los cangilones que quedan abiertos por todos lados.

Por su construcción especial podría emplearse este tipo de rueda para aprovechamientos de saltos pequeños entre 1,5 y 5 m., pero desde luego con pequeños caudales. El diámetro de la rueda se deduce, como en las anteriores,

del salto útil, y respecto al número de revoluciones, ancho de la rueda, etc., puede aplicarse lo dicho para las ruedas con admisión por encima, como se indica en el ejemplo numérico que se expone más adelante.

Para la construcción de las paletas, tanto las directoras como las de la rueda, hay que empezar por dibujar primeramente, lo mismo que en las turbinas, el paralelo-

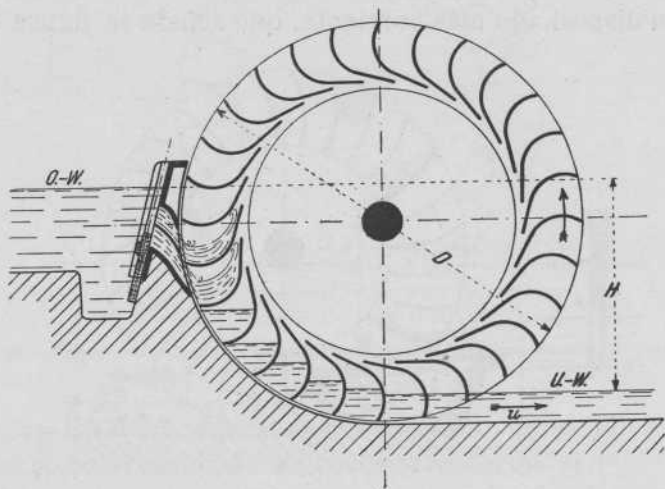


Fig. 219.—Rueda hidráulica «de costado»: *O.-W.*, nivel de aguas arriba; *U.-W.*, nivel de aguas abajo; *H*, salto útil

gramo de velocidades, del cual se obtienen las inclinaciones de las paletas. Los álabes de la rueda deben tomar una rápida y fuerte curvatura hacia arriba, como se ve en la figura, porque el agua, por su velocidad relativa, tiende a subir a la entrada.

Respecto a la construcción de la rueda, remitimos también al lector al apartado A y al ejemplo numérico del final. Una rueda de este tipo bien construída resulta muy cara, porque, aparte de la disposición de los álabes directores, es muy grande y pesada, sobre todo si se tiene en cuenta la pequeña potencia obtenida; por ello encuentra muy rara vez aplicación, siendo inútil entrar en más detalles sobre la misma.

El rendimiento puede subir con una buena instalación hasta 85 %.

A este tipo de ruedas pueden referirse las dos variedades siguientes: ruedas con admisión por encima del eje, tipo intermedio entre las ruedas por encima y las de costado, y ruedas de costado con admisión baja, que son un tipo de transición entre las de costado y las ruedas por debajo, denominándose casi siempre como ruedas «de vertedero» por su disposición más corriente, que señala la figura 220.

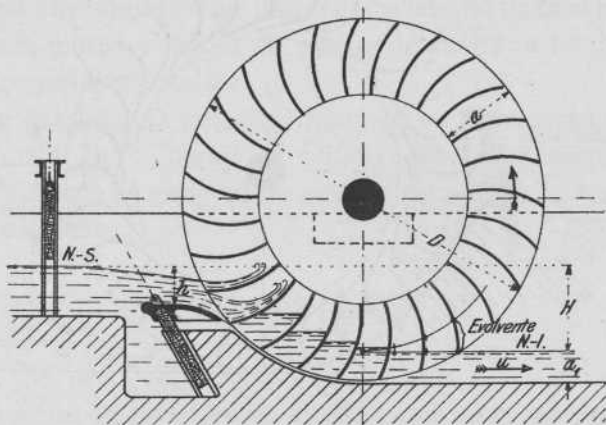


Fig. 220.—Rueda hidráulica «de vertedero»: *N-S.*, nivel superior del agua; *N-I.*, nivel inferior; *H*, salto útil

Como estas últimas ruedas «de vertedero» sirven bastante bien en circunstancias adecuadas para el aprovechamiento de saltos muy pequeños de 0,4 a 1,5 m. para los cuales las turbinas serían relativamente muy caras, diremos aún algo en pocas palabras sobre su construcción y cálculo, en el ejemplo numérico de la página 238.

C) RUEDAS CON ADMISIÓN POR DEBAJO

En esta clase de ruedas el agua ya no obra en modo alguno por su peso, sino únicamente por el choque del chorro líquido contra las paletas, modo de obrar que se patentiza en el esquema de la figura 221, que es representativo de este tipo.

La rueda puede colocarse simplemente sumergida en un canal o cauce de agua corriente, o bien puede emplearse una pequeña compuerta para embalsar algo el agua en la forma que se representa en la figura. La determinación de dimensiones resulta, en este caso, bastante arbitraria, y

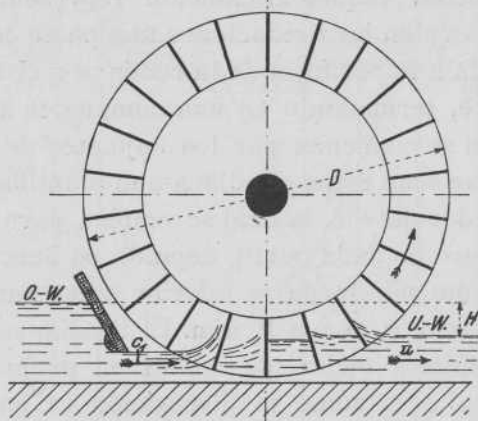


Fig. 221.—Rueda hidráulica con admisión por debajo: O.-W., nivel de aguas arriba; U.-W., nivel de aguas abajo; H, salto útil

por otra parte su empleo es reducidísimo, no siendo el rendimiento en el mejor de los casos superior al 30 ó 35 %.

El *campo de acción* a que se extienden las ruedas hidráulicas queda indicado en la tabla que sigue, en la que se han resumido además las principales características, como diámetro de las ruedas, número de revoluciones admisible y rendimiento normal, pudiendo deducirse en conclusión que la aplicación de las ruedas es en la actualidad reducidísima.

Designación o tipo de la rueda	H en m.	Q m ³ /seg.	n por minuto	D en m.	η
Admisión por encima.	4,0 ÷ 10	hasta 1 m ³	8 ÷ 4	3,5 ÷ 8,5	0,6 ÷ 0,75
Admisión sobre el eje.	2,5 ÷ 6	» 1 m ³	8 ÷ 4	4,5 ÷ 8,5	0,6 ÷ 0,75
Admisión a la altura del eje	1,5 ÷ 5	» 2 m ³	7 ÷ 3	5,0 ÷ 8,5	0,6 ÷ 0,75
Admisión bajo el eje.	0,4 ÷ 1,5	» 3 m ³	7 ÷ 3	2,0 ÷ 6	0,5 ÷ 0,65
Admisión por debajo.	0,1 ÷ 1	—	—	—	0,3 ÷ 0,35

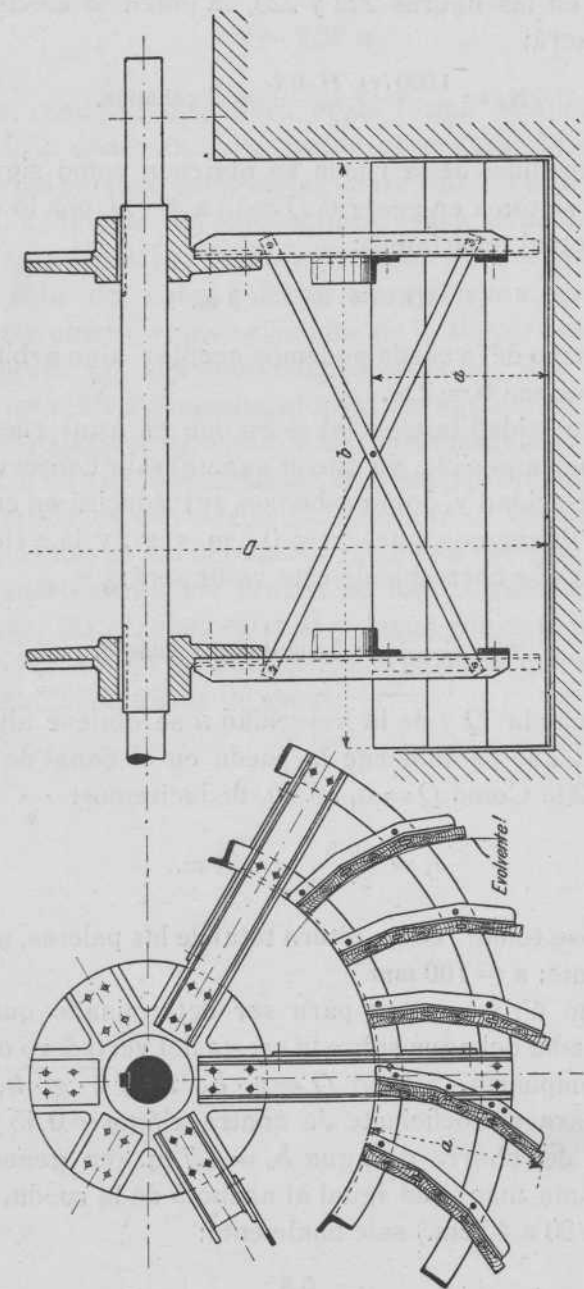
27. Cálculo y construcción de las ruedas de vertedero

Esta rueda, esquemáticamente representada en la figura 220, lleva en las fundaciones una parte de obra adosada y ceñida a la periferia de la rueda por el sitio que el agua recorre, terminando en una compuerta ajustable; la construcción se comienza por los cojinetes de la rueda, y montados que sean éstos se coloca una plantilla que puede girar alrededor del eje, la cual se emplea para calibrar la altura de muro en cada punto, dejando un hueco tanto por los lados como por la parte inferior entre muro y rueda, que no sea mayor de 5 a 10 mm. El rendimiento de estas ruedas ya hemos dicho que no es en general superior a $60 \div 65 \%$, pero como la disposición es bastante sencilla y, por tanto, económica, su empleo puede resultar conveniente en ciertos y determinados casos. Vamos a aclarar todo lo que, respecto a las ruedas hidráulicas, llevamos indicado, con un ejemplo, precisamente de los que pueden presentarse y en los que resulta aceptable la instalación.

Ejemplo.—Un establecimiento industrial desea instalar en condiciones económicas una bomba para elevar el agua necesaria a sus operaciones, tomándola de un río próximo. Supongamos que el caudal aprovechable del riachuelo sea de **0,5 m³ por segundo** y que por un pequeño embalse y un corto canal, se puede conseguir un **salto de unos 0,75 m.**

Como la instalación de una turbina sería bastante cara, renunciamos desde luego a obtener un buen rendimiento y nos decidimos por proyectar, para accionar la bomba, una rueda de vertedero lo más sencilla posible.

Si calculamos con un rendimiento de 60% , que es el que correspondería a una construcción sencilla como la



Figs. 222 y 223. — Detalles constructivos de una rueda hidráulica «de vertedero»

indicada en las figuras 222 y 223, la potencia efectiva de la rueda será:

$$N_e = \frac{1000 \cdot Q \cdot H \cdot 0,6}{75} = 3 \text{ caballos.}$$

Las medidas de la rueda se obtienen como sigue. El diámetro se toma en general $D = (3 \text{ a } 4) \cdot H$, con lo que en el caso actual tendríamos:

$$D = 4 \cdot 0,75 = 3 \text{ m.}$$

El ancho de la rueda podemos aceptar, algo arbitrariamente, que sea $b = 2 \text{ m.}$

La velocidad tangencial se escoge en estas ruedas lo más reducida posible, ya que el agua al salir conserva esta misma velocidad y, como sabemos, se traducirá en energía perdida. Pongamos, pues, $u = 0,8 \text{ m./seg.}$, y la velocidad angular a que corresponde este valor será:

$$n = \frac{0,8 \cdot 60}{3 \cdot \pi} \approx 5 \text{ vueltas por minuto.}$$

Del caudal Q y de la velocidad u se obtiene ahora la altura a_1 , que se sumerge la rueda en el canal de salida (figura 220). Como $Q = a_1 \cdot b \cdot u$, deduciremos:

$$a_1 = \frac{0,5}{2 \cdot 0,8} = 0,31 \text{ m.,}$$

pudiéndose tomar, como altura total de las paletas, aproximadamente: $a = 700 \text{ mm.}$

Como último valor para ser determinado queda h , altura media del agua sobre la cresta del vertedero o borde de la compuerta. Siendo $Q = \mu \cdot b_0 \cdot h \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot h}$, y tomando para el coeficiente de contracción $\mu \approx 0,45$ y para anchura del chorro de agua $b_0 = 1,7 \text{ m.}$ (en general, se tomará una magnitud igual al ancho b de la rueda, disminuído de 20 a 40 cm.) sale finalmente:

$$h \cdot \sqrt{h} = \frac{0,5}{0,45 \cdot 1,7 \cdot \sqrt{2g}} = 0,15,$$

de donde resulta

$$h \approx 0,28 \text{ m.}$$

La rueda se dispondrá en la forma detallada en la figura 222, donde también puede observarse la construcción de las paletas, compuestas de tres tableros de pino, que vienen a dibujar aproximadamente una *evolvente*; esta curva se adopta por la consideración de que las paletas deben salir del canal inferior normalmente, escogiendo para este objeto, como se deduce de la simple observación de la figura 220, una evolvente formada por una circunferencia primitiva tangente al nivel del agua en el desagüe.

Las paletas se sujetan con hierros de ángulo a la corona, y ésta, a su vez, se forma por otro hierro de ángulo y un fleje arrollados circularmente. Dos discos de hierro fundido constituyen el cubo de las ruedas, a los que se atornillan fuertemente los brazos de hierro laminado. Para arriostrar las coronas entre sí y dar al conjunto la necesaria rigidez, sirven las barras de hierro plano que se ven en la figura 223 en forma de aspa.

BIBLIOGRAFÍA

INSTALACIONES HIDRÁULICAS

- LUDIN, *Die Wasserkräfte, ihr Ausbau, etc.*, 1923.
MATTERN, *Die Ausnutzung der Wasserkräfte*, 3.^a edic., 1921.
SCHLOTTHAUER, *Über Wasserkraftanlagen*, 1923.
PACCORET, *La technique de la houille blanche*.
KEYSER, *Principes élémentaires de l'établissement des turbines hydrauliques*.
TAYLOR, *American Hydroelectric practice*.
MEAD, *Water Power Engineering*.
MASSONI, *L'énergie hydraulique et les récepteurs hydrauliques*.
MEISSNER, *Die Hydraulik und die hydraulischen Motoren*.

TEORÍA DE LAS TURBINAS

- BÁNKI, *Energie-Umwandlungen in Flüssigkeiten*, tomo I: *Einleitung in die Konstruktionslehre der Wasserkraftmaschinen, etc.*, 1921.
BRAUER, *Turbinentheorie*.
ESCHER, *Theorie der Wasserturbinen*, 1908.
LORENZ, *Neue Theorie und Berechnung der Kreiselpäder*, 1906.
ZEUNER, *Theorie der Turbinen*.
REICHE, *Die Gesetze des Turbinenbaues*.

CONSTRUCCIÓN DE TURBINAS EN GENERAL

- CAMERER, *Berechnungen bei Francisturbinen*, fascículo núm. 139.
CAMERER, *Vorlesungen über Wasserkraftmaschinen*, 1924.
PFARR, *Die Turbinen für Wasserkraftbetrieb*, 1911.
GELPKE, *Turbinen und Turbinenanlagen*, 1906.
HONOLD-ALBRECHT, *Francisturbinen*, 1910.
BELLUZO, *Le turbine idrauliche*.
BUCHETTI, *Moteurs hydrauliques actuels*.

- BOYEUX, *Turbines hydrauliques à réaction et à impulsion.*
WAGENBACH, *Neuere Turbinenanlagen*, 1905.
THOMANN, *Wasserturbinen*, 1924.
DAUGHERTY, *Hydraulic Turbines.*

REGULADORES DE TURBINAS

- BUDAU, *Regulierung hydraulischer Motoren.*
BAUERSFELD, *Automatische Regulierung von Turbinen*, 1905.

REVISTAS

- Deutscher Wasserwirtschaft.*
Schweizerische Bauzeitung.
Die Wasserkraft.
Z. d. Vereins deutscher Ingenieure.
Z. f. das gesamte Turbinenwesen.
La houille blanche.
Portefeuille des Machines.
Politecnico.
Le Génie Civil.

ÍNDICE

	<u>Págs.</u>
PRÓLOGO	1
CAPÍTULO PRIMERO. — Instalaciones de fuerza hidráulica	
1. <i>Generalidades sobre centrales hidráulicas. — Trabajos preliminares.</i>	
A. Fuerzas hidráulicas y su importancia	3
B. Aprovechamiento de las fuerzas hidráulicas.	6
C. Trabajos preliminares	12
2. <i>Aforos.</i>	
A. Generalidades	14
B. Aforo por vertedero en pared delgada.	15
C. Molinete de Woltmann	17
D. Aforos por «pantalla».	20
3. <i>Presas, canales y tuberías.</i>	
A. Presas	21
B. Canales de conducción abiertos. — Cálculo de la pendiente del canal	29
C. Tuberías	34
4. <i>Compuertas y rejillas.</i>	
A. Compuertas	41
B. Rejillas.	47
CAPÍTULO II. — Generalidades sobre las turbinas	
5. <i>Condiciones que deben cumplir y clasificación de las turbinas</i>	51
6. <i>Tipos de turbinas.</i>	
A. Turbinas de reacción.	55
B. Turbinas de chorro.	58
7. <i>Movimiento del agua en las turbinas</i>	61
8. <i>Consideraciones generales de Hidrodinámica</i>	64
9. <i>Potencia del agua en las turbinas.</i>	
A. Ecuación fundamental de las turbinas.	70
B. Presión por reacción de aceleramiento y presión del chorro	75

10.	<i>Funcionamiento de las turbinas en saltos de características variables.</i>	
A.	Variación del número de revoluciones n	81
B.	Variación del caudal Q	82
C.	Variación de la potencia N	82
11.	<i>Velocidad específica n_s</i>	84

CAPÍTULO III. — Turbinas Francis

12.	<i>Formas constructivas</i>	89
13.	<i>Fundamentos generales para el cálculo de las turbinas Francis.</i>	
A.	Entrada en el rodete. Influencia del ángulo β_1 sobre la forma de los álabes y la velocidad.	92
B.	Salida del rodete y tubo de aspiración.	97
C.	Regulación de las turbinas.	102
14.	<i>Cálculo de una turbina Francis.</i>	
A.	Tipo normal	106
B.	Rodetes rápidos.	111
15.	<i>Construcción de los álabes del rodete.</i>	118
A.	Secciones de los álabes	120
B.	Representación en los planos y secciones radiales	122
C.	Secciones para el modelo y moldes de paletas	123
16.	<i>Regulación de las turbinas Francis. — Paletas directrices. — Características.</i>	
A.	Objeto de la regulación	127
B.	Paletas directrices giratorias	129
C.	El regulador.	133
D.	Características y curvas de rendimiento	138
17.	<i>Quicios.</i>	142
A.	Quicios anulares sencillos	143
B.	Quicios con cojinetes de bolas.	146
C.	Cojinetes de presión sobre segmentos	146
D.	Cálculo de los quicios.	149
18.	<i>Modos de instalar las turbinas Francis.</i>	
A.	Turbinas de eje vertical en cámara abierta	150
B.	Turbinas de eje horizontal en cámara abierta	158
C.	Tuberías de presión. — Turbinas con envoltura metálica.	164

CAPÍTULO IV. — Turbinas-hélice y Kaplan

19.	<i>Desarrollo, funcionamiento y construcción.</i>	174
20.	<i>Regulación de las turbinas-hélice y Kaplan.</i>	
A.	Influencia sobre el movimiento del agua y el rendimiento.	185
B.	Mecanismo regulador en las turbinas Kaplan	189
21.	<i>Fundamentos del cálculo.</i>	
A.	Generalidades	191
B.	Cálculo de una turbina-hélice.	195

CAPÍTULO V. — Turbinas de chorro libre

	<u>Págs.</u>
22. <i>Generalidades. — Construcción y regulación</i>	202
23. <i>Cálculos y datos prácticos de construcción</i>	213
24. <i>Ejemplo numérico</i>	219

CAPÍTULO VI. — Instalaciones hidráulicas de España

25. <i>Datos referentes a algunas instalaciones españolas</i>	223
<i>Turbinas modernas instaladas en los saltos de la Hidroeléctrica Ibérica (Bilbao)</i>	226

CAPÍTULO VII. — Ruedas hidráulicas

26. <i>Descripción de los diferentes tipos</i>	230
A. <i>Ruedas hidráulicas con admisión por encima</i>	231
B. <i>Ruedas de costado o con admisión a la altura del eje</i>	234
C. <i>Ruedas con admisión por debajo</i>	236
27. <i>Cálculo y construcción de las ruedas de vertedero</i>	238
BIBLIOGRAFÍA	243

GUSTAVO GILI, Editor

Calle de Enrique Granados, 45.-BARCELONA

Manual del ingeniero. *Enciclopedia teórico-práctica del ingeniero y del arquitecto*, compilada y publicada por la ACADEMIA «HÜTTE», E. V., de Berlín. Tres volúmenes de 20 × 13 cms.

TOMO I. *Matemáticas. Mecánica. Terminología. Resistencia de materiales. Conocimiento de materiales. Organos de máquinas. Monedas, pesas y medidas. Propiedad industrial. Honorarios.* 1440 págs., con 1051 grabados. En cuero artificial flexible, ptas. 40.

TOMO II. *Máquinas motrices. Metrología industrial. Máquinas operadoras. Construcción naval. Automóviles. Alumbrado. Electrotecnia.* 1402 págs., con 1263 grabados. En cuero artificial flexible, ptas. 40.

TOMO III. *Topografía. Estática de las construcciones. Fundaciones. Hormigón armado. Construcción de edificios y fábricas. Calefacción. Máquinas empleadas en la construcción. Hidráulica, saltos, embalses, abastecimiento de aguas. Urbanización y saneamiento de ciudades. Caminos. Ferrocarriles. Puentes.* 1463 págs., con 1845 grabados. En cuero artificial flexible, ptas. 40.

Construcción de máquinas, por D. W. STEINBRINGS. Un volumen de 484 págs., de 25 × 16 cms., con 556 grabados. En rústica, ptas. 24; en tela, ptas. 28.

El motor de explosión, por E. PETIT, ingeniero. 2.^a ed., ampliada. Un vol. de 712 págs., de 18 × 13 cms., con 362 grabados. En rústica, ptas. 13; en cuero artificial, ptas. 16.

Motores de gas, de alcohol y de petróleo, por el Dr. V. CALZAVARA. 3.^a ed., revisada. Un vol. de 430 págs., de 20 × 13 cms., con 159 grabados. En rústica, pesetas 10; en tela, ptas. 12.

Tratado de Metalurgia general, por H. O. HOFMAN. Un vol. de 1038 págs., de 25 × 16 cms., con 908 grabados. En rústica, ptas. 50; en tela, ptas. 54.

Tratado de la fundición del hierro y del acero, por el doctor B. OSANN. Un vol. de 794 págs., de 25 × 16 cms., con 706 grabados. En rústica, ptas. 40; en tela, ptas. 44.

La locomotora. *Manual práctico para los maquinistas y fogoneros*, por U. LAMALLE y F. LEGEIN. Un vol. de 488 págs., de 23 × 15 cms., con 437 grabados. En rústica, ptas. 20; en tela, ptas. 24.

Curso de Química industrial, por F. H. THORP. Un vol. de 708 págs., de 23 1/2 × 15 cms., con 137 grabados. En rústica, ptas. 20; en tela, ptas. 24.

Guía del ajustador y montador, por J. MERLOT, ingeniero. Un volumen de 572 págs., de 23 × 15 cms., con 876 grabados. En rústica, ptas. 24; en tela, ptas. 28.

Tratado de Mecánica industrial, por PH. MOULAN, ingeniero, y ampliado por C. GERDAY. 4.^a ed., Un vol. de 1234 págs., de 24 × 15 cms., con 1401 grabados. En rústica, ptas. 32; en tela, ptas. 36.

Calefacción y ventilación. *Manual para uso de los instaladores*, por O. KALLENBERG y G. A. SCHINK. Un volumen de 278 págs., de 25 × 16 cms., con 231 grabados y dos láminas. En rústica, ptas. 20; en tela, ptas. 24.

Recetario del bruñidor, metalista y decorador. *Arte de pulir, acicalar, dorar, niquelar, revestir, pintar, barnizar, colorear y grabar objetos de metal, madera, piedra*, por G. A. SIDDON. Un volumen de 466 págs., de 20 × 13 cms. En rústica, ptas. 10; en tela, ptas. 12.

La caldera de vapor. *Tratado teórico-práctico*, por L. CEI, ingeniero. 2.^a ed., aumentada. Un vol. de 680 págs., de 20 × 13 cms., con 448 grabados y 54 tablas. En rústica, ptas. 14; en tela, ptas. 16.

Filatura del algodón. *Manual teórico-práctico*, por el ingeniero G. BELTRAMI. 2.^a ed., revisada y ampliada. Un volumen de 666 págs., de 20 × 13 cms., con 203 grabados y 43 tablas numéricas. En rústica, ptas. 18; en tela, ptas. 20.

Formulario del ingeniero. *Manual práctico para los ingenieros, mecánicos y constructores*, por E. GARUFFA, ingeniero. Un vol. de 704 págs., de 20 × 13 cms., con 975 grabados y 240 tablas. En rústica, ptas. 17; en cuero artificial flexible, ptas. 20.

Elementos de Aviación, por A. ARMANGUÉ, piloto aviador. Un volumen de 218 págs., de 20 × 13 cms., con 102 grabados. Encartonado, ptas. 7.

Tratado general de construcción, por C. ESSELBORN. Cuatro volúmenes de 27 × 19 cms., con 3342 págs. y 5802 grabados. Cada volumen: en rústica, ptas. 64; en tela, ptas. 70.

Construcción de edificios. TOMO I: Fundaciones. Obras de fábrica. Construcciones de madera. Construcciones metálicas. Construcciones de hormigón armado. — TOMO II: Ordenes arquitectónicos. Bóvedas. Suelos y cubiertas. Ornamentación. Historia de los estilos en la habitación. Distintas clases de viviendas. Decoración interna. Edificios públicos.

Obras públicas. TOMO I: Topografía. Movimiento de tierras. Muros de sostenimiento y de revestimiento. Muelles y presas. Cementaciones. Carreteras. Ferrocarriles. Túneles. — TOMO II: Puentes. Abastecimiento de aguas y desagüe de poblaciones. Canales y obras en los ríos. Construcción de puertos y obras marítimas. Hidráulica agrícola.

Tratado de construcciones civiles, por C. LEVI, ingeniero. Dos volúmenes de 25 × 16 cms.

TOMO I: **Materiales de construcción. Edificios.** (*Materiales de construcción. Resistencia de materiales. Estructuras. Construcciones urbanas. Construcciones rurales. Proyectos y valoraciones de edificios. Leyes y reglamentos.*) 2.^a ed., aumentada. 850 págs., con 512 grabados. En rústica, ptas. 40; en tela, ptas. 44.

TOMO II: **Obras públicas e hidráulicas.** (*Obras de tierra. Caminos. Obras de fábrica. Obras hidráulicas. Conducción de los trabajos. Leyes y reglamentos.*) 2.^a ed., aumentada. 888 págs., con 530 grabados. En rústica, ptas. 40; en tela, ptas. 41.

Canteras y minas, por S. BERTOLIO, ingeniero. Un vol. de 676 págs., de 25 × 16 cms. con 205 grabados. En rústica, pesetas 32; en tela, ptas. 36.

Construcciones de hormigón armado, por C. KERSTEN, ingeniero. 2.^a ed., aumentada. Un volumen de 894 págs., de 23 × 15 cms., con 1150 grabados. En rústica, pesetas 40; en tela, ptas. 44.

Tratado de instalaciones sanitarias. *Manual del plomero instalador*, por R. M. STARBUCK. Un volumen de 384 págs., de 23 × 15 cms., con 345 grabados. En rústica, pesetas 22; en tela, ptas. 26.

Tratado de Topografía, por C. PASINI. Un vol. de 622 págs., de 23 × 15 cms., con 275 grabados. En rústica, pesetas 28; en tela, ptas. 32.

Manual de replanteo de curvas, *con y sin arcos de enlace, para ferrocarriles, carreteras y canales*, por O. SARRAZIN, H. OBERBECK y M. HÖFER. Un vol. de 17 × 11 cms., con 46 páginas de texto, 262 páginas de tablas y 28 grabados. En tela, ptas. 10.

Tablas de logaritmos, por el Dr. O. SCHLÖMILCH. Un volumen de 220 págs., de 20 × 13 cms. Encuadernado en tela, ptas. 6.

Elementos de Electricidad industrial, por P. ROBERJOT. Cinco volúmenes de 20 × 13 cms.

TOMO I. **Generalidades.** 3.^a ed., aumentada, 626 páginas, con 482 grabados. En rústica, ptas. 13; en tela, ptas. 15.

TOMO II. **Medidas eléctricas industriales.** 330 páginas, con 311 grabados. En rústica, ptas. 9; en tela, ptas. 11.

TOMO III. **Máquinas eléctricas.** 348 págs., con 246 grabados. En rústica, ptas. 9; en tela, ptas. 11.

TOMO IV. **Instalaciones interiores** (*Timbres, teléfonos, alumbrado, motores.*) 2.^a ed., 390 págs., con 478 grabados. En rústica, pesetas 10; en tela, ptas. 12.

TOMO V. **Centrales y redes.** 268 págs., con 194 grabados. En rústica, ptas. 7; en tela, ptas. 9.

Conducción y manejo de las máquinas y de las centrales eléctricas *de grande y de pequeña potencia*, por G. VEROI, ingeniero. Un vol. de 496 págs., de 23 × 15 cms., con 465 grabados a varias tintas y tres láminas. En rústica, ptas. 28; en tela, ptas. 32.

Acoplamiento de alternadores. *Normas para la asociación en paralelo de las máquinas de corriente alterna*, por A. SCHNITZLEIN, ingeniero. Un volumen de 100 págs., de 20 × 13 cms., con 43 grabados. En rústica, ptas. 3,50; en tela, pesetas 5,50.

Problemas de Electricidad, por H. VIEWEGER. Un vol. de 524 págs., de 20 × 13 cms., con 250 grabados. En rústica, ptas. 12; en tela, ptas. 14.

Contadores eléctricos de corriente alterna, por J. DOMÉNECH CAMÓN. Un volumen de 206 págs., de 20 × 13 cms., con 121 grabados. Encartonado, ptas. 7.

Tratado de Geología práctica, por el Dr. C. KEILHACK. Un volumen de 1002 págs., de 25 × 16 cms., con 449 grabados. En rústica, ptas. 46; en tela, ptas. 50.

Tratado popular de Física, por los Dres. KLEIBER y KARSTEN. 5.^a ed. Un vol. de 590 págs., de 20 × 13 cms., con 538 grabados y una lámina en color. Encartonado, ptas. 10.

Tratado de Física, por O. MURANI. Dos volúmenes de 23 1/2 × 15 centímetros.

TOMO I: Mecánica. Acústica. Termología. 694 páginas, con 592 grabados. En rústica, ptas. 20; en tela, ptas. 24.

TOMO II: Óptica. Electricidad. 904 páginas, con 803 grabados. En rústica, ptas. 24; en tela, ptas. 28.

Tratado de Galvanotecnia, por el Dr. W. PFANHAUSER. Un vol. de 794 págs., de 25 × 16 cms., con 335 grabados. En rústica, ptas. 40; en tela, ptas. 44.

Curso de Electrotecnia. *Producción y aprovechamiento de la corriente eléctrica*, por E. KOSACK, ingeniero. Un volumen de 430 págs., de 23 × 15 cms., con 294 grabados. En rústica, pesetas 18; en tela, ptas. 22.

Tecnología química de los textiles. *Blanqueo, teñido, mercerización, estampado, apresto y acabado de los tejidos y de las fibras textiles*, por el Dr. P. HEERMANN. Un volumen de 708 págs., de 25 × 16 cms., con 212 grabados y una lámina en color. En rústica, ptas. 36; en tela, ptas. 40.

Enciclopedia de Química Industrial, por el profesor doctor FRITZ ULLMANN. 14 volúmenes de 27 × 19 cms., con un total de unas 10000 págs. y más de 3000 grabados.

Sección I. Química general. Máquinas y aparatos. Operaciones generales y auxiliares. Un vol. de 834 págs., con 674 grabados. En rústica, ptas. 60; en tela, ptas. 66.

Sección II. Industria química inorgánica y sus productos. Dos vols. de 1374 págs., con 448 grabados. En rústica, ptas. 120; en tela, ptas. 132.

Sección III. Industria química orgánica y sus productos. Dos volúmenes de 1804 págs., con 389 grabados. En rústica, ptas. 120; en tela, ptas. 132.

Sección IV. Metalurgia. Minería. Cerámica. Electroquímica. Explosivos. Tres volúmenes. En rústica, ptas. 180; en tela, ptas. 198. (Las secciones V, VI y VII se hallan en preparación.)

Tratado de jabonería, por los Dres. C. DEITE y W. SCHRAUTH. Un volumen de 800 págs., de 25 × 16 cms., con 171 grabados. En rústica, ptas. 40; en tela, ptas. 44.

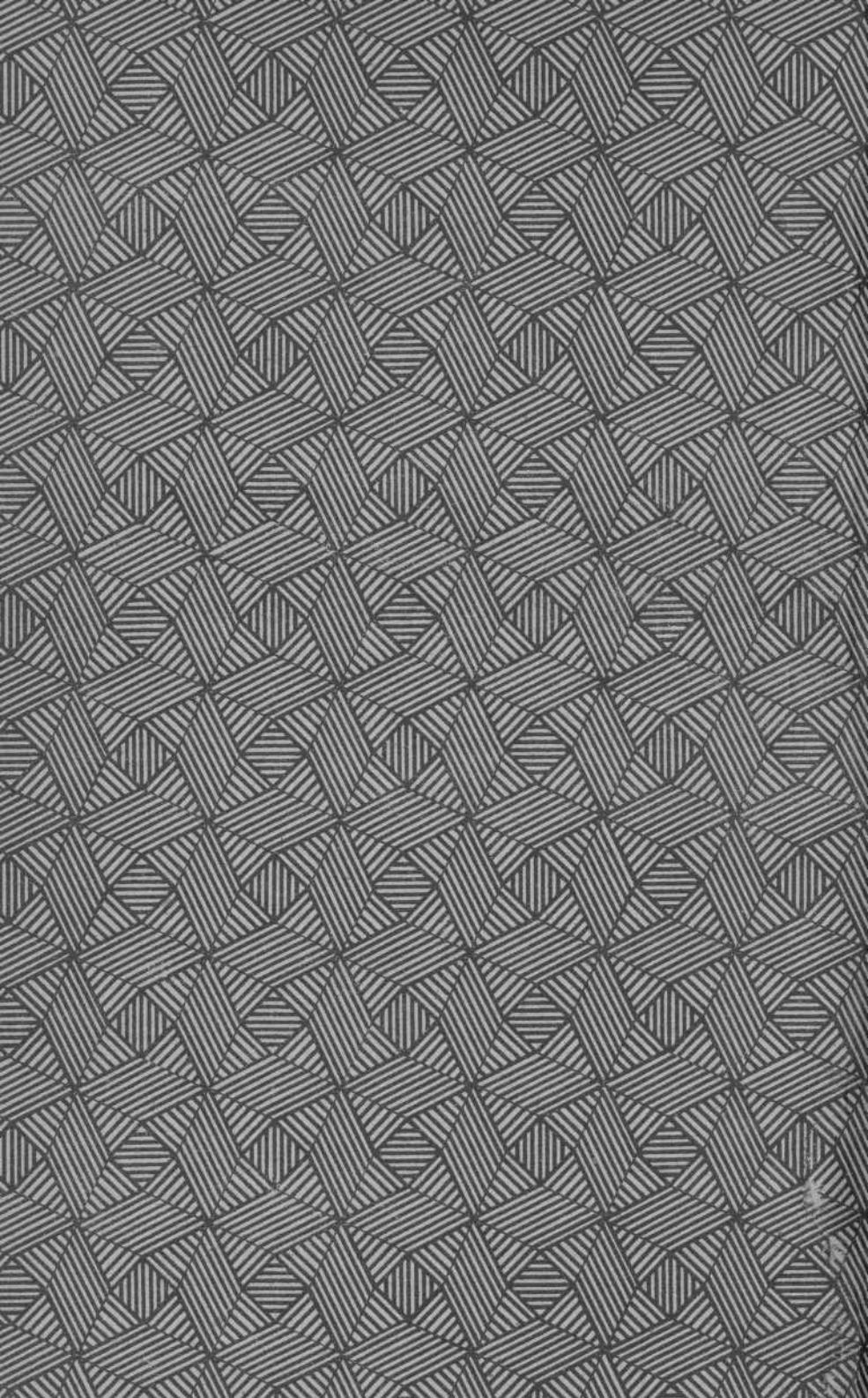
Química general y aplicada a la industria, por el Dr. H. MOLINARI. 3.^a ed., completamente reformada y ampliada. Cuatro vols. de 25 × 16 cms.

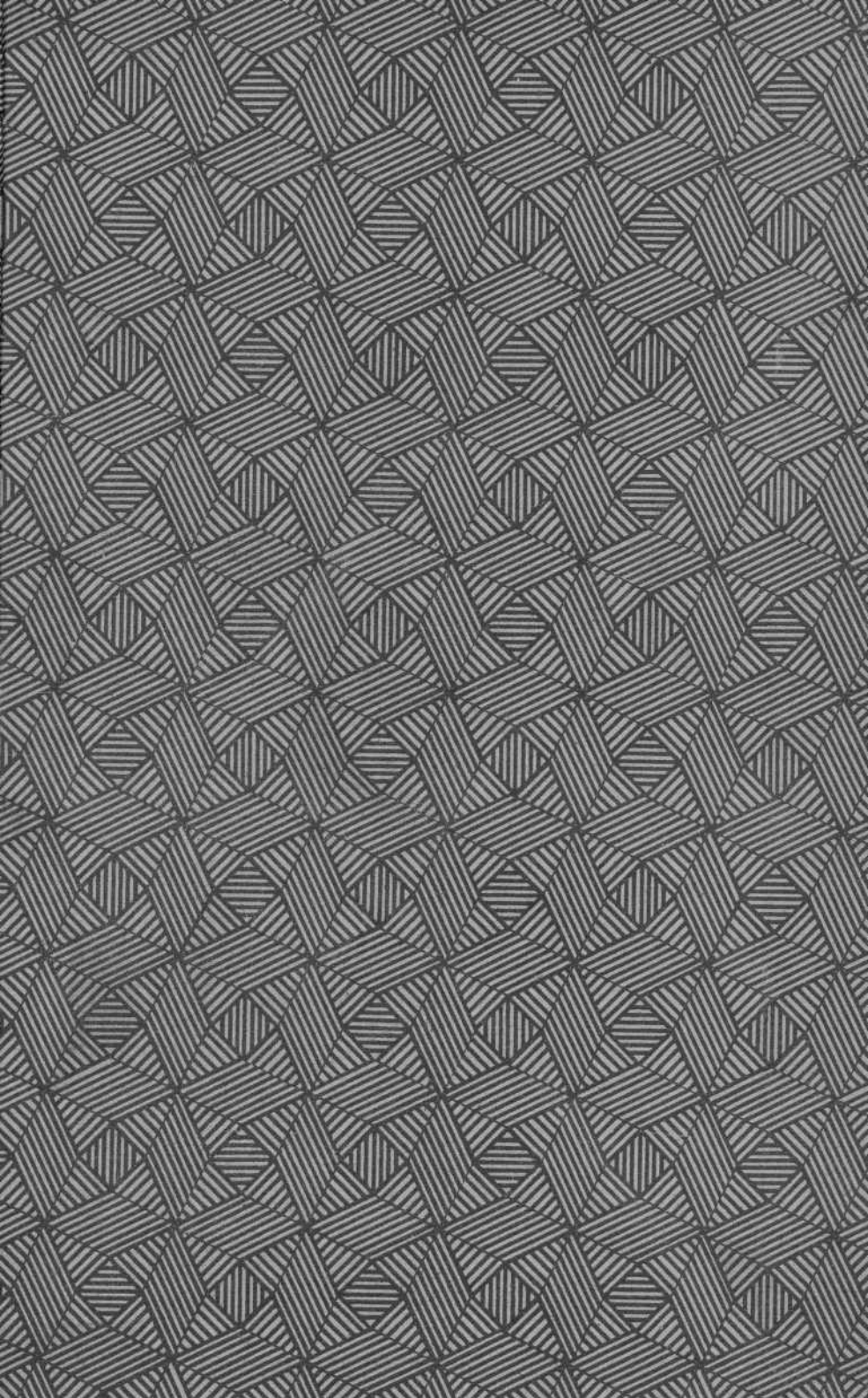
Química inorgánica. *Generalidades, Metaloides, Metales.* Dos volúmenes, con 1304 págs., 321 grabados y una lámina espectroscópica en colores. En rústica, ptas. 60; en tela, ptas. 68.

Química orgánica. *Generalidades, Derivados del metano, Compuestos cíclicos.* Dos volúmenes, con 1582 págs. y 581 grabados. En rústica, ptas. 64; en tela, ptas. 72.

Para garantía de los precios, consúltese el catálogo completo que se remite gratis a quien lo solicite.







34

HU

1

QUANTUM

MOTORES
HIDRAULIC

D-2
1215