

REVISTA EXTRANJERA

Transmisiones a largas distancias.

M. A. Philip publica en *The Electrical World* un estudio comparativo entre dos largas líneas de transmisión: la de Keokuk á San Luis de una longitud de 230 kilómetros y la de Big Creeke á los Angeles de 385. La comparación entre estas dos líneas muestra que el aumento de longitud modifica los fenómenos que presenta la línea. La longitud de onda es, en efecto, de 12.000 kilómetros á la frecuencia de 35 períodos y de 5.000 kilómetros á 60 períodos; el cuarto de longitud de onda, separando un punto de potencial 3 á un punto de potencial máxima es, pues, de 3.000 kilómetros y de 1.250 en los dos casos. La relación de las tensiones en el momento del máximo en la extremidad receptora es, por tanto, de 0,99 para la línea de Keokuk y de 0,91 para la de Big Creeke.

Sistemas diversos para mejorar el rendimiento de las turbinas en las fábricas de saltos pequeños y variables.

El Ingeniero-Jefe de Puentes y Calzadas M. A. Goupil publica, con este título, en *Le Génie Civil* un extenso artículo, cuyo interesante contenido extractamos ampliamente en la presente nota.

Empieza el autor diciendo que en las fábricas hidráulicas cuyo salto tiene poca altura, que es el caso frecuente de las instalaciones en las regiones llanas ó poco montañosas, el caudal utilizable es casi siempre variable, lo que, unido á la pequeñez del salto, hace que la utilización sea incompleta, teniendo que dejar que se pierda una fracción apreciable del caudal durante una parte del año. Dar su verdadero valor á estas fuerzas hidráulicas se hace todavía más difícil por las variaciones más ó menos considerables de la altura del salto. El nivel de agua arriba debe, para toda instalación desprovista de un gran depósito de reserva, mantenerse á una cota reglamentaria, en tanto que el nivel de agua abajo se eleva en los períodos de crecida. Para pequeños saltos, la altura de agua útil puede así encontrarse reducida en un 50 por 100 y aún en más.

Si bien las variaciones del caudal y del salto se producen en general en sentido opuesto, no producen por eso menos variaciones considerables en la potencia de las fábricas de pequeña carga. El aumento del salto en el estiaje no basta, ni mucho menos, para compensar la disminución del caudal. Esta situación, consecuencia de la naturaleza de las cosas, no puede mejorarse en algo más que por la investigación de un rendimiento tan elevado como sea posible en el período de las bajas aguas.

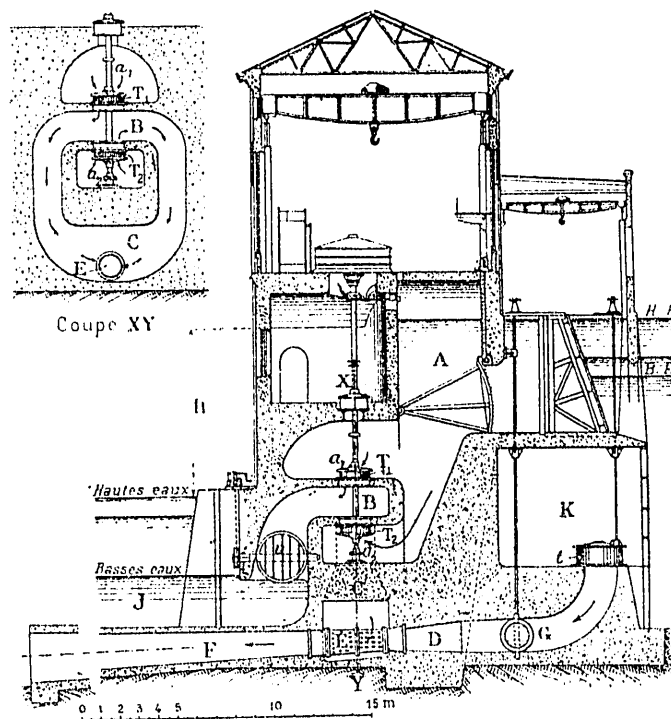
Por otra parte, el aumento del caudal, después que las aguas han tenido su nivel normal, sobreviene en general más rápidamente que la reducción del salto; hay, por lo tanto, entonces aumento en la potencia disponible y sería teóricamente posible aumentar en este momento el rendimiento del motor.

Razones económicas se oponen, sin embargo, á un aumento notable del rendimiento, porque éste no se eleva más que con lentitud, mientras que los gastos de establecimiento crecen con mucha rapidez. Habrá, pues, que conformarse con utilizar el caudal hasta un cierto límite determinado por dichas consideraciones económicas. A partir de este límite, que sirve de base para el estudio de la turbina, el rendimiento irá disminuyendo con la altura del salto, aunque el caudal aumente. En este caso, la turbina consumirá menos y el agua excedente se perderá sin pasar por el motor.

Después de estas consideraciones generales pasa el autor á examinar los medios que sucesivamente se han preconizado para aumentar el rendimiento de estos aparatos, aprovechando los

aumentos temporales del caudal y que han sido: el *reforzador de salto*, la *doble transmisión por engranaje cónico* y la disposición parcial ó total de las turbinas *para las altas aguas*.

REFORZADOR DE SALTO Ó RECARGADOR.—Este aparato, debido á Hesschel, eminente hidráulico, inventor del contador Venturi, fué experimentado por él en una instalación sin turbina del tramo aforador de Holyoke (Massachusetts). Permite disminuir la presión del agua en la cámara de descarga de la turbina, lo que equivale á aumentar la presión efectiva, haciendo un vacío par-

Figs. 1.^a y 2.^a

cial por medio de una verdadera trompa que utiliza el agua bajo presión sacada de la cámara de toma de agua. Las figuras 1.^a y 2.^a reproducen la disposición preconizada por Hesschel para la aplicación de su sistema en la fábrica hidroeléctrica de la Plaine, en Ginebra. En estas figuras puede notarse que la cámara de descarga *B*, común á las dos turbinas *T*₁ y *T*₂, abastecidas en *a*₁ y *a*₂ por el agua procedente de la cámara de toma *A*, se comunica por la cámara en vacío *C* con los orificios del aspirador de trompas *DEF*. Este aspirador funciona por medio del agua tomada en una cámara *K* que se comunica con *A* por una cañería de carga *G*; se compone de un cono metálico *DE* perforado por orificio de aspiración en *E* y de un difusor ó cono divergente *F*. Cuando se utiliza la trompa, se cierra la compuerta *v* que permite que se comuniquen la cámara de descarga *B* con el canal de fuga *J*.

Si se toma una turbina de potencia *P*, consumiendo normalmente, con un área de paso ω , un volumen *Q* bajo un salto *H*, se tendrá:

$$Q = m \omega \sqrt{2gh} \quad \text{y} \quad P = QH m \omega \sqrt{2gh}^{\frac{3}{2}}$$

Reduciendo las altas aguas el salto á *h*, el volumen consumido y la potencia viene á ser:

$$q = m \omega \sqrt{2gh} \quad \text{y} \quad p = qh = m \omega \sqrt{2gh}^{\frac{3}{2}},$$

admitiéndose que el caudal varía proporcionalmente á la raíz cuadrada del salto, aunque el número de vueltas de la turbina permanezca el mismo.

Sea h' la carga adicional correspondiente á la represión producida por el reforzador de salto, se tendrá para el caudal y la potencia correspondientes:

$$q' = m \omega \sqrt{2g(g+h')} \quad p' = q'(h+h') = m \omega \sqrt{2g} (h+h')^{\frac{3}{2}}$$

y el incremento de potencia resultará:

$$\Delta P = q'(h+h') - qh = q' \left(\frac{(h+h')^{\frac{3}{2}} - h^{\frac{3}{2}}}{\sqrt{h+h'}} \right).$$

Si q'' es el volumen de agua enviada al reforzador de salto, el rendimiento de la operación $\rho = \frac{\Delta P}{q''h}$ será, según Herschel:

$$\rho = \gamma \left(1 + \eta - \frac{1}{\sqrt{1+\eta}} \right),$$

designando por γ la relación $\frac{q'}{q''}$ y por η la relación $\frac{h'}{h}$.

Los volúmenes q' y q'' están por otra parte limitados por las necesidades prácticas. También Herschel, en el estudio definitivo que hizo para el arreglo de la fábrica hidroeléctrica de la Plaine en Ginebra, tuvo que prever dos reforzadores para cada una de las turbinas y darles una sección elíptica de gran eje horizontal para disminuir la altura.

En rigor, el efecto útil real debe resultar de la ganancia sobre el rendimiento efectivo y no sobre el rendimiento absoluto.

Según los experimentos de Herschel, el rendimiento de su reforzador es de 28 á 30 por 100; si se admite que una turbina cuyo salto está reducido á 0,71 del salto normal pueda recuperar este salto, el efecto útil siendo entonces 0,80 del rendimiento teórico, el rendimiento efectivo resultará 22,5 ó 24 por 100.

En 1911 el Dr. Duebi hizo experimentos sobre el rendimiento del reforzador de salto unido á una turbina en el Laboratorio de la Escuela Superior de Zurich, y obtuvo, con una turbina á pleno consumo y velocidad normal, un rendimiento que variaba entre 8 y 10 por 100. Si en lugar de esta turbina de mediano rendimiento, 52 por 100, hubiese empleado, en las mismas condiciones, un tipo que realizase el rendimiento hoy día usual de 80 por 100, el rendimiento del reforzador hubiese aumentado en un $\frac{80}{52}$ por 100 y hubiera llegado á ser de 12 á 16 por 100.

El hecho es que para alcanzar el rendimiento máximo es necesario que el consumo total de la turbina y del reforzador sobrepase el triple del consumo de la turbina sola, y el efecto del reforzador no comienza casi á hacerse sentir más que para un consumo total doble de la capacidad de absorción de la turbina. Se ve, en resumen, que el reforzador de salto no tiene más que un mediano rendimiento, que consume una masa de agua considerable y no puede funcionar útilmente con pequeñas crecidas, de modo que no evita la disminución de rendimiento que sufren las turbinas cuando disminuye el salto.

AGRUPAMIENTO DE LAS TURBINAS, TRANSMISIÓN POR ENGRANAJES CÓNICOS.—Por efecto de la magnitud de las turbinas y de la elección de los tipos empleados, la manera de agrupar las unidades tiene una influencia considerable en los gastos de establecimiento. Si se dejan aparte las instalaciones excepcionales, para las cuales la solución más ventajosa consiste siempre en adoptar unidades independientes, se reconocerá que la disposición menos onerosa y más satisfactoria, desde el punto de vista económico, es el acoplamiento directo de las turbinas entre sí y con el árbol motor.

En caso de imposibilidad se puede, por lo menos, unir conjuntamente las turbinas, si son de eje horizontal, y mover el árbol por una sola transmisión. En cuanto á las turbinas de eje vertical se puede hacer que actúen por engranaje cónico sobre un árbol común, asociado tan directamente como sea posible al

árbol motor principal. En tanto que en el primer caso todas las turbinas deben girar á la misma velocidad, en el segundo la transmisión puede tener una multiplicación diferente para cada turbina, y las velocidades de marcha pueden regularse para diferentes alturas de salto.

La doble transmisión por engranaje cónico permite apropiarse así el número de vueltas á la reducción del salto y mejorar el efecto útil, pero este procedimiento no obra seriamente sobre la

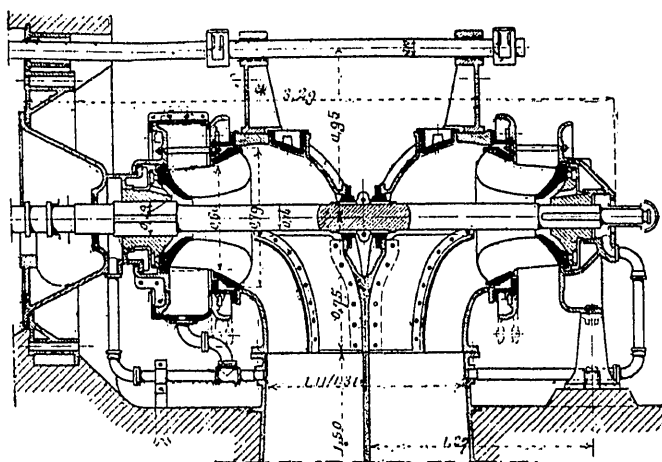


Fig. 3.ª

capacidad de absorción de las turbinas, el aumento del rendimiento es pequeño y además permanece incompleto en los períodos de reducción del salto.

DISPOSICIÓN DE LAS TURBINAS PARA UTILIZAR LAS ALTAS AGUAS. La disposición de turbinas especiales para utilizar las altas aguas es una solución ideal pero muy costosa. Para reducir los gastos de establecimiento se ha tratado de agrupar varias turbinas en la misma cámara, lo que reduce al mínimo el lugar ocupado y el número de los cojinetes de soporte.

Se ha llegado así, para las instalaciones horizontales, á cons-

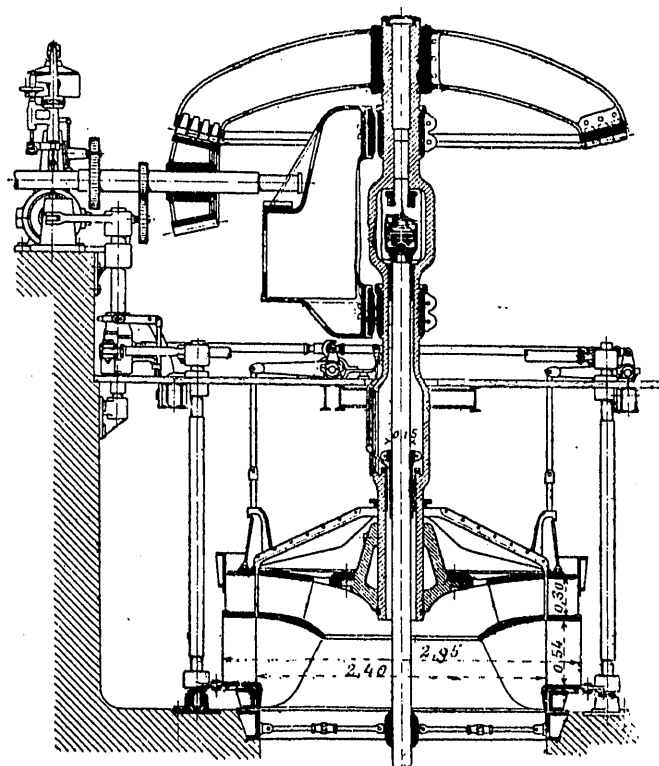


Fig. 4.ª

truir turbinas dobles con pared separada en el tubo de evacuación (fig. 3.ª). Son, en puridad, dos unidades separadas aunque adosadas; sus rotores tienen, en general, la misma capacidad de absorción, pero nada impide establecer también las dos turbinas para consumos diferentes, aunque entonces sea preferible

separarlas por completo, pero haciendo que tengan el mismo árbol.

Antes de montar estas turbinas dobles se había recurrido, para utilizar los caudales de grandes variaciones, á las *turbinas verticales de pisos*, una de cuyas aplicaciones principales fué la de la fábrica hidroeléctrica de Chèvres, agua abajo del lago de Ginebra, que posee 18 turbinas, de las que 15 son de 800 á 1.200 caballos, formada cada una de ellas de una turbina superior ó turbina de verano, y de una inferior ó turbina de invierno, moviendo el mismo árbol vertical. Después se recurrió á las *turbinas de coronas múltiples*, de las cuales la figura 4.^a representa una disposición de doble corona; el principal inconveniente que presentan consiste en que el caudal de estiaje ó de agua media que corresponde á la mayor parte del año no se emplea más que con un mediano rendimiento, porque la corona superior, una vez cerrada, deja para consumir el agua admitida en el rotor inferior un espacio demasiado considerable, donde se mantiene una agitación de torbellino. En estas condiciones la recuperación que se podía obtener del tubo de evacuación se pierde completamente.

Para mejorar este funcionamiento, la Sociedad Amme Giesecke y Konegen, de Brnswick, ha ideado una disposición que

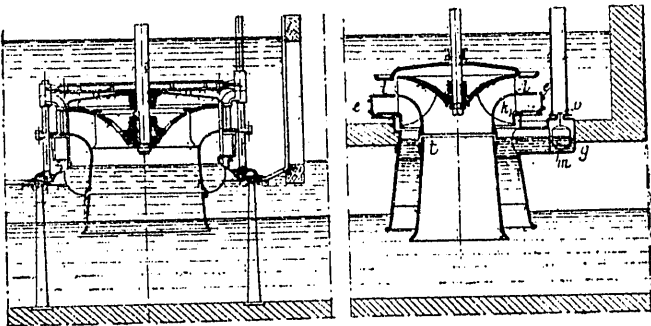


Fig. 5.ª

Fig. 6.ª

prolonga la separación de las aguas admitidas en los dos recorridos de álabes por un tubo solidario de la corona interior y sumergiéndose en el tramo de agua abajo (fig. 5.ª). La corona exterior, que puede sustraerse aisladamente del aflujo del agua, sirve entonces para los caudales de las crecidas. Este tipo puede utilizarse en los saltos de poca altura y con una longitud restringida del tubo de evacuación, pero la rotación del tubo solidario de la corona tiene el inconveniente de engendrar un fuerte torbellino axial, frotamientos y dificultades para el aflujo del agua.

Los inconvenientes del tipo mencionado se evitan con la *disposición Voith-Oesterlen* (fig. 6.ª) que provee á la turbina de dos pisos de álabes *l* y *h*, y de dos tubos de evacuación fijos, viniendo el tubo interior á enrasar por su parte superior con la inferior de la pared media del rotor de doble corona de la que no está separado más que por una hendidura cilíndrica *t*. Si el curso exterior de álabes *h*, por ejemplo, está cerrado al aflujo del agua, por la maniobra de una compuerta cilíndrica *e* y, si el aire encuentra acceso, corre la columna de agua correspondiente y el aire á la presión atmosférica viene á llenar la corona exterior lo mismo que la parte correspondiente de los tubos. Para evitar que esta presión se transmita por la hendidura *t* á la región interior, se corta el acceso del aire exterior y se establece en el rotor y en el espacio inferior una presión reducida igual á la presión que existe á la altura de la junta *t* en el interior del tubo de descarga. Esta presión viene casi á corresponder á la altura de agua *h* comprendida entre la junta *t* y el nivel de agua abajo. En el tubo sustraído al paso del agua, la aspiración hace que vuelva á subir el nivel sensiblemente hasta la altura de la hendidura *t*, de modo que viene á establecerse la misma presión en el interior y en el exterior sin que el tubo en que se mantiene la corriente del agua sufra influencia alguna.

El aire en reserva en el otro tubo es aspirado poco á poco por

la hendidura, y si el agua al subir llegase finalmente al rotor, ejercería un efecto de enfrenamiento, pero este inconveniente se evita abriendo una llave que lleva el aire de sustitución. En la misma figura 6.ª está indicada una disposición automática de

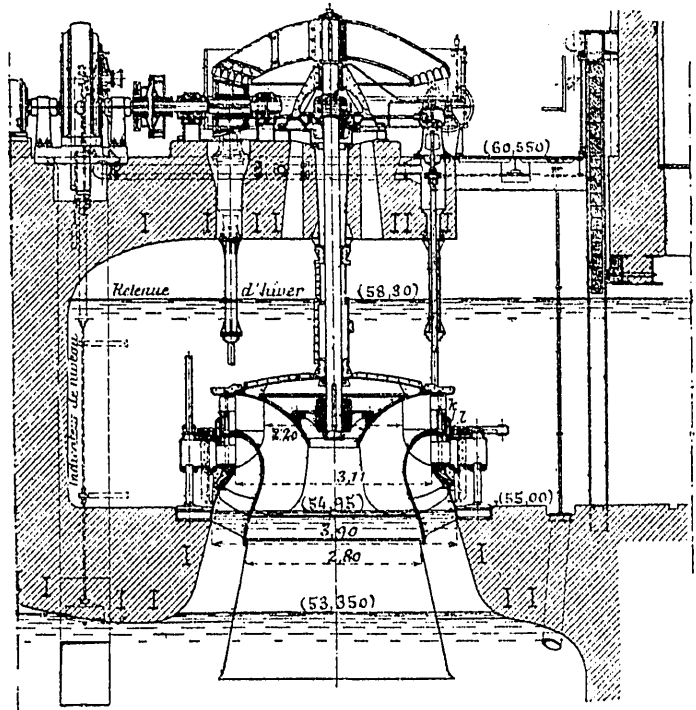


Fig. 7.ª

entrada de aire por medio de un flotador *m*, colocado en un espacio *g*, que levanta la válvula *v*.

La disposición que acabamos de describir ha dado lugar, según el autor, á numerosos ensayos proseguidos, principalmente, en el Laboratorio de investigaciones de Heidenheim por el profesor Thomanes. Entre los diferentes tipos ensayados, comprendiendo velocidades relativas diversas de las dos coronas, el representado en las figuras 7.ª y 8.ª, que tiene el rotor rápido en

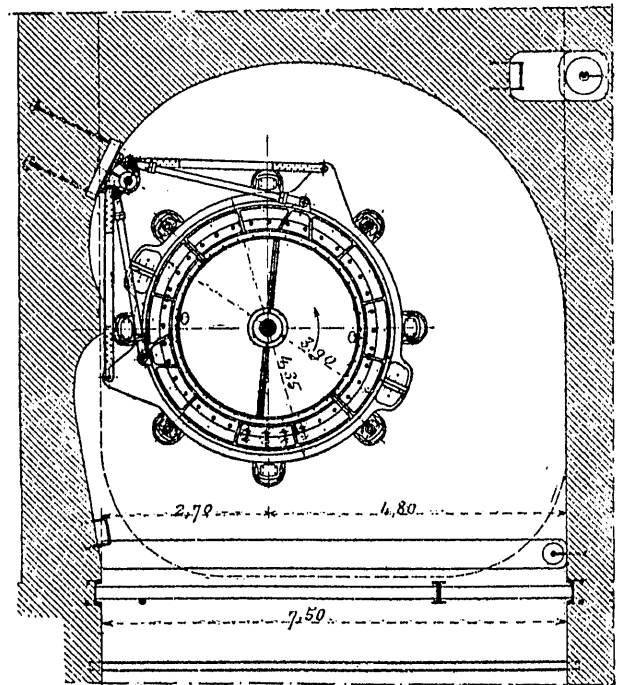


Fig. 8.ª

el interior y el de las altas aguas en el exterior, se ha mostrado flexible y particularmente ventajoso para notables reducciones de salto por las altas aguas.

La aplicación más interesante de turbinas de este tipo se ha hecho, á continuación de un concurso, en la fábrica hidroeléctrica de Hamn (Westfalia), construída sobre la presa de Lippe, y

abastecida de una manera variable por una descarga del canal del Ems á Dortmund. La instalación comprende una turbina de una potencia máxima de 450 caballos y una menor de 350. Los dos aparatos mueven cada uno, por medio de engranajes cónicos, un árbol de gobierno unido directamente á una dinamo; la turbina de 450 caballos da 53 $\frac{3}{4}$ vueltas por minuto, su dinamo 215, mientras que la turbina de 350 caballos da 75 vueltas y su dinamo 300.

Las figuras 7.^a y 8.^a dan el plano y el corte axial de la turbina de 450 caballos, y conviene señalar en ellas los contornos estudiados de las líneas meridianas del rotor, dispuestas de manera de dar á la desembocadura circular de la corona interior una superficie más considerable, en relación con la sección total de entrada, de manera de obtener en carga normal, y fuera del tiempo de crecidas, una velocidad de rotación en relación con la capacidad de absorción del aparato.

El rotor, cuyos álabes de palastro vienen de la fundición con sus coronas, tiene un diámetro exterior de 3,70 metros y una altura de 1,90. El regulador anular de introducción descansa sobre la pared separadora de las dos coronas directoras. Los ejes de los álabes giratorios atraviesan los dos pisos, y los álabes superiores é inferiores giran solidariamente alrededor de muñones λ fijados al distribuidor superior. Estos muñones se mueven por la acción de unos perfiles λ que transmiten el movimiento del regulador anular.

Un indicador de nivel de agua, colocado á la izquierda en la figura 7.^a y que sirve á la vez para las dos turbinas que están colocadas á una y otra parte de dicho indicador nivel, permite al observador darse cuenta continuamente de la altura del agua en el tramo de agua abajo. Este indicador de agua posee, además, una disposición de válvulas de aire de tal naturaleza que la puerta fuera de circuito de la corona exterior de la turbina, abre al mismo tiempo una válvula, situada en la parte superior de dicho indicador, permitiendo la evacuación del aire situado en la corona de la turbina. Además, cuando esta válvula se cierra, se abre una segunda válvula más pequeña que permite la vuelta del aire á la corona, en el caso en que la aspiración producida por la turbina central produjera una ascensión del agua que perjudicara la rotación de la turbina.

El engranaje cónico, provisto de dientes de hierro y de madera, ataca por encima al árbol de gobierno, lo que permite asentar sólidamente en el techo de la cámara de las turbinas los cojinetes del árbol, así como el collar del árbol de la turbina. Unas uniones de cuero realizan un acoplamiento elástico entre el árbol de gobierno y el de la dinamo, lo que asegura una buena marcha de la rueda dentada cónica y una larga duración de los dientes de madera.

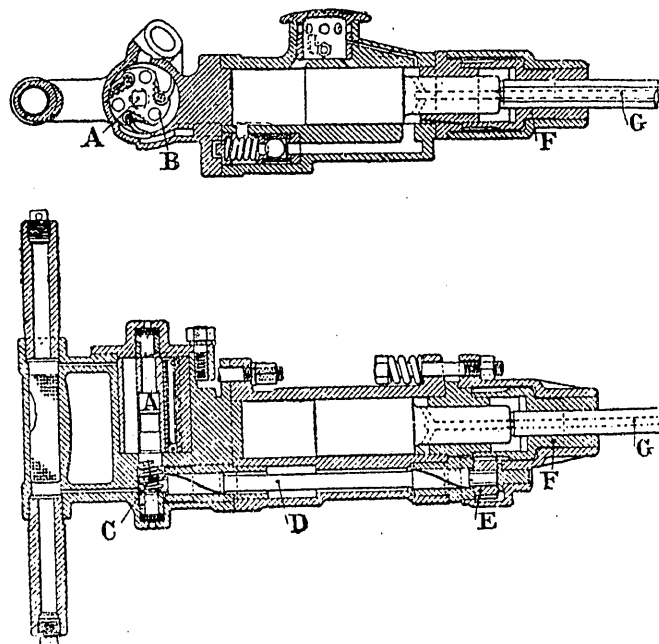
Perforadora rotativa de percusión de la Chicago Pneumatic Tool C.^o

En la serie de perforadoras neumáticas ideadas recientemente se encuentran algunas de movimiento de rotación del punzón gobernado directamente por un émbolo especial, pero este movimiento se interrumpe siempre y no se produce más que durante el retroceso del émbolo golpeador en el cilindro.

En la perforadora de la Chicago Pneumatic Tool C.^o representada en las figuras 1.^a y 2.^a publicadas en la *Engineering and Mining*, y reproducidas por *Le Génie Civil*, del que tomamos esta descripción, la rotación de la herramienta de la perforadora es, por el contrario, continua durante toda la duración de su funcionamiento. La máquina es de un tipo muy sencillo, con distribución por válvula de bola maciza de 19 milímetros de diámetro.

El gobierno del movimiento de rotación del punzón se compone de un pequeño motor rotativo A , de tres paletas articuladas montadas sobre un émbolo giratorio B , descentrado en su cilindro. Sobre el árbol de este émbolo está acunado un tornillo sin fin C que engrana con una rueda helicoidal sujeta sobre un

árbol D paralelo al eje del cilindro de la perforadora. En su extremo opuesto á la rueda helicoidal este árbol está provisto de un piñón recto E que engrana con un aro F , dentado en su periferia y en el cual penetra el extremo cuadrado ó poligonal del punzón G , de manera de ser arrastrado en su movimiento de rotación. El motor A se abastece de aire comprimido por la cañería de conducción de la perforadora y el aire que ha atravesado



Figs. 1.^a y 2.^a

do su cilindro se dirige en seguida á la válvula de distribución para mover la perforadora. El émbolo de este motor y el émbolo golpeador de la perforadora trabajan, pues, en serie; en cuanto al esfuerzo de torsión ejercido sobre la herramienta, es considerable á causa de la doble reducción de velocidad por el tornillo sin fin y por los engranajes rectos que da la transmisión entre el motor giratorio á gran velocidad y el punzón G . Una perforadora de este tipo para taladros de 25 milímetros de diámetro y 2,40 metros de profundidad pesa, próximamente, 25 kilogramos.

Carretones eléctricos para transporte de las mercancías en las estaciones, en los Estados Unidos.

La *Industrie Electrique* publica un artículo en el que dice que estos carretones, abastecidos por medio de acumuladores y empleados para el transporte de paquetes postales y de equipajes en los muelles de las estaciones, han dado excelentes resultados económicos para el manejo de las mercancías; la comparación de los gastos de transporte por medio de carretones de mano y por carretones eléctricos ha demostrado que la economía á favor de estos últimos es muy apreciable.

El abastecimiento de aguas de Bradford.

La superficie que hay que abastecer es de más de 31.000 hectáreas, comprendiendo una población de 450.000 á 500.000 habitantes.

La obra principal es la presa de Angran, que almacena metros cúbicos 5.700.000, próximamente. La longitud en la coronación es, aproximadamente, de 366 metros y la mayor anchura de 40 metros. La altura, contada desde el nivel del vertedero hasta el depósito del tubo de descarga, es de 34 metros. La excavación realizada representa un volumen aproximado de metros cúbicos 150.000. La cantidad de mampostería y hormigón empleados se eleva á 200.000 metros cúbicos. Los gastos han llegado á un total de 10 millones de francos.

Resumen de unos artículos publicados en el *Engineer*.