Hanaz y Lorente

Máquinas Hidráulicas

Precio de la obra, lujosamente encuadernada en tela,

16 pesetas, franco de porte en toda España.

Se halla de venta en las principales librerías; y en la 11 sección del Ministerio de la Guerra, por el Auxiliar de Oficinas D. Facundo Rodríguez.

Diríjanse los pedidos á uno de los autores:
D. Ricardo Aranaz, Comandante del 6.º Regimiento montado, Valladolid.
D. Rafael Lorente, Capitán Profesor de la Academia de Artillería, Segovia.

LAS MÁQUINAS HIDRÁULICAS

LAS
MÁQUINAS HIDRÁULICAS

ESTUDIOS ANALÍTICO-DESCRIPTIVOS

PRECEDIDOS DEL CONOCIMIENTO DE LA HIDRÁULICA

Y DE LOS MOTORES ANIMADOS

por el

TENIENTE CORONEL DE EJÉRCITO COMANDANTE DE ARTILLERÍA

Don Ricardo Aranaz é Izaguirre

y el

CAPITÁN PROFESOR DE LA ACADEMIA DE DICHA ARMA

Don Rafael Lorente y Armesto

Obra declarada de texto para dicha Academia por R. O. 19 Octubre 1893

VALLADOLID:
Establecimiento tipográfico de H. de J. Pastor,
LIBERTAD, 13 Y 18

1894

PRÓLOGO

No obstante estar dedicados nuestros estudios casi exclusivamente á las máquinas hidráulicas, como lo indica el título de ellos, hemos creído de necesidad hacerlos preceder del que se refiere á los motores animados, no tan solo por exigirlo así el programa de nuestra Academia, sinó también porque consideramos que su conocimiento debe ser anterior al de aquéllas; ya que dichos motores son muy empleados en las instalaciones de algunos de los tipos de transportadores, cuya descripción y teoría es objeto de varios capítulos. No debe chocar por lo tanto, ver el estudio primero dedicado exclusivamente á los motores animados, si bien se hayan tratado con la mayor concisión posible, dado el que las máquinas que utilizan su acción, no son otra cosa que combinaciones más ó menos ingeniosas de mecanismos, cuyo conocimiento deben poseer cuantos emprendan estos estudios.

En realidad, los motores animados debieran considerarse como verdaderas máquinas térmicas. El origen inmediato de su trabajo, es con efecto, la combustión de la sangre; esta reacción química determina una producción de calor, que se transforma en fuerza viva por medio de los músculos. Las leyes que rigen á estas máquinas de calor, están por lo tanto bajo el dominio de la termodinámica; pero si se atiende á la gran complicación de los órganos en movimiento y á la suma dificultad que existiría si se tratase de aplicar las leyes de la expresada ciencia, se comprenderá la necesidad de presentar esta cuestión bajo su aspecto esencialmente práctico, reuniendo cuanto la experiencia ha dictado como más conveniente. Esta ha sido por lo tanto la marcha que hemos tratado de seguir en el estudio que á ellos se refiere, en el cual damos una idea de los distintos receptores que utilizan la acción del hombre y la de los animales.

Lo mismo puede decirse relativamente al motor *agua*. La causa inmediata que produce el movimiento de los receptores en este caso, es la pesantez; pero la causa primordial, la definitiva (no tratando de investigar otra superior) es el calor solar. Con efecto, el agua que desciende, sea que se aproveche ó nó su fuerza, pierde toda su acción desde el momento en que llega al mar ó á un lago como término de su carrera. Es indispensable un agente natural que la vuelva á elevar á las montañas, para que, descendiendo por arroyos y ríos, sea nuevamente utilizada como fuerza motriz. El calor solar produce este maravilloso efecto, evaporando el agua esparcida por la faz de la tierra; la cual, condensada más tarde, desciende en forma de lluvia á alimentar los valles y los cauces.

En el estudio de esta parte del curso, que debe también satisfacer á las condiciones eminentemente prácticas, ha

de hacerse caso omiso de tales investigaciones, que mas bien pueden llamarse filosóficas, para que sea desarrollado por medio de fórmulas sencillas, que estén de acuerdo con los datos que proporciona la experiencia. Por esta razón, no empleamos tampoco las complicadas fórmulas de Hidrodinámica, que constituirían el estudio perfecto, ideal, ya que esta ciencia considera el movimiento de los fluidos en el caso más general, estableciendo sus ecuaciones diferenciales; pero las cuestiones que por medio de ella pueden resolverse, son sumamente limitadas, á no ser que se establezcan hipótesis particulares sobre el movimiento, en cuyo caso desciende esta ciencia al nivel de las de aplicación. La hidrodinámica como ciencia pura, no nos presenta utilidad alguna; la hidráulica en cambio, más modesta, menos elevada que aquélla, nos es sumamente útil; considera solamente las aplicaciones prácticas, pero dá valor á los resultados de la experiencia por medio de teorías racionales y muy sencillas.

Para el estudio de los receptores, hemos adoptado una clasificación especial, que consideramos la más racional, dados los adelantos introducidos en éste, como en todos los ramos de la industria; según los cuales, debe desecharse la antigua división que se hacía en ruedas de eje horizontal ó ruedas hidráulicas, y ruedas de eje vertical ó turbinas. No es la posición del eje, con efecto, lo que distingue hoy las llamadas vulgarmente ruedas hidráulicas, de las turbinas; viéndose muchos modelos de turbinas de eje horizontal, que se han generalizado notablemente. El carácter distintivo de unos y otros receptores es relativo exclusivamente al modo de actuar el agua, pues mientras en la turbina se verifica la salida del líquido por distinto punto del que penetra, ó sea por la circunferencia exterior si la entrada es por la interior, y recíprocamente, en la rueda

hidráulica tiene su salida por la misma circunferencia que ha servido para la penetración (véase la nota de la página 69).

En el estudio particular de cada clase de receptores, se establece en primer lugar la teoría general, para entrar luego en la descripción y aplicaciones de dicha teoría; indicando con separación los diversos tipos de máquinas comprendidas en cada clase, cuya explicación resulta de este modo más sencilla. Se obtiene así la ventaja de poder exigirse al alumno la descripción de mayor ó menor número de aparatos de los que tenemos descriptos, sin que se perjudique en nada la buena marcha de las explicaciones, resultando la facilidad de adaptarse nuestros estudios á programas de distinta extensión, cual es necesario en las diversas academias especiales.

Hemos indicado también el cálculo gráfico en algunas cuestiones que son fáciles de resolver con su auxilio, si bien no tratamos de darle mas importancia de la que requiere, considerándole tan solo como un medio de practicar el primer estudio de un aparato; si bien tenemos la firme convicción de que, una vez adquirida práctica en dicha forma de cálculo, podrán conseguirse resultados cuyos errores difieran muy poco de los que se obtienen por los medios analíticos. Solo dos aplicaciones presentamos en el curso de nuestros estudios, para que sirvan de norma en los diversos casos, evitándonos enojosas repeticiones, que pueden practicarse en cuestiones diversas, por los mismos alumnos.

Tanto en el estudio de los transportadores, como en los anteriores, se procura presentar los aparatos más sencillos y que forman tipo, para que pueda colegirse en todos los casos la naturaleza de las máquinas que deban estudiarse, cuando se trate de hacer aplicación á una instalación determinada.

Por último; presentamos como complemento las mas principales aplicaciones que de las máquinas hidráulicas pueden hacerse, con la extensión que consideramos adecuada á una obra de texto; en la que es indispensable prescindir de ciertos detalles que aparecen en las diversas instalaciones, y que son combinaciones más ó menos ingeniosas de mecanismos; pero al alcance todas, de cuantos deban cursar estos estudios. De no hacerlo así, la extensión de ellos resultaría excesiva, y la explicación de los detalles perjudicaría á la buena inteligencia de lo mas esencial, ó sea de la verdadera doctrina que debe sentarse al tratar de las máquinas hidráulicas.

Creemos según lo dicho, que nuestro pobre trabajo podrá ser de alguna utilidad á los alumnos de las academias especiales; sobre todo si se tiene en cuenta la carencia de obras españolas, que hace recurrir generalmente á las extranjeras, las que no siempre son entendidas con la debida facilidad por los que deben proceder á su estudio. Si lo hemos conseguido, quedarán cumplidamente satisfechas nuestras aspiraciones, que nunca han sido otras que la de contribuir con nuestras escasas fuerzas á cuanto pueda ser provechoso para la enseñanza.

CUADRO GENERAL DE LOS ESTUDIOS

Cuadro general de los estudios

ESTUDIO I

- **Estudio del motor...**
  - División.
  - Carácter distintivo.
  - Cantidad de trabajo.
- **Máquinas que utilizan la acción de los motores animados.**
  - Receptores para utilizar la fuerza del hombre.....
    - Aprovechando su peso.
    - Id. la fuerza de los músculos de las piernas.
    - Id. la fuerza de los músculos de los brazos y del pecho.
  - Trabajo desarrollado por el hombre en los receptores y en el transporte horizontal de pesos y tierras.
  - Receptores para utilizar la fuerza de los animales...
    - Carruaje.
    - Malacate ordinario.
    - Id. de plano inclinado.
  - Trabajo desarrollado por los animales en los receptores y en el transporte horizontal de pesos y tierras.

ESTUDIO II

- **Preliminares.....**
  - Ideas generales.
  - Definición.
  - Carácter del movimiento del agua.
  - División del estudio.
  - Hipótesis fundamentales.
- **Movimiento del agua al salir por orificios practicados en paredes delgadas.....**
  - Idea general.
  - Gasto.
  - Velocidad de salida.
  - Teorema de Torricelli y sus aplicaciones.
  - Gastos teórico y real.
  - Contracción de la vena.
  - Coeficientes de contracción y de gasto.
  - Marcha del estudio de las aplicaciones.
- **Caso de paredes gruesas ó delgadas con tubo adicional.....**
  - Generalidades.
  - Velocidad.
  - Gasto.
  - Caso de tubos cónicos.
- **Movimiento del agua en los tubos y cañerías.....**
  - Generalidades.
  - Velocidad.
  - Gasto.
  - Recodos.
- **Movimiento al salir por los orificios empleados en los motores...**
  - Naturaleza de los orificios.
  - Fórmula general.
  - Caso de compuertas.
  - Vertedores y presas.
- **Canales y corrientes naturales...**
  - Objeto y división.
  - Canales de régimen constante.
  - Corrientes naturales.
- **Aforo de las corrientes.....**
  - Ideas generales.
  - Aforo de pequeñas corrientes.
  - Idem de corrientes de caudal medio.
  - Idem de grandes corrientes.
  - Empleo de los flotadores.
  - Aparatos diversos.....
    - Tubo de Pitot.
    - Simpiezómetro.
    - Molinetes.
    - Tachómetros.

ESTUDIO III

Preliminares		Definición y división de las máquinas hidráulicas. Carácter de los diversos grupos. Clasificación del 1.er grupo. Carácter y división de la 1.ª clase.
Teoría general de las ruedas hidráulicas		Aplicación del principio de conservación de la energía. Resistencias nocivas. Ecuación general. Condiciones de máximo efecto.
1.ª clase.... 1.ª especie..	**Ruedas de corriente ordinaria**	Descripción y apreciación. Tipo 1.º—Ruedas colgadas. Tipo 2.º—Idem de cuchara. Tipo 3.º Idem ordinarias. Tipo 4.º—Idem perfeccionadas. Tipo 5.º—Rueda de Poncelet.
1.ª clase.... 2.ª especie..	**Ruedas de costado**	Carácter, clasificación y aplicación de la ecuación general. Tipo 1.º—Ruedas de paletas planas. Tipo 2.º— Idem idem poligonales. Tipo 3.º— Idem idem curvas. Tipo 4.º— Idem Sagebien.
1.ª clase.... 3.ª especie..	**Ruedas de corriente superior**	Descripción y división. Ecuaciones en los casos de pequeña ó de grande velocidad. 1.er Tipo.—Ruedas de artesas poligonales. 2.º Tipo.— Idem de idem curvas.

ESTUDIO IV

Preliminares		Carácter distintivo de la 2.ª clase de receptores. Su constitución. División en especies.
2.ª clase.... 1.ª especie..	**Turbinas centrífugas.**	Teoría general. Tipo 1.º Turbina simple ó de Fourneyrón. Id. 2.º Idem múltiple. Id. 3.º Idem de acción parcial. Id. 4.º Idem hidroneumática. Id. 5.º Idem de eje horizontal.
2.ª clase.... 2.ª especie..	**Turbinas centrípetas.**	Teoría de esta especie de turbinas. Tipo 1.º Turbina simple. Id. 2.º Idem múltiple. Id. 3.º Idem de acción parcial. Id. 4.º Idem hidroneumática. Id. 5.º Idem de eje horizontal.
2.ª clase.... 3.ª especie..	**Turbinas paralelas**	Teoría general. Tipo 1.º Turbina ordinaria ó de Fontaine. Id. 2.º Idem múltiple. Id. 3.º Idem suspendida ó de Jonval. Id. 4.º Idem de acción parcial. Id. 5.º Idem hidroneumática. Id. 6.º Idem de sifón. Id. 7.º Idem invertida. Id. 8.º Idem de eje horizontal.
2.ª clase.... 4.ª especie..	**Turbinas mixtas**	Carácter distintivo. Tipos diversos.
Complemento á la teoría de las turbinas		Teorema de las turbinas semejantes. Aplicaciones.

ESTUDIO V

Idea fundamental de las máquinas de columna de agua.

Constitución y clasificación.

Máquinas de cilindro fijo.....
- Máquinas sin árbol de rotación ni volante.....
  - A simple efecto.
  - A doble efecto.
- Máquinas con árbol de rotación y volante.

Máquinas de cilindro oscilante.

ESTUDIO VI

Consideraciones generales.

Ventajas é inconvenientes de las.....
- Ruedas de corriente ordinaria.
- Id. de costado.
- Id. de corriente superior.

Paralelo entre la 1.ª y 2.ª clase de receptores.

Ventajas é inconvenientes de las.....
- Turbinas centrífugas.
- Id. centrípetas.
- Id. paralelas.
- Id. mixtas.
- Máquinas de columna de agua.

ESTUDIO VII

Preliminares.
- Definición y clasificación.
- Consideraciones generales.

2.º Grupo. Transportadores hidráulicos.
- **1.ª Clase**, ó sea los que no exigen mecanismo especial...
  - **1.ª Especie.**—Aparatos en que el movimiento de los líquidos es debido á una diferencia de temperatura.
  - **2.ª Especie.**—Aparatos en que es debido á un fenómeno de arrastre producido por el paso de una corriente de vapor de agua.
- **2.ª Clase.** Transportadores que exigen el empleo de mecanismo especial....
  - **1.ª Especie.**— Para pequeños caudales y pequeñas alturas
    - Rosario hidráulico.
    - Noria.
    - Tornillos elevatorios.
    - Ruedas de paletas.
    - Rueda elevatoria.
    - Timpanos.
  - **2.ª Especie.**— Para toda clase de caudales y alturas.....
    - **Tipo 1.º** Bombas rectilíneas.
      - Aspirantes.
      - Impelentes.
      - Aspirantes é impelentes
      - A doble efecto.
      - De incendios
      - Bombas Letestu.
    - **Tipo 2.º** Bombas rotativas.
      - Bomba de Diezt.
      - Id. rotativa-oscilante.
      - Id. centrífuga.
    - **Tipo 3.º**—Ariete hidráulico.

ESTUDIO VIII

Preliminares.

1.ª Especie.....	Remos.
2.ª Especie.....	Ruedas de paletas.
3.ª Especie.....	Hélices.
Apéndice al estudio.....	Propulsión á la sirga y á la espia.

ESTUDIO IX

Preliminares.

1.ª Clase.—Acumuladores hidráulicos.

2.ª Clase.—Aparatos diversos:

- **1.ª Especie**..... Compresores hidráulicos.
- **2.ª Especie.**—Elevadores..
  - Ascensor de varilla.
  - Id. de cadena y contrapeso.
  - Gruas hidráulicas.
  - Crik hidráulico.
- **3.ª Especie.**—Moderadores
  - Moderadores de flotación
  - Id. de presión ó frenos.

22-8-96.

Motores Industriales

GENERALIDADES

1. **Definición.**—Se llaman motores á los agentes naturales que utiliza la industria para producir el movimiento de las máquinas, ó sea, para comunicar á estos aparatos el trabajo motor necesario, á fin de que puedan ejecutar una operación industrial determinada.

La acción de los motores no puede utilizarse sino por el intermedio de una máquina especial que se denomina *máquina motora*, ó más simplemente, *receptor;* esta máquina recibe de aquéllos el trabajo desarrollado, y lo trasmite á la operadora ú operadoras por medio de un cierto número de mecanismos convenientemente establecidos y cuya naturaleza y disposición varía según los casos. (*)

2. **División.**—La naturaleza de los motores empleados en la industria, es en general, muy variada; si bien no todos son de un uso frecuente. Pueden, sin embargo, clasificarse convenientemente y así es necesario para hacer el estudio sepa-

(*) A la *máquina motora* ó *receptor*, se le suele dar impropiamente el nombre de *motor*. Apuntamos esta observación por ser esta nomenclatura de un uso muy frecuente.

rado de cada grupo. Esta clasificación suele hacerse dividiéndolos en dos grandes grupos, de *motores animados* y *motores inanimados.*

Los motores inanimados, pueden á su vez subdividirse en *hidráulicos, neumáticos, térmicos* y *eléctricos.*

3. El estudio de cada una de estas clases en que se han dividido los motores, deberá hacerse separadamente dadas sus diversas condiciones; mas teniendo presente que el efecto util que puedan proporcionar, debe depender no tan sólo de la naturaleza del motor, sino también de la forma que se adopte para el receptor ó máquina motora, también deberá existir una cierta separación entre el estudio que se haga de uno y otra.

4. **Cuestiones que se presentan en el estudio.**—Por la razón expresada y con el objeto de unificar en lo posible la marcha de las explicaciones, seguiremos en todos los casos el orden siguiente:

1.° *Estudio del motor en sí mismo*; es decir, examen detallado de su naturaleza y propiedades, para colegir el efecto util que en un tiempo dado es capaz de producir.

2.° *Estudio de las máquinas que utilizan la acción del motor*, ó sea, examinar la forma más adecuada para ellas, á fin de que proporcionen el mayor rendimiento posible.

El siguiente cuadro indica la división que hacemos de los diversos estudios, que pasaremos á explicar sucesivamente.

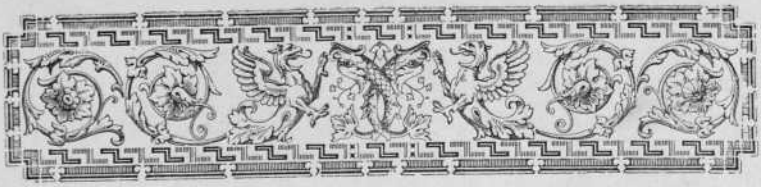
ESTUDIO 1.° *Motores animados.*
ESTUDIO 2.° *Hidráulica ó estudio del motor hidráulico.*
ESTUDIO 3.° *Receptores hidráulicos de la 1.ª clase ó ruedas hidráulicas.*
ESTUDIO 4.° *Idem idem de la 2.ª clase ó turbinas.*
ESTUDIO 5.° *Idem idem de la 3.ª clase ó máq.ª de columna de agua*
ESTUDIO 6.° *Comparación de los receptores hidráulicos.*
ESTUDIO 7.° *Transportadores hidráulicos.*
ESTUDIO 8.° *Propulsores hidráulicos.*
ESTUDIO 9.° *Aplicaciones.*

ESTUDIO I

Motores animados.

CUADRO DEL ESTUDIO I

- **Estudio del motor...**
  - División.
  - Carácter distintivo.
  - Cantidad de trabajo.
- **Máquinas que utilizan la acción de los motores animados.**
  - Receptores para utilizar la fuerza del hombre.
    - Aprovechando su peso.
    - Id. la fuerza de los músculos de las piernas.
    - Id. la fuerza de los músculos de los brazos y del pecho.
  - Trabajo desarrollado por el hombre en los receptores y en el transporte horizontal de pesos y tierras.
  - Receptores para utilizar la fuerza de los animales.
    - Carruaje.
    - Malacate ordinario.
    - Id. de plano inclinado.
  - Trabajo desarrollado por los animales en los receptores y en el transporte horizontal de pesos y tierras.



CAPÍTULO I

Estudio del motor

5. **División.**—Están incluídos en esta clasificación, el hombre y los diversos animales cuya fuerza muscular se emplea en la industria, principalmente el caballo, la mula y el buey.

6. **Carácter distintivo.**--El carácter esencial que les distingue de los demás motores, es la imposibilidad de utilizar su acción de un modo contínuo. Esta habrá de ejercerse por intermitencias, toda vez que los motores de que se trata están sujetos al cansancio físico, siempre que trabajen durante un cierto tiempo.

7. **Cantidad de trabajo.**—La cantidad de trabajo que pueden producir, depende de varias circunstancias, entre las cuales deben contarse el vigor propio del sugeto, la costumbre en el trabajo á que se destine, el género de trabajo, la alimentación, la temperatura, la ventilación del paraje

donde se opera, etc., y para el hombre especialmente, la remuneración que obtenga (*).

Nada más puede decirse que sea relativo al estudio del motor en sí mismo, pues la cantidad de trabajo que es capaz de producir, depende directa é inmediatamente del receptor que se emplee para utilizar su acción.

(*) Los motores animados pudieran considerarse como verdaderas máquinas térmicas. El origen inmediato de su trabajo es, con efecto, la combustión de la sangre; esta reacción química determina una producción de calor que se transforma en fuerza viva por medio de los músculos. Las leyes que rigen á estas máquinas de calor, están por lo tanto bajo el dominio de la termodinámica; pero si se atiende á la gran complicación de los órganos en movimiento y á la suma dificultad que existiria si se tratase de aplicar las leyes de la expresada ciencia, se comprenderá la necesidad de tratar esta cuestión bajo su aspecto esencialmente práctico, reuniendo cuanto la experiencia ha dictado como más conveniente.

CAPÍTULO II

Máquinas que utilizan la acción de los motores animados

8. Forma del receptor para utilizar la fuerza del hombre.—La forma de los receptores que se empleen, variará notablemente según la naturaleza del motor animado.

Cuando se emplea el hombre, puede utilizarse su acción de distintas maneras: 1.° por el peso total del hombre; el medio más sencillo en este caso, siempre que se exija un movimiento continuado, consiste en subir una pendiente ó escalera hasta una cierta altura, meterse entonces en un platillo que penda de un balancín, donde obrando por su peso, haga inclinarse á éste; el balancin transmitirá el movimiento en la forma que se desee y constituirá el receptor adecuado al caso que se considera.

Otro receptor para el aprovechamiento del peso total, es la llamada rueda de clavijas. En los travesaños de uno de sus lados, se apoyan varios hombres que con su peso obligan á girar la rueda, á la que se hace marchar despacio para

dar lugar á que asciendan por el otro lado, los que ya verificaron el descenso.

9. El 2.° medio de utilizar la fuerza del hombre, es, haciendo trabajar solamente los músculos de las piernas. El receptor estará constituído por una rueda horizontal de muchos radios, cuyo movimiento será producido por una persona sentada sobre un soporte fijo, de tal suerte que sus piés lleguen á dichos radios.

También se utiliza la fuerza muscular de las piernas por medio del pedal en muchas clases de labores, transformándose el movimiento de éste por los mecanismos que nos son ya bien conocidos.

10. El 3.° y último medio consiste en aprovechar la fuerza de los brazos, el pecho y de otros músculos, usando la palanca sencilla ó compuesta, la manivela, las poleas, cuerdas, tornos, cabrestantes, gruas, etc.

En todos los casos, varía notablemente tanto la magnitud del esfuerzo como el trabajo verificado; y esta variación dependerá indudablemente del tiempo durante el cual esté actuando el motor.

11. **Trabajo desarrollado por el hombre en los receptores.**—El trabajo que éste desarrolle al obrar sobre un receptor dado, está expresado por el producto Pe; siendo P el esfuerzo y e el espacio recorrido, ó lo que es lo mismo, por la expresión $P\,V\,T$, en la cual V nos representa la velocidad y T el tiempo durante el cual funciona el motor. Pero teóricamente, será muy difícil sino imposible, pretender el conocimiento del producto $P\,V\,T$, como el de cada uno de los tres factores que lo componen.

12. Solamente podrá observarse, que para obtener el mejor resultado posible, será preciso dar á cada uno de estos factores un valor prudencial que no pase de ciertos límites, tanto superiores como inferiores. Con efecto, un gran esfuerzo, lo mismo que una gran velocidad, no pueden sostenerse por espacio de mucho tiempo; y una gran duración en el trabajo, llevará consigo considerable disminución en el

esfuerzo y en la velocidad, que puedan ser perjudiciales. Puede decirse, por fin, que los tres factores, esfuerzo, velocidad y tiempo, están íntimamente ligados el uno al otro; de tal modo, que cuando uno crezca hasta un límite superior dado, los otros dos, y el producto, por consiguiente, tenderán hacia cero.

13. Se deduce, en conclusión, la existencia de ciertos valores convenientes para estos factores, que correspondan á un valor máximo del producto. La tabla núm. 1 indica la correlación entre dichos factores, y de ella se deduce la ventaja de los trabajos contínuos sobre los intermitentes. Debe procurarse no exceder nunca á los valores en ella marcados, á pesar de que puede violentarse al motor, para llegar á un triplo y hasta un quíntuplo del esfuerzo ordinario; pero esto solo puede hacerse en momentos dados, pues de lo contrario, el trabajo total al cabo del día resulta menor, para una fatiga que pueda resistirse durante varios. La velocidad puede llegar á ser de cuatro á diez veces mayor, con iguales salvedades.

14. El transporte horizontal de pesos y tierras, es una de las aplicaciones más importantes del trabajo muscular humano. El volumen de tierras que haya de removerse y la distancia á que han de ser trasladadas, son circunstancias que influyen notablemente en el procedimiento que en cada caso debe seguirse.

La tabla núm. 2 permite comparar numéricamente los diversos medios de transporte de tierras y ella indicará el procedimiento más adecuado, en vista de las condiciones particulares del trabajo que se ha de efectuar.

Es de advertir aquí, que el trabajo expresado en la tabla no es propiamente tal, en la acepción mecánica de la palabra trabajo, puesto que el peso es arrastrado horizontalmente y no elevado verticalmente. Será necesario, por consiguiente, multiplicar las cantidades que en la tabla núm. 2 nos expresan el valor del trabajo, por un coeficiente de corrección que variará según las condiciones del suelo por el cual se verifica el arrastre.

La tabla núm. 3 que nos proporciona la relación del tiro al peso transportado horizontalmente, nos dá los valores de los distintos coeficientes en los casos más generales que pueden presentarse.

15. **Forma del receptor para utilizar la acción de los animales.**—Los receptores para el caso de emplear como motor los animales, son en general de dos clases. La primera relativa á su empleo en el tiro y la segunda á cuando quiere obtenerse un movimiento circular continuado. En el primer caso el receptor está constituído por el mismo carruaje. En el segundo, se emplea el aparato llamado *malacate.*

Esplicaremos los dos tipos principales de esta clase de receptores, presentando en la fig. 1.ª el más usual en el cual se utiliza la acción del animal, enganchándolo de un modo análogo á lo practicado en los carruajes. En este tipo de malacate, el trabajo mecánico desarrollado, depende del esfuerzo ejercido y del brazo de la palanca, á cuyo extremo se verifica el enganche, pudiendo colocarse una pareja como se representa en la figura y aun mayor número de animales si se desea mayor efecto. Para hacer transportable el aparato se le dá la forma que marca la fig. 2.ª; si bien no es de uso tan frecuente.

16. Otro tipo de receptor, es el llamado *malacate de plano inclinado* (*). Consta de una cadena sin fin formada por gruesos

---

(*) Este aparato es de invención muy reciente, y puede decirse que forma época entre las máquinas que utilizan la acción de los animales. Su forma completamente distinta de la de los malacates ordinarios, el modo especial de utilizarse el trabajo y por último la regularidad grande con que produce el movimiento, son causas que dán á este receptor una importancia considerable por las múltiples aplicaciones á que se presta.

No debemos dejar de consignar la principal de ellas, por ser elemento indispensable, hoy muy generalizado y que lo estará aun más, cuando se proporcionen mayores y más sencillas facilidades para obtenerla. Nos referimos á la luz eléctrica. Es sabido que los dinamos ó aparatos generadores de ella, necesitan una regularidad muy grande en su movimiento, que se consigue en todos los casos con el empleo de reguladores apropiados. No era posible en este caso utilizar los malacates ordinarios, que no producen la regularidad apetecida. El malacate de plano inclinado resuelve el problema satisfactoriamente y con él podrá ser un hecho la obtención económica de la luz, en los cuarteles, casas de campo y demás sitios en donde puede utilizarse el ganado durante las noches.

No tenemos noticia de que exista otro en España que el adquirido á propuesta del ilustrado Teniente Coronel de Artillería D. Isidoro Cabanyes, notable electricista, el cual

tablones de madera en cuyos extremos van dos muñones provistos de sus correspondientes rodillos. La unión de estos tablones que constituyen los eslabones, se efectúa reuniendo los muñones en que terminan, por articulaciones que permiten la marcha de los rodillos y en consecuencia de la cadena, sobre unas guías de movimiento constituídas por rails que afectan longitudinalmente la forma geométrica que tiene toda cadena sin fin.

Colocados los animales sobre el piso movible formado por los eslabones y el que tiene generalmente la inclinación de 14°, la componente tangencial del peso de aquéllos hace descender á la cadena sin fin, asi como los animales colocados sobre ella, los cuales tenderán á ascender por la rampa que la cadena forma, permaneciendo siempre en el mismo sitio y tomando aquélla un contínuo movimiento sobre sus guías.

La trasmisión del movimiento, que en el anterior tipo malacate podía llamarse directa, por comunicarse inmediatamente al eje de un engranaje, se verifica en éste á favor de dos ruedas acanaladas, situadas sobre el mismo arbol y concéntricamente con uno de los extremos circulares de las guías. Un engranaje ó tren de engranajes transforma el movimiento, para aumentar la velocidad de rotación que recibe la polea trasmisora.

Terminaremos la descripción de este util artefacto, indicando que el conjunto está rodeado por una valla que impide la salida del animal, así como también que puede montarse sobre ruedas para ser transportado y que está además provisto de un freno que impide en absoluto el movimiento, si se llegase á verificar el desenganche de la correa de trasmisión.

17. **Trabajo desarrollado por los animales en los receptores.**--La tabla núm. 4 especifica los trabajos que

---

está verificando experiencias encaminadas al objeto expresado, las que no dudamos habrán de dar un resultado satisfactorio, dadas las observaciones que hemos podido hacer en las pruebas hasta ahora verificadas.

Es además este receptor el que utiliza en grado máximo la acción del animal, pudiendo obtenerse hasta un caballo de vapor por cada animal que actúe en el aparato.

producen los diversos animales que en nuestro país pueden emplearse, debiendo tener presente la misma observación que se marcó al referirse al trabajo del hombre, de que no conviene rebasar los límites en ella fijados, para obtener el menor cansancio posible.

La mejor utilización del trabajo de los animales en el transporte horizontal de pesos, puede inferirse de los datos contenidos en la tabla núm. 5; creyendo inutil añadir debe tenerse aquí también presente la observación que respecto al valor del trabajo mecánico se hizo, al tratar de este mismo asunto en el trabajo del hombre.

Téngase en cuenta que el malacate á que se refiere la tabla núm. 4, es el malacate ordinario, ó del primer tipo descrito, y que en el de plano inclinado, el trabajo que el animal desarrolla, puede encontrarse muy fácilmente en cada caso, multiplicando la componente tangencial del peso de aquél, ó sea $P\,sen.\,14^{\circ}$ por la velocidad lineal de la cadena sin fin que constituye la parte esencial del aparato.

En el valor de P no entra para nada el que corresponde al esfuerzo que puede desarrollar el animal ó animales que se empleen, siendo esta una diferencia muy esencial que caracteriza á este tipo de receptores.

ESTUDIO II

Motores inanimados

Hidráulica

ó

Estudio del motor.

CUADRO DEL ESTUDIO II

- **Preliminares**
  - Ideas generales.
  - Definición.
  - Carácter del movimiento del agua.
  - División del estudio.
  - Hipótesis fundamentales.
- **Movimiento del agua al salir por orificios practicados en paredes delgadas**
  - Idea general.
  - Gasto.
  - Velocidad de salida.
  - Teorema de Torricelli y sus aplicaciones.
  - Gastos teórico y real.
  - Contracción de la vena.
  - Coeficientes de contracción y de gasto.
  - Marcha del estudio de las aplicaciones.
- **Caso de paredes gruesas ó delgadas con tubo adicional**
  - Generalidades.
  - Velocidad.
  - Gasto.
  - Caso de tubos cónicos.
- **Movimiento del agua en los tubos y cañerías**
  - Generalidades.
  - Velocidad.
  - Gasto.
  - Recodos.
- **Movimiento al salir por los orificios empleados en los motores.**
  - Naturaleza de los orificios.
  - Fórmula general.
  - Caso de compuertas.
  - Vertedores y presas.
- **Canales y corrientes naturales**
  - Objeto y división.
  - Canales de régimen constante.
  - Corrientes naturales.
- **Aforo de las corrientes**
  - Ideas generales.
  - Aforo de pequeñas corrientes.
  - Idem de corrientes de caudal medio.
  - Idem de grandes corrientes.
  - Empleo de los flotadores.
  - Aparatos diversos
    - Tubo de Pitot.
    - Simpiezómetro.
    - Molinetes.
    - Tachómetros.

PRELIMINARES

18. Ideas generales.—El agua tiende á afectar en su superficie la forma horizontal, pero solicitada constantemente por la acción de la gravedad, descenderá de un modo brusco ó por medio de planos inclinados, según las condiciones en que se encuentra. Se origina de este modo un *salto de agua* cuya fuerza viva puede utilizarse para comunicarla á un receptor de forma apropiada. Los motores hidráulicos son, según lo dicho, los saltos de agua naturales ó artificiales constituidos por un cambio brusco en la dirección del líquido, ó por la marcha de éste según planos inclinados.

19. Consecuente á lo expresado, puede observarse que la gravedad es la fuerza motriz que se utiliza en los motores hidráulicos. (*) Así pues, la energía ó trabajo que desarrolle

(*) La causa inmediata de los motores hidráulicos, es efectivamente la pesantez; pero la causa definitiva, (no tratando de investigar otra superior) es el calor solar. Con efecto, el agua que desciende, sea que se aproveche ó no su fuerza, pierde toda su acción desde el momento en que llega al mar ó á un lago como término de su carrera. Es indispensable un agente natural que la vuelva á elevar á las montañas, para que, descendiendo por arroyos y ríos, sea nuevamente utilizada como fuerza motriz. El calor solar produce este maravilloso efecto, evaporando el agua esparcida por la faz de la tierra; la cual, condensada más tarde, desciende en forma de lluvia á alimentar los valles y los cauces.

estará medida por el peso del agua multiplicado por el camino vertical recorrido por ella. Su expresión será

$$T = P H = \delta Q H,$$

representando por δ la densidad (peso de un metro cúbico, ó sean 1000 kilogramos); por Q el gasto ó sea el volumen, que generalmente se refiere á la cantidad que pasa en un segundo y por H la altura ó salto disponible.

Depende, por lo tanto, el trabajo, de los tres expresados factores, cuyos valores indicarán la importancia, bajo el punto de vista mecánico, del salto de agua que trate de utilizarse en una industria cualquiera.

20. Conocidos, según se sabe, tanto la densidad δ como la altura H que se podrá determinar por una nivelacion topográfica, solo resta encontrar la cantidad Q á que hemos llamado *gasto de agua*.

Será muy casual que pueda determinarse esta cantidad directamente por medio de vasijas de capacidad determinada; y de aquí la conveniencia de encontrar fórmulas adecuadas, de las cuales sea facil hacer aplicación en todos los casos.

21. El establecimiento de estas fórmulas debe ser nuestro principal objetivo. Indudablemente deben ellas depender de un modo directo de las leyes que rijan al movimiento de las aguas. El estudio de estas leyes constituye la Hidráulica.

22. **Definición.**—Definimos, pues, la Hidráulica, objeto de este estudio, diciendo que *es la parte de la mecánica aplicada que trata del movimiento de las aguas para emplearlas como motor*.

Es, por consiguiente, una ciencia de aplicación, en la cual intervienen, no solamente los principios mecánicos, sinó también ciertas hipótesis deducidas de la experiencia, que son indispensables para la resolución de cuantos problemas se presentan.

Tal es el carácter que la distingue principalmente de la

Hidrodinámica, ciencia abstracta, que no sale de los dominios de la mecánica racional. (*)

23. **Carácter del movimiento del agua.**—El movimiento de las aguas, objeto como llevamos dicho, de la Hidráulica, puede ser permanente ó variado. El movimiento *permanente* se halla caracterizado por una exacta invariabilidad en los desniveles, secciones transversales y velocidades, que sean relativas á puntos determinados, lo que equivale á decir que deben cumplirse las condiciones siguientes: 1.ª el desnivel de las capas líquidas comprendidas entre dos puntos determinados, ha de ser una cantidad constante; 2.ª la sección del líquido en un punto determinado, debe ser también constante, cualquiera que sea el instante que se considere, y 3.ª la velocidad en un punto cualquiera, debe conservarse también con igual valor, sea cual fuere el momento en que trate de medirse.

Cuando las condiciones anteriores no están satisfechas, el movimiento se llama *variado*.

24. Pero aun cuando en la práctica no puedan cumplirse nunca con exactitud matemática; aun cuando las corrientes de agua que nos proporciona la naturaleza tengan un movimiento que en general será variado, presentan casi todas un carácter tal de permanencia, que no se comete error sensible al considerarlo así en las aplicaciones industriales. Supondremos, según esto, en todos los casos, que el movimiento del agua cumple con las condiciones que caracterizan al *movimiento permanente*.

25. **División del estudio.**—Para entrar definitivamente

(*) En verdad, el estudio perfecto, ideal, debiera referirse á las complicadas fórmulas de Hidrodinámica que considera el movimiento de los fluidos en el caso más general, estableciendo sus ecuaciones diferenciales; pero las cuestiones que por medio de ella pueden resolverse son sumamente limitadas, á no ser que se establezcan hipótesis particulares sobre el movimiento, en cuyo caso desciende esta ciencia al nivel de las de aplicación. La Hidrodinámica, como ciencia pura, no nos presenta utilidad alguna; la Hidráulica en cambio, más modesta, menos elevada que aquélla, nos es sumamente util; considera solamente las aplicaciones prácticas, pero dá valor á los resultados de la experiencia por medio de teorías racionales y muy sencillas.

en el estudio del expresado movimiento, indicaremos los casos generales que pueden presentarse, de los cuales analizaremos las condiciones, para resolver después los problemas prácticos que sean consecuencia directa de aquéllos.

Los casos generales que deben considerarse en el estudio de la Hidráulica, son los siguientes:

1.° Movimiento del agua contenida en un vaso de paredes delgadas, saliendo por un orificio practicado en ellas.

2.° Caso en que las paredes de la vasija ó depósito sean gruesas, ó bien cuando siendo delgadas se les adapta un tubo adicional.

3.° Movimiento del agua en los tubos y cañerías.

4.° Movimiento cuando sale por los orificios que se emplean en los motores.

5.° Movimiento en los canales y corrientes naturales.

Al estudio que acabamos de indicar, debe añadirse el de los medios prácticos que se emplean para substituir á los procedimientos teóricos, indicando en él los aparatos empleados con tal objeto.

26. En todos los casos daremos el nombre de *filete ó vena* á la sucesión de las moléculas de agua que pasan por el mismo punto y describen por lo tanto una misma trayectoria, y *carga generatriz* á la distancia vertical comprendida entre el orificio de salida y el nivel de la superficie libre.

27. Hipótesis fundamentales.—En el estudio de las diversas cuestiones de Hidráulica y con objeto de someter más fácilmente al cálculo el movimiento de las aguas, se admiten las siguientes hipótesis.

1.ª hipótesis fundamental ó del paralelismo de las capas; ó sea que las diversas rebanadas en que puede considerarse dividida una masa líquida, se trasladan paralelamente á sí mismas; ó lo que es lo mismo, que las moléculas que forman parte de una misma sección plana perpendicular á la dirección del movimiento, están animadas de velocidades paralelas é iguales.

2.ª *hipótesis fundamental ó ley de la continuidad.* Consiste esta hipótesis en la inalterabilidad de las distancias que separan á una molécula fluída de cualquiera de las contiguas. Según esta hipótesis, que resulta inmediatamente de la poca compresibilidad de los líquidos, la masa de éstos conservará siempre el mismo volumen, cualquiera que sea su cambio de forma; y las diversas secciones del vaso, dejarán pasar volúmenes iguales de líquido en tiempos iguales.

CAPÍTULO I

Movimiento del agua al salir por orificios practicados en paredes delgadas.

28. Idea general.—El estudio de las diversas cuestiones que presentamos en la Hidráulica, como verdadero preliminar de los motores hidráulicos y después de descartado cuanto en éstos no tenga aplicación, debe tener por objetivo principal según hemos dicho, el cálculo de la cantidad de agua que sale en un tiempo dado, para deducir de ella la cantidad de acción ó trabajo que podrá ejercer.

29. Gasto.—Se llama *gasto de un orificio* al volumen de agua que en la unidad de tiempo sale por él.

Si se tienen presentes las hipótesis fundamentales de la Hidráulica, que anteriormente hemos apuntado, se comprenderá claramente que el expresado volumen de agua ó gasto del orificio deberá teóricamente ser igual á la sección de éste, multiplicada por la velocidad del líquido, ya que el volumen que sale no sea otra cosa que el de un cilindro de aquellas dimensiones, forma que afecta el líquido á su salida.

30. Se presenta por lo tanto, como cuestión preliminar la determinación de la velocidad, para que pueda deducirse luego de ella el valor del gasto. Esta marcha seguiremos en el estudio, resolviendo separadamente cada una de estas cuestiones.

31. Velocidad de salida.—Se determina muy fácilmente mediante la aplicación directa del tan conocido teorema de fuerzas vivas, del cual se deduce el teorema llamado de Torricelli.

Consideremos un vaso ó depósito, fig. 3.ª, del cual sale el líquido por el orificio cd. Una vez establecido el régimen de salida, sean $a'b'$ y $c'd'$ las posiciones que respectivamente vienen á ocupar las capas ab y cd al cabo de un tiempo dt, y que serán paralelas en virtud de la 1.ª hipótesis fundamental.

32. Establezcamos la ecuación de trabajos para este movimiento elemental y por ello habrá de indicarse cuáles son los esfuerzos que obran sobre el líquido, para igualar el trabajo de ellos al incremento de fuerza viva. Dichos esfuerzos son los siguientes:

1.° La presión sobre la superficie libre ab. Si la llamamos P por unidad de superficie, la correspondiente al área $ab=A$, será PA; y su trabajo se obtendrá multiplicando ésta por el espacio recorrido $aa'=v\,dt$, en que v es la velocidad común á todos los puntos de la capa ab. El trabajo de esta fuerza, será según lo dicho

$$T_1=APv\,dt.$$

2.° El peso del líquido $abcd$, que al pasar á la posición $a'b'c'd'$ no cambia de volumen en virtud de la 2.ª hipótesis fundamental. Según esto, y como ambos volúmenes de agua tienen la parte común $a'b'cd$, el trabajo desarrollado será el mismo que el correspondiente á la rebanada ab' al descender á la posición cd' que ahora substituye á aquélla. El valor

T_2 que á este trabajo corresponde, es igual al peso de la rebanada por el espacio recorrido h ó lo que es lo mismo

$$T_2 = A\,v\,dt\,\delta h$$

siempre que se llame δ á la densidad del líquido.

3.° Por último, debe considerarse la presión que se ejerza sobre el orificio cd de la salida, que si es P' la correspondiente á la unidad de superficie, el valor de la total sobre la superficie $cd = A'$, será $P'A'$. Su trabajo tendrá por valor, según lo antes indicado,

$$T_3 = A'P'V\,dt;$$

expresión en la que V representa la velocidad de salida. Este trabajo debe contarse como negativo, por ejercerse la presión en sentido contrario á la 1.ª

33. Resulta, por fin, que el valor total del trabajo, suma de los tres anteriores, (*) estará representado por la expresión

$$T = AP\,v\,dt + A\,v\,dt\,\delta\,h - A'P'V\,dt = A\,v\,dt\,(P + \delta h - P');$$

(Se ha sacado por factor común $A\,v\,dt$ por ser su valor igual al de $A'V\,dt$; puesto que uno y otro representan respectivamente los volúmenes $aba'b'$ y $cdc'd'$ que son iguales).

Igualando el valor hallado á la mitad del incremento de fuerza viva cuyo valor, haciendo abstracción de la parte común $a'b'cd$ es

$$\frac{1}{2}\,\frac{A\,v\,dt\,\delta}{g}\,(V^2 - v^2)$$

se tendrá la ecuación de trabajos

$$P + \delta h - P' = \frac{1}{2}\,\frac{\delta}{g}\,(V^2 - v^2)$$

después de suprimido el factor común $A\,v\,dt$.

(*) No se incluyen las reacciones de las paredes del vaso, puesto que por ser normales no producen trabajo.

34. De esta ecuación puede despejarse el valor de V, incógnita de nuestro problema. Y como v es despreciable por ser muy pequeño con relación á V, se tendrá por valor de la velocidad

$$V=\sqrt{2g\left(h+\frac{P-P'}{\delta}\right)}$$

35. Este valor sirve de base para el estudio de la Hidráulica y puede considerarse como la ecuación fundamental de la que se desprenden cuantos problemas deben resolverse. Al propio tiempo, nos demuestra que la velocidad de salida no depende en modo alguno de la forma del vaso ó depósito en que el líquido esté contenido.

36. Teorema de Torricelli.—Si se tiene presente que

$$\frac{P}{\delta} \quad \text{y} \quad \frac{P'}{\delta}$$

representan las alturas de las columnas líquidas que pueden sustituir á las presiones P y P' (*), se comprenderá que la cantidad

$$h+\frac{P-P'}{\delta}=H$$

no es otra cosa que la carga real que soporta el líquido; la fórmula puede reducirse para mayor sencillez á la

$$V=\sqrt{2gH}$$

expresión genuina del importante teorema de Torricelli. Puede enunciarse este teorema diciendo, que *la velocidad de salida del líquido es la misma que adquiriría un cuerpo pesado,*

(*) Téngase presente la relación entre peso y volumen y recuérdese que P es la presión por unidad de superficie, con lo que el valor numérico del volumen es el mismo que el de la altura.

cayendo en el vacío de la altura H *igual á la carga total que gravita sobre el orificio* (*).

37. **Aplicaciones del teorema de Torricelli.**—Los casos prácticos que podrán presentarse como aplicación de este teorema, son los siguientes:

1.° *Orificio al aire libre.* El líquido está sometido solamente á la presión atmosférica, á la que son iguales las cantidades p y p'. El valor de V en este caso se reduce á

$$\sqrt{2gh}$$

que corresponde á la carga *aparente ó visible* que existe sobre el orificio.

2.° *Orificio sumergido.* El líquido cae á un recipiente, cuyo nivel es superior al del orificio en una cantidad h'. La presión P es la atmosférica y la P' es igual á ésta, aumentada en la que corresponde á la altura h' ó sea

$$P'=P+\delta h'.$$

Se deduce que

$$\frac{P-P'}{\delta}=-h'$$

y entonces el valor de la velocidad es

$$V=\sqrt{2g(h-h')}$$

ó sea el que corresponde á una carga igual á la diferencia de las alturas del líquido en ambos depósitos.

(*) Este teorema lo dió á conocer Torricelli como un hecho deducido de la experiencia. Es aplicable también al estudio del movimiento de los gases, cuando difieran poco las presiones interior y exterior. Basta tener presente que en este caso, la altura h es muy pequeña relativamente á la que representa el término $\frac{P-P'}{\delta}$ y por tanto puede despreciarse, reduciéndose la fórmula del valor de la velocidad, á la raiz cuadrada de la expresada fracción.

38. Para la más cómoda aplicación del teorema de Torricelli, se han construído tablas que dán el valor de la velocidad en función de la altura de carga, y cuyo uso es tan sencillo como el de las tablas de logaritmos.

39. **Gasto teórico.**—Se ha dicho que su valor es igual al área del orificio multiplicada por la velocidad de salida. Nada más fácil que la determinación de aquélla, con cuyo valor y el encontrado ya para la velocidad, se viene en conocimiento del llamado *gasto teórico*, cuya expresión formular es

$$G = a\,V = a\sqrt{2gh}$$

40. **Gasto real.**—En la práctica no es tan sencillo este fenómeno como se ha dicho. El líquido al salir por el orificio no afecta la forma cilíndrica. La sección de la vena ó filete de salida vá disminuyendo hasta una cierta distancia del orificio (*) produciendo una forma tronco-cónica, en lugar de la cilíndrica indicada por la teoría. El gasto ha disminuido notablemente; es bastante menor que el proporcionado por la fórmula teórica. Al valor que en realidad toma, teniendo en cuenta la expresada circunstancia, se le llama *gasto práctico* ó *real*.

41. **Contracción de la vena.**—Al fenómeno que nos ocupa de la disminución en la sección de la vena líquida, después de atravesar el orificio, se le dá el nombre de *fenómeno de la contracción;* y como quiera que tiene gran influencia en el valor del gasto, según lo antes apuntado, deberán estudiarse sus condiciones, y sobre todo, el valor que la *sección contraída* ó sección de área mínima tenga relativamente á la superficie del orificio de salida.

42. La *contracción* se divide en *completa* é *incompleta*. Es *completa*, cuando se reparte por igual en todos los puntos de la sección, é *incompleta* cuando solo tiene lugar en una parte de aquélla. Se verifica lo primero, cuando los orificios están abiertos á una cierta distancia de las paredes contiguas á la

(*) Esta distancia suele variar entre el radio y el diámetro del orificio.

horadada, como sucede en las figuras 4.ª y 5.ª; y lo segundo cuando se practican de modo que presenten puntos de contacto con las paredes adyacentes; tal es el representado en la fig.ª 6.ª

43. La contracción completa para pequeños orificios practicados en paredes delgadas (*) varía notablemente con la forma de éstas; y se comprende que será tanto menor, cuanto más fácilmente pueda ser conducido el líquido. Así cuando la vasija tiene la forma indicada en la fig.ª 7.ª, se anula por completo; y en el cambio tiene un valor máximo, al verificarse la salida por un punto del interior de la vasija á la que se ha provisto de un tubo entrante, como marca la fig.ª 8.ª

44. Coeficiente de contracción.—Se mide la contracción por la relación que existe entre el área $a'b'$ (fig.ª 4.ª) de la sección contraída, y la ab del orificio; y á dicha relación se la dá el nombre de *coeficiente de contracción.*

45. Varía el coeficiente de contracción, según las condiciones antes indicadas para las vasijas; y tiene su valor mínimo de $\frac{1}{2}$ para las comprendidas en el caso de la fig.ª 8.ª Su valor máximo, tiene lugar en el de la fig. 7.ª en la que por no existir contracción, el coeficiente es igual á la unidad. Tiene, por fin, un valor medio de 0'62, en los casos ordinarios ó sean los de la fig.ª 4.ª (**) Sea cualquiera su valor, si se le representa por m, se podrá conocer el valor a' de la sección contraída, puesto que siendo la relación $\frac{a'}{a} = m$, se deduce el valor $a' = ma$.

46. Coeficiente del gasto.—Este resultado conocido, nada más sencillo que encontrar el gasto práctico ó efectivo, puesto que basta multiplicar el valor hallado, por la velocidad

(*) Se consideran así, cuando el espesor de la pared es menor ó á lo sumo igual á la más pequeña dimensión del orificio.

(**) Este valor 0'62 del coeficiente de contracción, solo es aplicable á los orificios circulares; para los de otra forma varía dicho número. En los casos en que se haga aplicación en este estudio, anotaremos su valor, bien sea en el texto ó en tablas.

de salida calculada según el teorema de Torricelli. Su expresión formular será

$$G' = a'\sqrt{2gh} = ma\sqrt{2gh} = mG.$$

47. Aparece en esta fórmula el coeficiente de contracción m, como verdadero coeficiente del gasto ó sea igual también á la relación $\frac{G'}{G}$. Pero los resultados de las experiencias (*) que conducen á encontrar el gasto práctico, proporcionan para el coeficiente de gasto, un valor menor que el de m; lo cual indica que no solamente tiene influencia la contracción de la vena, sino que hay también algunas diferencias en el valor de la velocidad. Debe modificarse por lo tanto dicho valor de m, cuando se trate de encontrar el de G', y de este modo, conservando para m el nombre de coeficiente de contracción, llamaremos *coeficiente del gasto,* á la relación m' que existe entre el gasto práctico y el teórico. Esta relación, en la que, la mayor influencia es debida á la contracción, ha sido encontrada experimentalmente y se halla inserto su valor en la tabla núm. 6, que puede usarse de un modo análogo á las de logaritmos, para sustituir el valor que nos proporcionan, en la fórmula

$$G' = Gm' = m'a\sqrt{2gh.}$$

48. Si la contracción es incompleta, todavía debe modificarse también el valor de m', que en este caso aumentará por hacerse menos sensibles los efectos de la contracción. También el nuevo valor m'' ó *coeficiente de contracción incompleta*, ha sido hallado esperimentalmente, (**) proporcionándonos unas fórmulas prácticas insertas en la tabla núm. 7 que hace referencia á los coeficientes de contracción.

(*) Poncelet y Lesbros son los que más se han ocupado de este asunto, proporcionando datos seguros como resultado de sus experiencias.

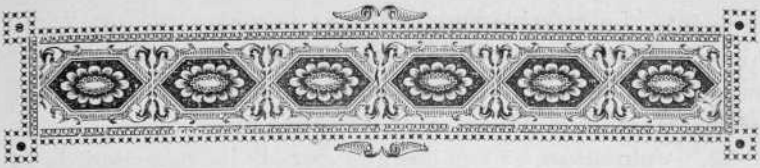
(**) Mr. Bidene ha llevado á cabo estas experiencias y deducido las fórmulas que se citan.

49. Marcha que debe seguirse en las aplicaciones.— Cuanto se lleva dicho referente al movimiento del agua que sale por orificios practicados en paredes delgadas, contiene las ideas necesarias para las diversas aplicaciones que de este caso pueden hacerse.

La teoría toda, queda englobada del modo siguiente:

La velocidad se encuentra por el teorema de Torricelli; el cálculo del gasto lleva en sí el empleo de un coeficiente que varía con la forma de la vasija, con las dimensiones y con la forma del orificio, con la altura de carga, y por fin, con la naturaleza de la contracción, bien sea completa ó incompleta. En general, puede decirse que cuantas circunstancias tiendan á disminuir la contracción, aumentarán el gasto é inversamente; de modo que el coeficiente de contracción disminuirá á medida que aumente la magnitud del orificio, ó que sea mayor la carga. (*)

(*) Se presenta otro fenómeno conocido con el nombre de *inversión de la vena*, que conduce á muy curiosos resultados que pueden verse en las obras especiales y extensas de hidráulica. Mas como de ellos no se hacen aplicaciones á las máquinas hidráulicas, carecen de interés en nuestros estudios, por cuya razón no se dán explicaciones detalladas.



CAPÍTULO II

Movimiento del agua en el caso de paredes gruesas, ó bien, si siendo delgadas, se les adapta un tubo adicional

50. Generalidades.—El estudio que se presenta en este capítulo, diferirá del anterior por la circunstancia de no salir el agua directamente del depósito ó vasija y sí continuar su marcha por un tubo que puede estar formado por las paredes mismas de aquélla, ó que puede haberse adicionado, en el caso que fuese de paredes delgadas.

Si en cualquiera de las disposiciones representadas en las figuras números 9 y 10 se considera la sección *ab* situada en el plano de la pared, los mismos fenómenos explicados en el caso anterior deben producirse, dadas las condiciones idénticas á las estudiadas, en que esta sección se encuentra relativamente á la vasija ó depósito de donde sale el agua. Existirá, por lo tanto, una sección contraída *a'b'*.

51. Pero la presencia del tubo adicional modifica notablemente las condiciones de la vena fluída, á partir de este

momento. La referida vena, después de contraerse en $a'b'$, se hincha cuanto le es posible, llena por completo el resto del tubo y sale bajo la forma cilíndrica con una sección igual precisamente á la del tubo.

52. Velocidad.—Si se designa por V la velocidad de la salida definitiva ó sea la que se refiere á la sección final cd cuya área es a, la velocidad V' del líquido en la sección contraída de área a', satisfará indudablemente á la condición $V'a'=Va$, por ser iguales las cantidades de agua que pasan por las secciones a y a'. Poniendo en evidencia el valor $a'=ma$, en que m representa el coeficiente de contracción, resultará para valor de la velocidad en $a'b'$,

$$V'=\frac{V}{m}.$$

53. Como el valor de m es menor que la unidad, resulta para V' un valor mayor que el de V. Se deduce que la masa fluída, animada de la velocidad V' en la sección contraída, viene á mezclarse acto seguido con la que solo posee la velocidad V. Aquélla experimenta, por lo tanto, una pérdida de velocidad representada por $V'-V$, que ocasiona, como es consiguiente, la correspondiente pérdida también, en la fuerza viva. Aplicando como en el estudio anterior, el importante teorema de fuerzas vivas, puede decirse que el trabajo debido á la carga total, se emplea en producir, por una parte, la fuerza viva que el agua conserva á la salida del tubo adicional y por otra, la que se pierde en el interior mismo de este tubo, por la circunstancia que acaba de indicarse. La expresión analítica tomará la forma,

$$Mgh=\frac{1}{2}MV^2+\frac{1}{2}M(V'-V)^2$$

expresión en la que M representa la masa correspondiente al gasto G de agua, y tiene por lo tanto por valor

$$\frac{G\delta}{g}$$

54. Sustituyendo en dicha ecuación en vez de V' su valor $\frac{V}{m}$ y verificando las operaciones convenientes para despejar el valor de V, resultará

$$V = \frac{\sqrt{2gh}}{\sqrt{1+\left(\frac{1}{m}-1\right)^2}};$$

y si se hace

$$\frac{1}{\sqrt{1+\left(\frac{1}{m}-1\right)^2}} = m_1$$

la velocidad tomará el valor

$$V = m_1\sqrt{2gh}$$

sustituyendo en el valor de m_1 el de $m=0,62$, resultará

$$m_1 = 0,85$$

55. **Gasto.**—El gasto en este caso, puede encontrarse directamente, bastando multiplicar por la sección a de salida, el valor hallado para la velocidad. Resultará su expresión

$$G = m_1 a\sqrt{2gh}$$

Como la experiencia ha dado el valor $m_2=0,82$ para el multiplicador del gasto, admitiremos éste como cierto, quedando el $m_1=0,85$ como coeficiente de la velocidad.

56. Experiencias practicadas por Eytelwein, han demostrado que cuando la longitud del tubo adicional es menor que el diámetro, la salida del líquido se verifica en las mismas condiciones que por un orificio practicado en pared delgada;

y que el multiplicador del gasto es máximo, cuando la longitud del tubo es de dos á tres veces el diámetro. Pasado este límite, vuelve á disminuir dicho valor del multiplicador.

Los resultados de las experiencias que se acaban de citar, están evidenciados en la tabla núm. 8.

57. Tubos cónicos.—Si el tubo adicional es cónico convergente, los detalles que preceden permiten analizar facilmente las circunstancias que se producen en la salida del agua. A su entrada en el tubo, fig. 11, se produce una contracción interior, la que lleva consigo una pérdida de fuerza viva, si bien es menor porque hay menos pérdida de velocidad. A la salida del tubo se produce también una contracción ligera, debida á la convergencia del cono que constituye el tubo.

58. Las mismas fórmulas son aplicables á este caso, si bien el valor del coeficiente variará con las diversas inclinaciones que puedan tener las generatrices del cono. La tabla núm. 9 expresa dichos valores y su inspección revela que la contracción y la velocidad de salida aumentan con el ángulo de convergencia, correspondiendo el máximun en el gasto al ángulo de convergencia de 12 grados.

59. Las consideraciones anteriores suponen que se trata de tubos cortos ó sea cuya longitud no pase de dos ó tres veces el diámetro mayor. Pero cuando se consideran tubos largos que tengan una base grande relativamente á la pequeña que produce la salida del agua, será despreciable la pérdida debida á la contracción, puesto que es pequeña la diferencia de velocidades de la sección contraída y las secciones subsiguientes. Como además la contracción exterior es muy pequeña siempre que el ángulo en el vértice del cono sea inferior á 20 grados, puede también despreciarse y resulta para valor del gasto en estos tubos, el mismo que se ha encontrado teóricamente

$$G = a\sqrt{2gh}$$

cuyo valor está comprobado por la experiencia.

60. Cuando en lugar de ser el tubo cónico convergente es divergente, se puede ver también, razonando como en el caso anterior, que son aplicables las mismas fórmulas, si bien variando el coeficiente de corrección. En este caso especial, variable también con la inclinación de las generatrices, se presenta la particularidad de que puede el coeficiente tener un valor mayor que la unidad; ó lo que es lo mismo, que el gasto práctico supere al gasto teórico. Pero aun cuando esto suceda, se comprende que la salida del agua en las condiciones de divergencia es un fenómeno poco estable. La vena líquida puede por cualquier circunstancia desprenderse de las paredes del tubo, al que no llenará completamente, quedando como es consiguiente, en el caso de un orificio practicado en pared delgada. También debe observarse la poca aplicación de estos ajustes, por cuya razón no se insertan tablas, ni es necesario indicar datos más precisos sobre ellos.

CAPÍTULO III

Movimiento del agua en los tubos y cañerias

61. Generalidades.—En todos los casos que se han estudiado, hemos hecho abstracción de una fuerza retardatriz cuya influencia es despreciable cuando se trate de secciones grandes y pequeñas velocidades; pero que debe tenerse en cuenta al considerar tubos de gran longitud con relación á su diámetro. Esta fuerza es la resistencia que las paredes oponen al movimiento del agua por efecto de la adherencia que existe entre aquéllas y las moléculas líquidas con que están en contacto.

62. Si como decimos, el valor de esta resistencia no es despreciable en este caso, y debe tomarse en consideración al estudiar el movimiento del agua en los tubos y cañerías, natural parece expresar en primer lugar cuál sea el valor de ella, para deducir después la influencia que el gasto tenga,

según sea mayor ó menor la correspondiente pérdida de trabajo.

63. La fuerza resistente que nos ocupa, ha sido hallada experimentalmente y puede representarse por la fórmula empírica

$$R = \frac{\delta}{g} s l \left(\alpha V + \beta V^2\right);$$

en la que s representa el perímetro mojado, l la longitud del tubo, δ la densidad del líquido, V la velocidad media de éste, y por último, α y β dos coeficientes, cuyo valor es independiente de la naturaleza de las paredes.

64. Velocidad.—Para estudiar la influencia de esta fuerza en el movimiento, considérese un tubo recto que conduce el agua de un recipiente ó depósito, á otro situado á una gran distancia.

Razonando como se ha hecho en el caso de un tubo adicional, se deduce que la fuerza viva total es igual á la expresión

$$MV^2 + M(V'-V)^2 = M\left\{V^2 + \left(\frac{V}{m} - V\right)^2\right\} = MV^2\left\{1 + \left(\frac{1}{m} - 1\right)^2\right\}.$$

Pero al establecer el teorema de fuerzas vivas relativo á este caso, el primer miembro de la ecuación, que allá venía representado por $M g h$, se encontrará disminuído en el trabajo que corresponde á la fuerza resistente R. La ecuación tomará la forma

$$M g h - \frac{\delta}{g} s l \left(\alpha V + \beta V^2\right) V = \frac{1}{2} M V^2\left\{1 + \left(\frac{1}{m} - 1\right)^2\right\}.$$

65. Si se reemplaza M por su valor

$$\frac{P}{g} = \frac{\delta a V}{g}$$

en que a representa el área de la sección, se deduce

$$\delta a V h - \frac{\delta}{g} s l (\alpha V + \beta V^2) V = \frac{1}{2} \frac{\delta}{g} a V^3 \left\{ 1 + \left(\frac{1}{m} - 1 \right)^2 \right\}$$

y haciendo reducciones

$$2 g h - \frac{2 s l}{a} (\alpha V + \beta V^2) = \left\{ 1 + \left(\frac{1}{m} - 1 \right)^2 \right\} V^2 .$$

66. Como en general, la longitud del tubo ó cañería es bastante grande con relación al diámetro, el término relativo á la resistencia de las paredes será también muy grande con relación al 2.° miembro. Puede éste despreciarse, como lo hace M. Prony, con lo cual se obtiene una simplificación notable en la ecuación de fuerzas vivas, que ahora se reducirá á

$$g h - \frac{s l}{a} (\alpha V + \beta V^2) = o.$$

67. Siguiendo como antes, la marcha indicada en el caso de un tubo adicional, puede deducirse de esta fórmula el valor de la velocidad

$$V = -\frac{\alpha}{2\beta} + \sqrt{\left(\frac{\alpha}{2\beta} \right)^2 + \frac{g}{\beta} \frac{a h}{s l}} \quad (*)$$

68. Gasto.—Si expresamos por la letra p la pendiente de

(*) Se toma el valor superior correspondiente al signo $\pm$ del radical, porque el 2.° resultaria negativo.

Los valores de α y β son según los cálculos de Mr. Prony, $\alpha = 0{,}00017$ y $\beta = 0{,}003416$; con cuyos valores, sustituidos en el de la velocidad, se obtiene aproximadamente

$$V = -0^m{,}025 + 53'58 \sqrt{\frac{a}{s} p}$$

cuya fórmula dá muy buenos resultados en la práctica, conocidos que sean los valores de a, p y s, representando p la pendiente de la cañeria.

la cañería que en la fórmula viene marcada por la fracción $\frac{h}{l}$, se podrá encontrar ya el gasto

$$G = aV = -\frac{\alpha}{2\beta}a + a\sqrt{\left(\frac{\alpha}{2\beta}\right)^2 + \frac{g}{\beta}\,\frac{a}{s}\,p}$$

69. Las cañerías son siempre de sección circular, por cuyo motivo debe aplicarse la fórmula á este caso, con objeto de obtener en definitiva la expresión que debe utilizarse en la práctica. La sección tiene ahora por valor

$$a = \frac{\pi d^2}{4} = \pi r^2 = \frac{\pi 4r^2}{4} = \frac{\pi (2r)^2}{4} =$$

$$= \pi \frac{d^2}{4}.$$

el perímetro

$$s = \pi d$$

y dividiendo, resulta

$$\frac{a}{s} = \frac{d}{4};$$

con lo que la fórmula se reduce á

$$G = -\frac{\pi\alpha}{2\beta}d^2 + \frac{\pi d^2}{4}\sqrt{\left(\frac{\alpha}{2\beta}\right)^2 + \frac{g}{\beta}\,\frac{d}{4}\,p} \quad (*)$$

70. **Recodos.**—En la aplicación de las fórmulas halladas para V y G, debe tenerse presente que se ha supuesto una

(*) Sustituyendo en el valor de V los valores numéricos de los coeficientes que figuran, resulta $V = -0'0025 + 26'79\sqrt{dp}$; y para valor del gasto $G = \frac{3'1416\,d^2}{4}V$.

Eytelwein ha hecho los cálculos relativos á este caso, teniendo en cuenta el término $V^2\left(1 + \left(\frac{1}{m} - 1\right)^2\right)$, cuya influencia hemos dicho que es pequeña en general. Los valores encontrados por este célebre ingeniero, son los siguientes:

$$V = 26'44\sqrt{\frac{dh}{54\,d + l}} \quad y \quad G = \frac{3'1416\,d^2}{4}V.$$

cañería recta; pero en el caso en que tuviera que desviarse su dirección, debe procurarse que este desvío sea el mínimun posible. Sin embargo, para tener en cuenta las pérdidas de fuerza viva que se originan en este caso, suele afectarse de un coeficiente de corrección á la carga ó altura h, con lo que resulta un valor menor para la velocidad. (*)

71. Si la oblicuidad es grande, no podrá ya hacerse uso directo de estas fórmulas, debiendo establecerse la ecuación general de fuerzas vivas, en la que se tendrá en cuenta la pérdida de fuerza viva ocasionada por la perturbación en el movimiento del agua. Esta pérdida se calcula que es doble de la que tenía lugar á las inmediaciones de la entrada. Además de ella, debe tenerse en cuenta la pérdida de velocidad al pasar á un ramal oblícuo, cuyo valor es $V - V \cos \alpha$, si α representa el ángulo que forman ambas direcciones. La cuestión se complica más que en el caso anterior, si bien la marcha del cálculo es la misma, por cuya razón nos abstenemos de indicarlo.

(*) El coeficiente de que se trata es 0,0084, por cada recodo que exista.

CAPÍTULO IV

Movimiento del agua al salir por los orificios que se emplean en los motores

72. Naturaleza de los orificios.—Los orificios que se emplean en los motores, son en general, de dos clases principales.

1.ª Orificios cuya arista superior está debajo del nivel del agua, ó sea orificios con carga sobre el vértice (*). Se les dá el nombre de *compuertas* y su forma suele ser rectangular.

2.ª Orificios descubiertos por su parte superior, ó lo que es lo mismo, sin carga sobre el vértice. A estos se les dá el nombre de *vertedores*, cuando su ancho es menor que el del canal ó corriente donde están situados; y el de *presas* cuando su ancho es igual al del canal.

(*) Llamaremos vértice á la arista superior del orificio de salida.

73. En uno y otro caso, deben distinguirse otros dos, según que la salida del agua se verifique al aire libre ó á otro canal cuyo nivel esté más elevado que el borde inferior del orificio. Se dividen las compuertas, según esto, en compuertas libres y compuertas sumergidas ó ahogadas. Los vertedores toman el nombre en los mismos casos, de vertedores completos y vertedores incompletos. Las presas están siempre comprendidas en la misma categoría que los vertedores completos.

74. La forma que generalmente presentan estos orificios es rectangular, pero la posición varía de ordinario, pudiendo ser los orificios verticales ó inclinados.

75. **Fórmula general.**--El objetivo de nuestro estudio, siendo el mismo que en los casos anteriores, se tratará de determinar la fórmula general del gasto de agua que puede obtenerse en los orificios empleados en los motores, para hacer aplicación de ella á cada uno de los tipos que se han clasificado.

76. El movimiento del líquido, es en realidad más complicado de lo que hasta aquí se ha supuesto; pero con objeto de facilitar los cálculos, se supone y en ello no hay error sensible, que los orificios en estudio ó grandes orificios, están descompuestos en capas horizontales de un espesor infinitamente pequeño y cada una sin influencia de ningún género sobre las contiguas.

77. Según esto, si se representan por H y h las cargas de agua sobre los bordes superior é inferior del orificio respectivamente (figs. 12 y 13) y por z la que corresponde á la capa de agua de espesor dz, aplicando á esta capa la fórmula obtenida para el caso de pequeños orificios, que dependía directamente del teorema de Torricelli, el gasto de la capa que se considera, será

$$dG = a\sqrt{2gz} = l\,dz\sqrt{2gz};$$

fórmula en la cual l representa el ancho del orificio.

78. Integrada esta fórmula entre los límites H y h que corresponden á los bordes superior é inferior, se tendrá el valor teórico del gasto total

$$G=l\int_h^H dz\sqrt{2gz}=l\sqrt{2g}\int_h^H dz\sqrt{z}=$$

$$=\frac{2}{3}l\sqrt{2g}\,(H^{\frac{3}{2}}-h^{\frac{3}{2}})=\frac{2}{3}l(H\sqrt{2gH}-h\sqrt{2gh}).$$

79. La aplicación directa de la fórmula obtenida para el caso de pequeños orificios, hubiese dado para valor del gasto

$$G=l\,(H-h)\sqrt{2g\frac{H+h}{2}}$$

por ser el valor del radical el que corresponde á la velocidad debida á una carga media entre todas las que obran sobre las diversas capas, ó sobre el centro del orificio.

80. Si se observa que tanto una como otra de las fórmulas obtenidas anteriormente deben afectarse de un coeficiente de corrección; y si se tiene en cuenta que según M. Prony estos coeficientes difieren muy poco entre sí y sobre todo para los orificios ordinariamente empleados, puede colegirse la gran conveniencia de usar para el cálculo del gasto la fórmula que sea de más facil aplicación. La segunda fórmula, afectada de un coeficiente de corrección, nos representará por lo tanto el valor del gasto práctico ó efectivo, que puede escribirse

$$G=ml\,(H-h\sqrt{2g\frac{H+h}{2}}$$

En esta fórmula, el valor de m variará para los distintos casos en estudio, los cuales iremos presentando al hacer aplicaciones á los diversos orificios en que hemos clasificado los empleados en los motores.

81. 1.er caso.—Compuertas.--En el caso de compuertas libres, se emplea la última fórmula sin modificación alguna.

La determinación del coeficiente m podrá hacerse por medio de la tabla 6.ª cuando la contracción sea completa y en el caso contrario por la número 7, según ya se indicó en lugar oportuno.

82. Conocido que sea el valor de m y los de las demás cantidades que figuran en la expresión formular de G, podrá deducirse su valor con solo efectuar las operaciones convenientes.

83. Aunque ninguna dificultad puede ofrecer la determinación del gasto por este procedimiento, sin embargo, por ser de aplicación mucho más cómoda y sobre todo de mayor utilidad práctica, insertamos la tabla número 10, que dá directamente su valor en litros.

Esta tabla que ha sido construída suponiendo la contracción completa, no ofrece dificultad alguna en su manejo, puesto que si las dimensiones de la compuerta cuyo gasto se trate de encontrar, no estuviesen marcadas en ella, por una sencilla interpolación podrá encontrarse el valor del gasto.

84. En el caso en que la contracción fuese incompleta, deberá hacerse uso de la fórmula que proporciona el valor de m' (tabla núm. 7) y la relación $\frac{m'}{m}$ dará el número por el que será preciso multiplicar el valor del gasto encontrado en la tabla.

85. Compuertas sumergidas.—Si la compuerta es *ahogada ó sumergida*, habrá de hacerse en la fórmula la correspondiente modificación relativa al valor de la velocidad, que será debida, según se indicó (37), á una carga igual á la diferencia de nivel que existe entre el canal superior y el inferior.

86. También puede encontrarse en este caso el valor del gasto por medio de la tabla núm. 10, con solo tener presente que se deberá tomar como altura de carga, la diferencia entre las alturas del nivel de carga sobre el centro del orificio y del nivel de salida sobre el mismo centro.

87. **Compuertas inclinadas.**—La misma fórmula se emplea también en el caso de *compuertas inclinadas* con alguna modificación en el coeficiente, cuyo valor variará según la inclinación de la compuerta, entre 0'74 y 0'80; siendo como se vé siempre mayor que en el caso de verticalidad, ó lo que es lo mismo, produciendo mayor gasto de agua.

88 En el caso de que se trata, puede también usarse la tabla núm. 10 para encontrar el valor del gasto, con solo multiplicar los valores de ella obtenidos por 1,33 si la inclinación es de 45°, y por 1,23, si es 63'5.

89. **2.° caso.—Vertedores y presas.**—Para el cálculo de los vertedores completos, (fig. 14), y por consiguiente, para el de las presas, deberá hacerse $h=o$ en la fórmula general, que quedará reducida á

$$G = m\,l\,H\sqrt{2g\,\frac{H}{2}}$$

El coeficiente de corrección será distinto que el correspondiente á los casos anteriores, siendo el más aproximado 0,42 para las presas y 0,40 para los vertedores.

90. Conocidos que sean los valores de las cantidades que entran en la fórmula anterior, podrá determinarse el valor de G. Pero por las mismas razones expuestas al tratar de las compuertas, insertamos la tabla núm. 11 que nos proporciona el gasto del vertedor y de la presa en litros, conocida que sea la altura de la capa del agua. Téngase en cuenta que esta altura no deberá medirse en el mismo borde de la presa ó vertedor, más que en el caso de terminar en una arista viva. De lo contrario, y este es el caso general, dicha altura se debe tomar más atrás del punto en que vierte el agua y allí donde alcance su máximo valor.

91. **Vertedores incompletos.**—Los vertedores incompletos (fig. 15) se calcularán considerándolos como compuestos de dos orificios distintos; uno el AB que forma vertedor

completo y otro el BC que es un orificio con carga sobre el vértice, ó sea verdadera compuerta. El valor del gasto será

$$G = l\,(H-h)\,\sqrt{2g(H-h)} + l\,h\,\sqrt{2g\left(H - \frac{h}{2}\right)}$$

después de afectar á cada uno de estos valores de su correspondiente coeficiente de corrección.

92. Inútil es advertir que haciendo uso de las tablas que dan el valor del gasto para las compuertas y para los vertedores completos, podrá obtenerse por la suma de ambos con gran facilidad, el valor del gasto.

CAPÍTULO V

Movimiento del agua en los canales y corrientes naturales.

93. Objeto y división. El objeto del estudio que en este capítulo se hace, es análogo al de los anteriores y relativo por consiguiente á la determinación del gasto ó caudal de agua que corresponde á los canales que deben establecerse para conducir el agua á los receptores hidráulicos, y á los ríos ó corrientes de donde deban partir los expresados canales.

94. Se dividirá en dos partes, de las que la 1.ª se refiere á los canales mencionados; en los cuales se procura siempre que la pendiente sea uniforme y el perfil constante. Con esto se consigue que la superficie del agua sea paralela al fondo del canal, y que la velocidad media sea sensiblemente la misma en las diversas secciones, por cuya razón se les da el nombre de *canales de régimen constante*. La 2.ª parte del estudio es relativa al movimiento en los ríos, y en ella se

resolverán únicamente los problemas que sean indispensables como preliminar al estudio de los receptores hidráulicos, punto de vista indispensable para no complicar demasiado las fórmulas y datos que puedan obtenerse.

95. **1.er caso.—Canales de régimen constante.**—Las consideraciones hechas al tratar de los tubos y cañerías (63) son extensivas al caso presente. La resistencia de las paredes del canal al movimiento del agua, podrá según ello, ser representada por la fórmula

$$R=\frac{\delta}{g}\,s\,l\,(\alpha V+\beta V^2)$$

en la que tienen las letras idéntica significación que cuando se refería á los tubos.

96. La ecuación del movimiento del agua, toda vez que el régimen se ha supuesto uniforme, tendrá por expresión (66)

$$g\,h-\frac{s\,l}{a}(\alpha V+\beta V^2)=o$$

El valor de la velocidad media V presentará la misma forma que en el referido caso, reduciéndose por lo tanto á

$$V=-\frac{\alpha}{2\beta}+\sqrt{\left(\frac{\alpha}{2\beta}\right)^2+\frac{g}{\beta}\,\frac{ah}{sl}}$$

cuya fórmula diferirá de la relativa á las cañerías, solamente en los valores que corresponden á α y β (*)

97. A la relación $\frac{a}{s}=R$ la llama Mr. Prony radio medio,

(*) Los calculados por Eytelwein son los siguientes:

$\left.\begin{array}{l}\alpha=0{,}000238\\ \beta=0{,}003586\end{array}\right\}$ y con ellos resulta $V=-0^m{,}03319+\sqrt{0{,}00110163+2725{,}66\,Rp}$.

y siendo $p=\frac{h}{l}$ la pendiente del canal, la fórmula se reduce á

$$V=-M+\sqrt{M^2+NpR},$$

en la que M y N representan respectivamente los coeficientes $\frac{\alpha}{2\beta}$ y $\frac{g}{\beta}$ de valores numéricos dependientes de α y β.

98. El gasto, según se sabe, se encontrará fácilmente por la fórmula $G=aV$, conocido que sea el valor de V, del modo que acaba de indicarse.

Para facilitar los cálculos se ha construído por Mr. Prony una tabla que dá los valores de V en función de los de R y p.

99. Como se puede observar, depende la exacta determinación del gasto, de los valores que prácticamente puedan hallarse para R y p. El primero será fácil medirlo por un sondeo, del cual puede deducirse tanto el área como el perímetro mojado, y el segundo ó sea la pendiente, se podrá encontrar por los procedimientos enseñados en Topografía. Pero habrá casos en que no se pueda disponer de los aparatos necesarios para tal medida. La determinación de la velocidad y del gasto sería imposible. Se recurre entonces á una medida directa, que puede proporcionar con suficiente aproximación los datos que se desean. Esta medida se refiere á la de la velocidad en la superficie del líquido, que podrá efectuarse por medio de los aparatos que hemos de dar á conocer al tratar de la determinación práctica del gasto de agua ó sea del *aforo de las corrientes*.

100. Mas al operar de este modo, téngase presente la diferencia notable que existe entre las velocidades correspondientes á los diversos puntos de una misma sección; obsérvese que la resistencia de las paredes y del fondo es una fuerza retardatriz, que producirá una disminución en la velocidad de los puntos á ellas próximos. Experiencias notables han permitido deducir una determinada relación entre la velocidad de los puntos que en la superficie del

agua la tienen mayor y la velocidad media de la corriente. La tabla número 12 indica el resultado de estas experiencias, siendo ya suficiente el conocimiento de la velocidad en la superficie; puesto que multiplicándola por el coeficiente que la corresponda, se obtendrá el valor de la velocidad media que se desea.

101. Para terminar el estudio del movimiento del agua en los canales, debe hacerse presente que no es indiferente el valor que tome la velocidad en el fondo de ellos, cuyo dato es indispensable tener en cuenta, con objeto de que no pase de ciertos límites. Con efecto, si es muy grande, puede deteriorar el canal arrastrando los materiales que lo constituyen; y si por el contrario, es pequeña, se formarán depósitos que al cabo de algún tiempo pueden obstruir total ó parcialmente el canal.

102. Experiencias hechas sobre éste asunto han demostrado que la velocidad del agua en el fondo de los canalizos es igual al duplo de la velocidad media disminuida en la superficial. Deducido por este procedimiento el valor de la velocidad en el fondo y conocida que sea la naturaleza del canal, podrá observarse si es el conveniente consultando la tabla núm. 13. En el caso de ser mayor el valor que resulte para la velocidad en el fondo, que el que la tabla indique, se disminuirá la velocidad media disminuyendo la pendiente.

103. 2.º caso.—Corrientes naturales.—El movimiento del agua en esta clase de corrientes, es análogo al que tiene lugar en los canales, y que acaba de ocuparnos; pero nunca ofrece la misma regularidad que éste, por las diferencias notables que constantemente existen tanto entre las secciones como en las pendientes de los diferentes trozos. Sin embargo, para facilitar el estudio puede considerarse subdividida la corriente en un cierto número de partes para las que se cumplan aproximadamente aquellas condiciones, con lo cual podrá hacerse el estudio del movimiento del agua por los procedimientos y fórmulas anteriormente indicados.

104. Para englobar cuanto se refiere á los diversos trozos, debemos examinar lo que acontece en una cierta extensión del río, respecto á la cual puede admitirse que la cantidad de agua que cruza en un segundo una sección transversal, es constante en toda la longitud. Supuesto que el gasto de agua es ó puede considerarse igual al producto del área de la sección por la velocidad media, y ya que dicho gasto es el mismo para todas las secciones que se consideren en la parte del río de que se trata, resultará que cuanto más pequeña sea una sección transversal, tanto mayor será la velocidad del líquido que pase por ella. Por esto se observa, que en los parajes en que el río es ancho y profundo, el agua se halla casi estancada; mientras que en los sitios donde se estrecha su lecho y disminuye su profundidad, el agua posee una velocidad mayor.

105. Estas consideraciones deben tenerse presentes al estudiar el movimiento del agua en los ríos para aplicar las fórmulas halladas, ó para operar del modo que se ha de indicar en el estudio de los procedimientos prácticos que se emplean al medir el gasto, de que á continuación vamos á ocuparnos.

CAPÍTULO VI

Medios prácticos para la determinación del gasto ó aforo de las corrientes.

106. **Ideas generales.**—Se llama *aforar una corriente* á la determinación práctica del gasto ó cantidad de agua que pasa en un segundo por una sección transversal. Esta determinación, tan necesaria cuando se trata de las corrientes que han de servir para el establecimiento de los receptores hidráulicos, está siempre fundada en el valor que tiene el gasto en función de la velocidad, que según se sabe, es igual á ésta, multiplicada por la sección transversal.

107. Cuando se trate de muy pequeños gastos, lo natural será hacer el aforo ó medición del gasto directamente, por medio de cubos ú otra vasija cualquiera, durante gran número de segundos, y dividiendo después por este número, la cantidad de agua, en litros, que se obtenga. (*)

(*) Recuérdese que un metro cúbico equivale á mil litros.

108. Pero para los gastos ordinarios hay que apelar á la determinación de la sección transversal y de la velocidad, según antes se ha indicado, lo que se puede conseguir por varios procedimientos que comprenden los tres casos en que subdividimos este capítulo. Son los siguientes:

1.° Aforo de pequeñas corrientes.

2.° Idem de corrientes de caudal medio.

3.° Idem de grandes corrientes.

Se estudiará separadamente cada uno de estos casos, fundándose siempre que sea necesario, en las fórmulas ya establecidas para el movimiento de las aguas.

109. 1.er caso.—Aforo de pequeñas corrientes.—Se emplea para verificarlo el aparato llamado *marco de fontanero*. Consta (fig. 16) de una caja prismática, con una lengüeta *CD* en medio, para amortiguar la corriente que pasa de *A* á *B* por agujeros que tiene aquélla en su fondo. La pared *B* debe ser delgada, para que no influya en el resultado la relación entre su grueso y el diámetro de los agujeros que se abren en ella para la salida del líquido.

Los orificios practicados en esta pared, deben distar bastante entre sí y de las paredes laterales (4 ó 6 veces el diámetro) para que no se altere la contracción de la vena, que debe ser completa.

110. Interponiendo el marco de fontanero en la corriente, se procurará, que el agua mantenga un nivel constante sobre la línea de los orificios; nivel marcado ya en el aparato. La graduación que marquen los orificios descubiertos para conseguir la condición indicada de nivel constante, representará directamente el gasto de agua.

Dicha graduación se ha podido establecer haciendo aplicación directa de la fórmula

$$G = m\,a\sqrt{2\,g\,h}$$

hallada para la salida del agua por orificios abiertos en las vasijas.

111. La unidad que sirve de tipo para la medida del gasto, suele tomar distintos nombres, según los diversos parajes que se consideren; pero la adoptada por los ingenieros es el *real de agua* que equivale próximamente á un gasto de 40 centímetros cúbicos por segundo, para los pequeños orificios, y 1 metro cúbico también por segundo, para los canales y ríos. (*)

112. La tabla núm. 14 indica los diámetros de los orificios que corresponden á varios múltiplos y submúltiplos de la unidad real de agua, calculados por la fórmula antedicha, y podrá servir para verificar la graduación rápida de un marco de fontanero, evitándose con ella enojosos cálculos.

113. **2.º caso.—Aforo de corrientes de caudal medio.—** El medio práctico para verificarlo en este caso, consiste en interceptar la corriente con un dique de tablas que tenga una abertura ú orificio rectangular, cuya sección pueda aumentarse ó disminuirse á voluntad con el auxilio de una pequeña compuerta.

Levantando ó bajando dicha compuerta, se fija por tanteo la sección de salida del agua, para la cual permanezca constante el nivel del líquido; en cuyo caso saldrá por el orificio rectangular la misma cantidad de agua que discurra por el canalizo, el arroyo ó la corriente cuyo aforo se pretende.

(*) Con esta medida tipo, de 40^{c3} en 1", ó sea 4 centilitros, resultan los gastos siguientes para las unidades que se expresan:

En 1'..... 2^{43}, 400 = 24 decilitros.
En 1h..... 144^{43} = 144 litros.
En 1dia.... 3^{m3},456 = 3456 litros.

En Madrid usaban el mismo nombre de real de agua, pero correspondia á un gasto de 4 pulgs.^{3} 528.

En Valencia la *fila de agua*, equivalente á la que sale por un palmo cuadrado valenciano, con la velocidad de seis palmos por 1"

En Cataluña la *pluma de agua* que equivale á 0'53 r. próximamente.

En la Habana también la *pluma de agua*; pero equivale á 0,lit 067 en 1"

En Francia, por último, llamaban á la unidad, *pulgada de fontanero* y corresponde al agua que sale en 1" por un orificio circular de 1 pulgada de diámetro. En el dia no tienen más unidad que el metro cúbico por 1" y sus submúltiplos.

114. El gasto pedido se obtiene por medio de la fórmula encontrada para el caso de compuertas, ó bien por medio de la tabla núm. 10 á que en aquel lugar se hizo referencia.

115. También se puede aforar la corriente que nos ocupa, disponiendo el orificio (cuyas paredes deben siempre ser delgadas) en forma de vertedor; es decir, de modo que se verifique el derrame por superficie libre y en depósito tranquilo, en cuyo caso el gasto se calculará por la fórmula relativa á los vertedores, ó bien por la tabla núm. 11 que á dicho caso se refiere.

116. **3.er caso.—Aforo de grandes corrientes.**—Cuando se quiere hallar el caudal de una corriente de alguna importancia, será preciso recurrir á la determinación directa de la velocidad y de la sección mojada, para de su producto deducir el gasto por segundo ó aforo que se busca.

117. Según lo dicho al tratar del movimiento del agua en las corrientes naturales, varía notablemente la velocidad en los diversos puntos de la corriente, según se refiere á la superficie, al medio, á las márgenes ó al fondo. La velocidad que conviene determinar aproximadamente, será por lo tanto la media entre todas las que poseen los diversos filetes de la masa líquida.

Se presentan por lo tanto, dos problemas prácticos, que se refieren respectivamente 1.° á determinar la sección mojada de la corriente, 2.° á encontrar el valor de la velocidad media.

118. Para la práctica de estas operaciones, se escogerá un trozo de la corriente que quiera aforarse, de 100 á 200 metros de longitud, procurando en lo posible que esté en línea recta, que no ofrezca recodos, que tenga la pendiente uniforme, las márgenes limpias de maleza y desembarazadas de cuantos obstáculos pudieran impedir el movimiento del agua; y colocando dos cuerdas normales á la corriente, se mide la distancia que las separa.

119. Cumplidas estas condiciones, puede encontrarse el área de las secciones donde se colocaron las cuerdas, y tomar

su promedio si el cauce afecta una forma regular en toda la longitud del trozo escogido; pero de no verificarse esto último, será preciso determinar varios perfiles transversales intermedios, para tomar el promedio de todas las áreas medidas. El sistema de sondas bajadas en cada sección á las distancias convenientes, nos proporcionan aproximadamente el relieve del cauce en ella, cuya superficie puede calcularse por los medios más elementales que la Geometría nos proporciona.

120. **Empleo de los flotadores.**—El segundo problema ó determinación de la velocidad media, se resuelve por varios procedimientos; siendo uno de ellos el uso de los flotadores que se abandonan á la corriente, para medir el tiempo que tardan en recorrer el trayecto comprendido entre las dos cuerdas.

Consiste el flotador en una esfera de madera ú hojalata lastrada, ó cualquiera otra materia que tenga un poco menos densidad que el agua, á fin de que flote visiblemente y no pueda alterar su marcha la acción del viento.

También suele usarse, en vez de esfera, un asta de madera ligera como de 4 centímetros de diámetro, barnizada para que no chupe agua, y del máximo largo posible atendida la menor profundidad de la corriente, á fin de que pueda seguir en ella sin tropezar en el fondo. (*) Se le pone lastre suficiente para hundirle hasta sobresalir un palmo próximamente, y en la parte superior uno ó varios ganchos para que se detenga en una de las cuerdas que atraviesan la corriente.

121. Debe empezarse la operación de medida de la velocidad, observando las cuerdas que deben estar dispuestas de modo que la 1.ª ó colocada agua arriba esté un poco levantada para que pueda el flotador pasar libremente por debajo. La 2.ª cuerda se colocará enrasando con la superficie del agua, para que detenga al flotador y pueda utilizarse de nuevo.

(*) Suele componerse de varios trozos unidos por anillas y sujetos á la manera de las bayonetas al fusil; con esto se consigue un fácil transporte y una longitud conveniente á la profundidad del rio ó canal.

El flotador se debe echar algunos metros agua arriba de la primera cuerda, con objeto de que al pasar por ésta, haya adquirido ya la velocidad de los filetes que le rodean. Se cuentan los segundos que tarda en recorrer la distancia medida y dividiendo la longitud por el número de segundos, se tendrá la velocidad que llevó el flotador. Debe repetirse esta operación varias veces, haciendo que vaya por el medio y á distintas distancias de las márgenes, y con el promedio de las velocidades halladas, se obtendrá la velocidad media en la superficie.

122. Pero no es esta la velocidad media deseada, porque según llevamos dicho, debe tenerse en cuenta la relación que existe entre dicha velocidad media y la que corresponde á la superficie. Esta relación marcada en la tabla núm. 12, puede servirnos para la determinación de que se trata. (*)

Determinada por los procedimientos dichos, tanto la sección como la velocidad media, su producto nos dará el aforo cual era el objeto del presente estudio.

123. **Aparatos diversos.**—La determinación de la velocidad media puede verificarse también por medio de aparatos especiales que la midan á diferentes profundidades y en diversos puntos de una misma sección, y tomando el promedio de todos los valores hallados. Es conveniente, á este fin, que las cuerdas transversales que marquen las secciones donde tal determinación quiere hacerse, se hallen divididas convenientemente para tener puntos de referencia al colocar los aparatos.

124. Varios son y de géneros muy diversos, los que á este efecto se emplean; pero la complicación en el manejo de unos, lo inexacto de otros, las dificultades para la rectificación en algunos, y por último, el empleo de coeficientes especiales en todos ellos, hacen que su uso sea limitado casi exclusivamente á los casos en que deben hacerse experiencias

(*) Obsérvese que únicamente será preciso recurrir á este procedimiento cuando se opera con el flotador primeramente descrito, puesto que el segundo dá directamente el valor de la velocidad media.

encaminadas á la deducción ó comprobación de las fórmulas que se emplean.

125. Por esta razón, por la sencillez del procedimiento de los flotadores, y por la suficiente exactitud que proporciona en todos los casos de aplicación, se emplea éste casi exclusivamente, y bastará para nuestros estudios, el dar una ligera idea de los aparatos á que hemos hecho referencia. (*)

126. **Tubo de Pitot.**—Consiste (fig. 17) en un tubo de vidrio ó metal con un recodo de ángulo recto en la parte inferior. El brazo vertical es más largo que el otro y vá colocado en una armadura que se sujeta en un chuzo para introducirlo en la corriente, de modo que el horizontal quede en dirección de ésta, á la altura á que se vá á medir la velocidad, y recibiendo el agua de frente. Esta, por efecto de la velocidad que lleva, se eleva en el tubo vertical á una altura que dependerá de ella y que se mide por medio de un índice graduado. Obtenido en el aparato el valor de la altura h, la fórmula

$$V = \sqrt{2gh}$$

nos proporcionará el de la velocidad.

Pero el exceso de presión que se ejerce en el orificio de entrada del líquido, obliga á éste á elevarse en el tubo á una altura que no es igual sino proporcional á la altura generatriz que es causa de la velocidad. Por esta razón, Dubuat afecta la fórmula anterior del coeficiente de corrección $\frac{2}{3}$.

Las continuas oscilaciones del agua que impiden la lectura de la altura que el líquido alcanza en el tubo y la necesidad de comprobar el aparato en una corriente conocida, son inconvenientes que le hacen muy molesto para su uso.

127. **Simpiezometro de Darcy y Baumgarten.**—Los autores de este aparato han tratado de evitar el inconve-

(*) Nos vemos en la precisión de dar una idea de estos aparatos, á pesar de su poco uso ya que la mayor parte de los autores hacen referencia á unos y otros. Sin embargo, el General Poncelet, una de las primeras autoridades en Mecánica, sólo dá una idea muy vaga, más condensada todavía que la que aparece en nuestros estudios.

niente que el tubo de Pitot presenta, de no ser verdadera la altura leída en él, por efecto de la presión que en el orificio se ejerce. A este fin, han colocado sobre la misma armadura dos tubos que están en comunicación por su parte superior por otro encorvado (fig. 18), y dispuestas sus ramas horizontales en sentido inverso, de tal manera que al presentarse una de ellas en el sentido de la corriente, la otra se presenta en sentido contrario. Dispuesto el aparato de esta manera, es evidente, que si bien en el primer tubo la presión obliga al líquido á alcanzar mayor altura que la verdadera, en el orificio del segundo se producirá un cierto vacío, que hará á su vez que dicha altura sea menor.

128. Llamando k y k' los coeficientes que habrán de afectar al valor de la velocidad en el primero y segundo tubo respectivamente, se verificará

$$V^2 = k2gMM' \ldots\ldots V^2 = k'2gPP'$$

operando con estas dos igualdades

$$\frac{1}{k} V^2 = 2gMM' \ldots\ldots \frac{1}{k'} V^2 = 2gPP',$$

$$V^2\left(\frac{1}{k} + \frac{1}{k'}\right) = 2g(MM' + PP')$$

$$V = \sqrt{\frac{1}{\frac{1}{k} + \frac{1}{k'}} 2g(MM' + PP')} = K.\sqrt{2g(MM' + PP')}$$

Se obtendrá, por consiguiente, el valor de la velocidad midiendo en el aparato las alturas MM' y PP', y multiplicando por un coeficiente único K constante para cada uno de ellos.

La determinación de este coeficiente puede efectuarse en una corriente de velocidad conocida, ó bien en agua estancada dando al aparato una que sea determinada.

129. Para poder medir con comodidad la suma $MM' + PP'$ se pueden elevar las columnas líquidas, haciendo una rarefacción del aire por medio del tubo B' y cerrando después la llave T, se hará la lectura cuando el aparato esté fuera de la corriente.

130. **Molinete de Woltmann.** (*).—Consta de una rueda de paletas planas inclinadas (fig. 20), la cual recibe la acción del agua en dirección de su eje, al que comunica su movimiento. El aparato lleva un contador de vueltas que puede á voluntad engranar con el eje principal, venciendo por medio de una cuerda que sale al exterior la tensión de un muelle que de ordinario le obliga á estar sin engranar. Leído en el aparato contador el número de vueltas n, se determinará el valor de la velocidad por medio de la fórmula

$$V = a + b\,n$$

en la que a y b son coeficientes constantes para cada aparato, que podrán determinarse como se ha indicado al tratar del simpiezometro.

131. La dificultad de instalar el aparato y la de tener en cuenta las muchas resistencias que se desarrollan, su mucha fragilidad y sobre todo la propiedad de alterar la velocidad del agua en el mismo punto en que se trata de medir, son las causas principales del poco uso de los molinetes.

132. **Tachometro.**—Consta (fig. 19) de una paleta plana que recibe normalmente la acción del agua, trasmitiéndola por medio de una cuerda ó cadena á uno de los brazos de

(*) Existen otros varios molinetes que no difieren del que se describe, más que en el contador de vueltas y en el sistema de establecer la comunicación entre el arbol y el contador. En el gabinete de la clase, además del de Woltmann, existen el Inglés y el de Beaugartem.

una palanca que sale al exterior. En el otro brazo de la palanca existe un peso indicador que puede fijarse en distintas posiciones para hacer equilibrio á la acción del líquido. Graduado convenientemente el brazo de referencia en una corriente de velocidad conocida, en el punto donde haya sido colocado el contrapeso para establecer el equilibrio, podrá leerse la velocidad cuyo valor trata de encontrarse.

Los inconvenientes de estos aparatos son análogos á los expresados para los molinetes, y su uso es todavía más limitado que el de ellos.

ESTUDIO III

1.er grupo de máquinas hidráulicas.

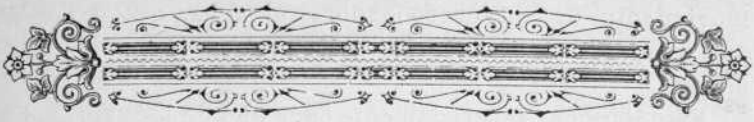
1.a clase

ó

ruedas hidráulicas.

CUADRO DEL ESTUDIO III

	Preliminares	Definición y división de las máquinas hidráulicas. Carácter de los diversos grupos. Clasificación del 1.er grupo. Carácter y división de la 1.ª clase.
	Teoría general de las ruedas hidráulicas	Aplicación del principio de conservación de la energía. Resistencias nocivas. Ecuación general. Condiciones de máximo efecto.
1.ª clase.... 1.ª especie..	**Ruedas de corriente ordinaria**	Descripción y apreciación. Tipo 1.º—Ruedas colgadas. Tipo 2.º—Idem de cuchara. Tipo 3.º—Idem ordinarias. Tipo 4.º—Idem perfeccionadas. Tipo 5.º Rueda de Poncelet.
1.ª clase.... 2.ª especie..	**Ruedas de costado**	Carácter, clasificación y aplicación de la ecuación general. Tipo 1.º—Ruedas de paletas planas. Tipo 2.º— Idem idem poligonales. Tipo 3.º— Idem idem curvas. Tipo 4.º— Idem Sagebien.
1.ª clase.... 3.ª especie..	**Ruedas de corriente superior**	Descripción y división. Ecuaciones en los casos de pequeña ó de grande velocidad. 1.er Tipo.—Ruedas de artesas poligonales. 2.º Tipo.—Idem de idem curvas.



PRELIMINARES

133. Definición de las máquinas hidráulicas.—Reciben el nombre de máquinas hidráulicas, aquéllas en que interviene la acción del agua, bien sea como causa, como efecto ó como medio de movimiento.

134. División.—Según esta definición, podrán dividirse las máquinas hidráulicas en tres grupos principales á saber:

1.er GRUPO.—*Receptores hidráulicos.*

2.° GRUPO.—*Transportadores hidráulicos.*

3.er GRUPO.—*Propulsores hidráulicos.*

135. Carácter distintivo de los diversos grupos.—Pertenecen al 1.er grupo todas aquéllas que emplean como motor, la energía del agua. En el 2.° grupo, el motor puede ser cualquiera y el efecto producido es el transporte del agua de un punto á otro para poder utilizarla convenientemente. Las máquinas del tercer grupo, diferentes en un todo á las dos anteriores, tienen por objeto exclusivo proporcionar el

movimiento de un cuerpo sobre el agua, que sirve en este caso como medio resistente en que la máquina se mueve.

Estudiaremos separadamente cada uno de los expresados grupos de máquinas, fijando particular atención en las que sean de uso más frecuente en nuestras aplicaciones.

136. Clasificación del 1.er grupo.—Pertenecen á este grupo, según llevamos dicho, los aparatos que reciben la acción del agua para trasmitir su trabajo á las máquinas operadoras.

Los receptores más usados en la industria son ruedas ó verdaderos tambores provistos exterior ó interiormente de paletas ó cajones en donde obra el agua proporcionando á la rueda directamente un movimiento de rotación, del que participa el arbol ó eje unido á ella, para comunicarlo á los diversos mecanismos en conexión con él.

Existe además otra clase de máquinas motoras, de género distinto á las indicadas ruedas, en las que actúa el agua por presión sobre un émbolo al que trasmite un movimiento rectilíneo alternativo.

137. Clasificaremos por tanto los receptores hidráulicos en tres clases distintas, ya que la 1.ª á que hemos hecho referencia, varía notablemente según el modo de actuar el agua.

Estas tres clases son las siguientes:

1.ª CLASE.—*Ruedas de acción inmediata ó ruedas hidráulicas.*

2.ª CLASE.—*Ruedas de acción mediata ó turbinas.*

3.ª CLASE.—*Máquinas de columna de agua.*

Al hacer el estudio de ellas, se establecerá la teoría que las sirve de base, con la descripción de cada tipo y los detalles relativos á su instalación.

138. Carácter de la 1.ª clase ó ruedas hidráulicas.—Caracteriza á esta clase la condición de obrar el agua directamente sobre la rueda, á la que pasa desde el mismo canal,

actuando siempre en una parte de su circunferencia; solamente que puede variar entre límites bastante extensos, siendo á la vez otro signo característico, que el agua penetre ó empiece su acción en un solo punto de ella, verificándose el desagüe por la misma circunferencia exterior. (*)

Las condiciones de estas ruedas son muy variadas, según que el agua abandone á la rueda inmediatamente de ejercer su acción, ó que la acompañe durante un cierto trayecto de ella, dependiendo también, y muy notablemente, del modo de construcción.

139. División de la 1.ª clase.—Mas para nuestro estudio, debe atenderse al modo de actuar el agua, el cual sirve de base á la subdivisión que hacemos en diversas especies, que son las siguientes:

(*) Consideramos esta clasificación la única racional, dados los adelantos introducidos en éste como en todos los ramos de la industria, debiendo desecharse la antigua denominación de *ruedas de eje horizontal*. No es la posición del eje, con efecto, lo que distingue hoy las llamadas vulgarmente *ruedas hidráulicas*, de las turbinas; viéndose muchos modelos de turbinas de eje horizontal que se han generalizado notablemente. Es la turbina, según hemos de ver, una rueda, dispuesta del modo más conveniente (eje horizontal ó vertical) en la cual la salida del agua se verifica por distinto punto del que penetra; es decir, que si la entrada tiene lugar por la circunferencia exterior, la salida es por la interior y recíprocamente. Esta circunstancia es muy característica y define bien tan interesante aparato.

Por el contrario, y según la definición que damos, en la rueda hidráulica penetrando el agua por la circunferencia exterior, tiene su salida por la misma. El líquido recorre por lo tanto, las paletas, en un sentido y para abandonar á la rueda, tiene que marchar en sentido contrario, lo que origina una gran pérdida de trabajo.

Una circunstancia concurre también en casi todas las turbinas, y principalmente en las primitivas de eje vertical, y es actuar el agua al mismo tiempo sobre la totalidad de su contorno, con lo cual se encuentran perfectamente centradas las presiones que se ejercen sobre el eje. Mas no es éste su carácter distintivo, y sí únicamente condición con que cumplen muchos de los tipos que hoy se conocen.

La condición característica que al principio enunciamos, las define perfectamente é indica lo lógico de la clasificación que hemos adoptado, con la que no ha lugar á confusiones que perjudican á la idea que puede adquirirse de los receptores hidráulicos.

Hacemos por lo tanto, caso omiso para la clasificación, de la posición que tenga el eje, desechando la idea antigua que sigue presidiendo en los textos y que hace adquirir erróneos conceptos. Se coloca por esta razón á las antiguas ruedas de cucharas, cuyo eje es vertical, entre las ruedas ordinarias; pues no tienen ningún punto de contacto con las turbinas, ni en nada se parecen á ellas, siendo la única razón que obligaba á hacer su estudio con el de éstas, el ser la misma la posición de su eje.

Los tiempos pasan, los adelantos se suceden unos á otros, y los libros de texto no deben quedar rezagados y discordantes con las nuevas fases porque la industria va pasando.

1.ª ESPECIE.—*Ruedas de corriente ordinaria.* En ellas actúa el agua por un punto de su circunferencia y abandona inmediatamente á la rueda.

2.ª ESPECIE.—*Ruedas de costado.* El agua acompaña á la rueda en un trayecto que se aproxima en más ó menos á un cuadrante.

3.ª ESPECIE.—*Ruedas de corriente superior.* Obra el agua durante un trayecto que no excede de una semicircunferencia.

A cada una de estas especies podrá hacerse aplicación de la teoría general que se vá á establecer.

CAPÍTULO I

Teoría general de las ruedas hidráulicas.

140. Aplicación del principio de conservación de la energía.—Es la teoría que vamos á explicar, una consecuencia directa del principio de fuerzas vivas ó conservación de la energía; cuya expresión es, suponiendo el estado de movimiento uniforme,

$$T_m = T_u + T_f$$

En ella T_u nos representa el trabajo util que aprovecha la rueda, T_m el trabajo motor ó energía disponible, y T_f el trabajo perdido por las resistencias nocivas.

La investigación debe referirse á la determinación de T_u, efecto util ó cantidad de energía que aprovecha la rueda; y como el término T_m depende del modo de actuar el agua, variando como es consiguiente, en los diversos tipos en que se han clasificado estos receptores, solamente se tratará de

hallar el valor que toma el término T_f para deducir las condiciones que sean relativas al máximo efecto de las ruedas hidráulicas.

141. **Resistencias nocivas.**—Descartadas que sean las resistencias nocivas inherentes á todos los mecanismos, porque el modo de tomarlas en consideración es siempre el mismo, y nos es perfectamente conocido, podrá observarse que entrarán á formar parte del término T_f, dos sumandos: 1.° el agua al actuar sobre las paletas de que se halla provista la rueda, experimentará un cierto choque, y la fuerza viva en él desarrollada, será una pérdida real de energía que constituirá el primer sumando: 2.° acompaña el agua á la rueda, durante un cierto trayecto, y al abandonarla, al cesar de obrar sobre el receptor hidráulico, lo hará con una cierta velocidad; y debida á ella, tendrá también una cierta fuerza viva ó energía que no se aprovecha en el receptor.

142. **Ecuación general.**—Si se llama V' á la velocidad que pierde el agua por el choque, y V'' á la de salida del receptor, el valor que corresponde al término T_f será

$$\frac{1}{2} M(V'^2 + V''^2),$$

representando M la masa de agua que en un segundo actúa sobre el receptor, cuyo valor depende del gasto G encontrado en hidráulica y la ecuación general podrá escribirse

$$T_u = T_m - \frac{1}{2} M(V'^2 + V''^2) \ldots\ldots (1)$$

143. **Máximo efecto.**—El máximo efecto teórico, corresponde al valor $T_u = T_m$ ó sea al $T_f = o$; condición que no puede satisfacerse, mientras no se verifique al mismo tiempo

$$V' = o; \quad V'' = o,$$

lo que nos dice que, *para obtener el máximo efecto teórico, es indispensable que el agua entre sin choque y salga sin velocidad.*

144. **Medios que deben emplearse para que se cumplan las condiciones de máximo efecto.**—Para encontrar el valor de V', téngase presente que la pérdida de velocidad debida al choque es la resultante de las componentes normales de las velocidades que tienen los dos cuerpos que chocan.

Si ab representa la paleta (fig. 21), V la velocidad que lleva el agua al actuar sobre ella, y v la velocidad de la rueda ó sea la de la paleta,

$$V_1 = V \operatorname{sen} \alpha \text{ y } v_1 = v \operatorname{sen} \beta,$$

serán los valores de dichas componentes normales; y el de V' vendrá representado por

$$V' = V \operatorname{sen} \alpha - v \operatorname{sen} \beta \ldots\ldots (2)$$

145. **Condición relativa al choque del agua.**—La primera condición, ó sea que el agua entre sin choque, viene expresada analíticamente por la expresión

$$V \operatorname{sen} \alpha - v \operatorname{sen} \beta = o$$

ó bien

$$V \operatorname{sen} \alpha = v \operatorname{sen} \beta$$

y gráficamente por la coincidencia de los puntos marcados con las letras V_1 y v_1 ó bien por la propiedad de encontrarse los puntos v y V en una paralela á la dirección de la paleta.

Esta propiedad puede considerarse la base para la resolución de los problemas que se presenten relativos á la investigación de las cantidades V y v, ó bien, á la de la dirección de la paleta; cuya resolución será sumamente facil por ser consecuencia directa de ella.

146. Las consideraciones hechas pueden ser extensivas á una forma cualquiera de la paleta, toda vez que bastará considerar la recta ab como tangente á ella en el punto donde se verifica la entrada del agua.

147. Anulación de la velocidad de salida.—Examinadas ya las condiciones para que el valor de V' sea cero, veamos como se cumplirá la anulación de la velocidad de salida á que hemos llamado V''.

Si en lugar de considerar como en el caso anterior, el punto de entrada del líquido, hacemos referencia al extremo a de la paleta (fig. 22), por el cual se verifique la salida de aquél, podrá hallarse el valor de V'' ó velocidad absoluta de salida, si se tienen en cuenta las conclusiones de la mecánica racional acerca de los movimientos relativos. Obsérvese que el agua al entrar en la paleta, marcha sobre ella con una cierta velocidad, cuyo valor es la resultante de las componentes tangenciales

$$V \cos \alpha \text{ y } v \cos \beta$$

ó sea

$$u = V \cos \alpha \pm v \cos \beta \ldots\ldots (3)$$

(refiriéndose el doble signo á la dirección de v). Téngase presente también, que esta velocidad relativa del agua en la paleta, sufrirá modificaciones debidas á las fuerzas aceleratrices ó retardatrices que obren, y que por lo tanto, al llegar el agua al extremo a tendrá una velocidad relativa modificada, que se representa por u', y sigue la dirección del último elemento.

148. Compóngase la velocidad relativa u' con la v' que tiene la rueda en este punto ó sea la de arrastre, y se tendrá la absoluta V'' de salida del agua; cuyo valor puede representarse por la fórmula

$$V'' = \sqrt{u'^2 + v'^2 - 2\, u'\, v' \cos \varphi} \ldots\ldots (4)$$

deducida al examinar el triángulo $a\, u'\, V''$.

Este valor se anula siempre que se verifique simultáneamente

$$u' = v' \text{ y } \varphi = o\,;$$

condición que expresa la necesidad de que *la velocidad relativa del agua á la salida, sea igual y contraria á la velocidad de traslación de la paleta, ó sea á la de arrastre.*

149. Se comprende la imposibilidad absoluta de cumplir esta condición, en vista de la gran dificultad que existiría para la salida del agua. No es posible proporcionar al ángulo φ un valor cero, y solamente la experiencia podrá indicar cuál sea el valor mínimo que deba tener (*) y la relación con los demás elementos que entran á formar parte de la ecuación general.

150. Mínimo relativo de ambos valores.— Finalmente se vé, que, por efecto de la conexión que existe entre las diversas ecuaciones condicionales obtenidas para que á la vez queden satisfechos los valores

$$V' = o; \; V'' = o.$$

no puede obtenerse á la par el mínimo absoluto de los valores V' y V'', por cuyo motivo será preciso contentarse con obtener el menor valor que sea posible, con objeto de que el trabajo útil sea un máximo relativo que dependerá, como es natural, de las circunstancias que sean inherentes á cada clase de receptor.

151. Explicada la teoría general, se hará aplicación de ella á los diversos receptores incluídos en la clasificación, indicando solamente para uno de ellos cuanto sea indispensable para formarse idea del modo de proceder en esta clase de aplicaciones; y expresando para los demás las variaciones que hayan de introducirse en el cálculo, ó los valores que deban investigarse.

(*) En general su valor es de 30°.

CAPÍTULO II

1.ª ESPECIE. – Ruedas de corriente ordinaria.

152. Tipos comprendidos en esta especie.—Los diferentes tipos de ruedas comprendidos en esta especie, se diferencian ya por la forma de las paletas ó ya por la disposición en que se encuentra montada la rueda; siendo por consiguiente necesario para el más ordenado estudio de todos ellos, la clasificación siguiente:

a—Tipo 1.º—*Ruedas colgadas.*
b— id. 2.º— *Idem de cuchara.*
c— id. 3.º— *Idem ordinarias.*
d— id. 4.º— *Idem perfeccionadas.*
e— id. 5.º— *Idem de Poncelet.*

a—Tipo 1.º—***Ruedas colgadas.***

153. Condiciones especiales de estas ruedas.—Este tipo de ruedas es uno de los que proporciona menores gas-

tos para su instalación, y se coloca ordinariamente sobre pilotes, sobre barcos amarrados á la orilla del río, ó bien entre dos barcos. La acción del agua es natural, por decirlo así, ó en otros términos, no se establece canal ó derivación alguna en el río, cuya corriente obra directamente sobre la rueda que se halla montada en el mismo lecho de aquél.

154. Descripción.—En el 1.er caso, tiene ésta (fig. 23) una gran longitud en sentido del eje y va provista de las correspondientes paletas *a*, reforzadas por los aros ó anillos *b*. El eje descansa sobre los brazos *B* unidos á una viga inferior *Y* por medio de los pernos *C*. Los brazos *B* se apoyan en un bastidor de madera sólidamente clavado al lecho del río, y tienen juego sobre los muñones que en él descansan. Las ruedas indispensables para la trasmisión del movimiento, van montadas en los brazos *B*.

Resulta del juego que tienen estos brazos al poder girar al rededor del eje principal *D*, que la rueda puede subir y bajar con los cambios de nivel del río, cual es indispensable para su mejor funcionamiento.

155. Apreciación de la rueda.—La apreciación de esta rueda se hará aplicando la ecuación general (1) á este caso particular y encontrando el máximo valor de T_u.

Supuesto que el agua obra por la fuerza viva adquirida durante su trayecto por el río, sin intervenir directamente la acción de la pesantez, el valor de T_m será $\frac{1}{2} M V^2$, en cuya fórmula corresponde V á la velocidad que el agua posee en el punto donde se establece la rueda (medida por los procedimientos explicados) y M á la cantidad de agua que choca directamente sobre la paleta. Este valor de M no puede determinarse con exactitud; mas su expresión teórica vendrá representada por la fórmula

$$M = \frac{1000\, a\, V}{g}$$

en la que a representa la superficie de la paleta. Es, con efecto, ésta la masa del agua que en un segundo obra sobre ella, su-

puesto que solamente tienen acción los filetes fluídos que constituyeran un canal ideal de sección a y velocidad V.

156. Mas en la práctica es preciso afectar la fórmula de un coeficiente de corrección menor que la unidad, determinado experimentalmente, con el cual, y llamando K el producto de dicho coeficiente por la cantidad numérica que entra en la fórmula, se reduce ésta á

$$\frac{K\,a\,V}{g}$$

y el trabajo motor

$$T_m = \frac{1}{2g}\,K\,a\,V^3 \ldots\ldots (5)$$

157. Para investigar el valor que toma el 2.º término del segundo miembro de la ecuación general, basta aplicar las fórmulas obtenidas en la teoría general. La que representa el valor de V' ó sea la expresión

$$V' = V\,sen\,\alpha - v\,sen\,\beta.$$

se reduce á

$$V' = V - v$$

(v es la velocidad de la rueda) por ser 90º el valor común que tienen los ángulos α y β, y el valor de

$$V'' = \sqrt{u'^2 + v'^2 - 2u'v'\cos\varphi}$$

es para esta rueda

$$V'' = v' = v,$$

porque la componente tangencial u' se anula, dada la dirección normal con que el agua obra sobre la paleta.

Sustituídos los valores hallados en la ecuación general toma ésta la forma

$$T_u = \frac{1}{2g} K a V \left(V^2 - (V - v)^2 - v^2 \right) = \frac{Ka}{g} V v (V - v) \ldots\ldots (6)$$

Supuesta la rueda en régimen, ó lo que es lo mismo, supuesto constante el valor de V, el máximo de T_u corresponderá al máximo de la cantidad variable

$$v (V - v),$$

que tendrá lugar, según es sabido, con el valor

$$v = \frac{V}{2}$$

que indica debe ser teóricamente la velocidad de la rueda la mitad de la que el agua tiene al obrar sobre el receptor.

158. El máximo trabajo útil se obtendrá sustituyendo este valor en el de T_u, con el que éste toma la forma

$$T_u = \frac{K}{4g} a V^3$$

y siendo numéricos todos los valores de la fracción $\frac{K}{4g}$ puede representarse su valor por el coeficiente experimental único H, con lo que la fórmula simplificada del trabajo máximo es

$$T_u = H a V^3 \ldots\ldots (7)$$

159. Si se encuentra el valor del rendimiento ó sea la relación $\frac{T_u}{T_m}$ se podrá observar que se reduce á la fracción $\frac{1}{2}$ cuyo límite teórico nunca pueden alcanzar estas ruedas, teniendo ordinariamente el de 0'10. La causa principal de

esta pérdida considerable es debida á no actuar sobre la paleta toda el agua que se ha supuesto, dada la completa libertad de acción, al no ser guiada en forma alguna. Esto no obstante, queda compensado el escaso rendimiento con lo económico de la instalación; lo que hace recomendable este tipo de ruedas, para un río de pendiente fuerte, pero de caudal sensiblemente constante y que no sea propenso á avenidas.

160. **Formas diversas comprendidas también en este mismo tipo de ruedas.**—A este mismo tipo pertenecen, según hemos indicado, las ruedas que se colocan suspendidas de los barcos, como indica la fig. 24. Son también de escaso rendimiento, si bien cuando están colocadas entre dos barcos se aumenta algo, por la circunstancia de formarse entre uno y otro una especie de canal, que conduciendo el agua, hace que la cantidad que deja de obrar sobre las paletas sea mucho menor, aumentándose con ello algún tanto el efecto útil.

La fórmula de éste será la misma, variando solamente el coeficiente de corrección.

161. De un modo análogo obra el agua sobre otro receptor, que si bien no pertenece al tipo de las ruedas colgadas, puede considerarse su teoría comprendida en la de éstas. Esta razón nos obliga á dar una idea de él. Nos referimos á la *Cadena hidráulica de Roman*. Este receptor consiste en dos ejes paralelos, en cada uno de los cuales van montadas dos ruedas provistas de salientes. Dos cadenas sin fin, formadas por largos eslabones, reunidos entre sí por otros más pequeños y bolones de articulación, se apoyan sobre cada dos ruedas, estando taladrados los eslabones pequeños para que puedan introducirse en los salientes que presentan aquéllas. Sobre los eslabones largos y de dos en dos, van montadas las paletas *a*, cuya perpendicularidad se obtiene por medio de tornapuntas *b* (fig. 25).

162. El inventor de este receptor ha observado que después del primer choque sufrido por la paleta en el momento

de su inmersión, la velocidad de la corriente se restablece lo bastante en los intervalos, para poder imprimir á las demás paletas una energía igual á las tres cuartas partes próximamente de la recibida por la primera, con lo que aumenta notablemente el rendimiento, con relación al que proporciona la rueda explicada anteriormente.

b—Tipo 2.º—*Ruedas de cuchara.*

163. Forma de estas ruedas.—De construcción más simple todavía que la anterior, varía principalmente en la posición del eje que es vertical. Está armado en su parte inferior de unas paletas curvas en forma de cucharas, que reciben en su extremidad la acción del agua. Esta se conduce por un canal y chocándolas horizontalmente, se comunica al arbol un movimiento de rotación.

164. Apreciación.—Siendo solamente el choque el que comunica el movimiento á estas ruedas, como sucede en el tipo que acaba de explicarse, la pérdida de fuerza viva es también considerable, y resulta teóricamente la misma que en el caso anterior. Mas en la práctica, el rendimiento es insignificante; siendo una de las causas que á ello contribuyen, el no actuar toda el agua sobre el receptor; escapándose una gran parte sin efectuar trabajo útil. El valor de 0'10 que suele alcanzar, hace de este receptor una máquina defectuosa que se emplea únicamente en algunos molinos de pequeña importancia, en los que se desea tan solo hacer pequeños gastos para la instalación del receptor.

c—Tipo 3.º—*Ruedas ordinarias.*

165. Condiciones.—No obstante la imperfección de este tipo de ruedas, es notablemente superior á los dos que acaban de explicarse, y se emplea hoy en muchos talleres; porque participando de la sencillez y economía inherentes

al sistema, aprovecha de mejor manera y en más cantidad la fuerza motriz, proporcionando un mayor rendimiento.

Sin embargo, éste es todavía escaso, dada la perfección á que hoy se ha llegado en todas las industrias, y su empleo por lo tanto, va siendo cada día menos frecuente.

166. **Descripción.**—Los órganos receptores de la acción del agua en las ruedas ordinarias, son paletas planas p (figura 26) en general de madera, sostenidas en la superficie exterior ó llanta de la rueda por medio de unos salientes s ensamblados con ella.

167. Un canal ordinariamente rectilíneo, y algo inclinado, cerrado lateralmente por dos muros verticales, deja tan solo un pequeño juego á las paletas, para evitar en lo posible las pérdidas de agua que se observan en los tipos anteriores, sin que se produzca rozamiento contra sus paredes. En él se halla establecida una compuerta ab que dá paso al agua, y cuya presencia producirá una pérdida de energía que ya sabemos calcular, y en su consecuencia obtener el valor de la velocidad V de llegada del agua sobre el receptor.

168. **Aplicación de la ecuación general.**—Para aplicar la ecuación general (1) á este caso particular y encontrar, como es necesario, el máximo valor de T_u que nos sirva para la apreciación de esta rueda, téngase presente que el agua obra del modo explicado para las ruedas colgadas, ó sea por la energía ó fuerza viva adquirida; y que al marchar acompañando á la rueda, no interviene en modo alguno la acción de la pesantez. El valor de T_m será por lo tanto $\frac{1}{2} M V^2$ (V es la velocidad con que el agua obra sobre el receptor, calculada ya por los principios de hidráulica).

169. La fórmula (2) correspondiente á la velocidad perdida por el choque, se reduce á

$$V' = V - v \ldots\ldots (8)$$

por ser 90° el valor común que en este caso tienen los ángulos α y β, y el valor (4) de V'' es para esta rueda

$$V'' = v' = v \ldots\ldots (9)$$

porque la componente tangencial u' se anula dada la dirección normal con que el agua obra sobre la paleta, según en el caso anterior se ha indicado.

170. Los valores de referencia, sustituídos en la ecuación general, nos proporcionan la forma que ésta afecta al aplicarla al caso en cuestión,

$$T_u = \frac{1}{2} M V^2 - \frac{1}{2} M (V - v)^2 - \frac{1}{2} M v^2 =$$

$$= M V v - M v^2 = M v (V - v) \ldots\ldots (10)$$

171. **Máximo efecto.** —Debe investigarse, según sabemos, el máximo relativo del efecto util, y á este efecto, bien que se aplique la teoría de máximos y mínimos, ó bien observando que el producto $v(V - v)$ será máximo al ser iguales los factores, se encuentra el valor de

$$v = \frac{V}{2}$$

que indica debe ser teóricamente la velocidad de la rueda, la mitad de la que el agua tiene al obrar sobre el receptor. El máximo trabajo que á esta velocidad corresponde, resulta sustituyendo este valor en el de T_u, que tomará el de

$$T'_u = M \frac{V^2}{4} = \frac{1}{2} T_m.$$

Nunca el rendimiento de la rueda, podrá llegar, por lo tanto, á valer $\frac{1}{2}$, ya que teóricamente se ha deducido la conclusión de aprovechar solamente esta fracción del trabajo motor.

172. Los valores teóricos encontrados deben modificarse, como es natural, para poner de acuerdo los resultados que la teoría indica, con los que la práctica de repetidas experiencias ha proporcionado. De ellas se deduce que la velocidad v que corresponde al máximo real de efecto util es igual á 0'40 V y que dicho efecto util no excede del valor $T_u = 0'30\ T_m$; relación que indica la imperfección de estos receptores, cuyo rendimiento es tan solo la fracción 0'30, si bien sea mayor que el correspondiente á los tipos anteriormente explicados.

173. **Forma práctica de la ecuación.**—Terminaremos el estudio de estas ruedas, poniendo la fórmula bajo una forma adecuada á las aplicaciones prácticas, cual se obtendrá si se sustituye por M su valor

$$M = \frac{P}{g} = \frac{1000\,G}{g},$$

fórmula en la cual representa G el gasto obtenido por los procedimientos que la hidráulica nos proporciona. El trabajo util en general, se presenta bajo la forma

$$T_u = \frac{1000}{g}\ Gv(V - v) \ldots\ldots (11)$$

y el máximo

$$T'_u = 250\ G\frac{V^2}{g} \ldots\ldots (12)$$

fórmulas que deben afectarse del coeficiente de corrección correspondiente, para obtener resultados en consonancia con los que la práctica proporciona.

174. **Uso de estas ruedas.**—Se usan estas ruedas, como todas las de corriente inferior, para pequeños saltos solamente; y á pesar del escaso rendimiento que proporcionan, son útiles algunas veces por la sencillez de su construcción, por

el poco espacio que ocupan y porque pueden marchar á grandes velocidades; si bien es necesario disponer de un exceso de fuerza motriz, para que compense al escaso rendimiento que proporcionan.

d.—Tipo 4.º - *Ruedas perfeccionadas.*

175. Modificaciones diversas introducidas en las anteriores ruedas.—Varias son las causas que en las anteriores ruedas originan pérdida de trabajo; y para evitarlas, se han introducido en ellas algunas modificaciones que aumentan notablemente su rendimiento, y que iremos enumerando al mismo tiempo que se pongan de relieve los efectos mencionados.

1.º La compuerta vertical ha sido sustituída por otra inclinada, con lo que se consigue disminuir notablemente los efectos de la contracción, que produce pérdida de trabajo.

2.º Dicha pérdida queda también disminuída redondeando el borde inferior de la compuerta, porque el rozamiento en este caso, será mucho menor que al presentarse una arista viva á la salida del agua.

3.º La altura del agua al salir por la compuerta no debe ser muy pequeña, porque en este caso, la relación del agua perdida por el juego de la rueda á la cantidad de ella que trabaja, sería grande; disminuyéndose, como es consiguiente, el rendimiento. Tampoco debe ser muy grande, porque estando la rueda en parte sumergida en esta tabla líquida, aumenta la resistencia del medio en que se mueve el receptor, que en este caso no podría ser despreciable.

4.º Siendo plano el fondo del canal, como en las ruedas primitivas, el agua situada entre dos paletas consecutivas, comunica á la vez con el tramo de agua arriba y el de abajo, dejando de obrar sobre el receptor una parte del agua. Es conveniente, para evitar este perjudicial efecto, redondear el fondo del canal, de modo que presente forma cilíndrica

concéntrica con la rueda, y abrace, al menos, el arco comprendido por dos paletas consecutivas. De este modo, no abandona el agua á la rueda, hasta que ha obrado por completo sobre ella.

5.° Para disminuir la pérdida de fuerza viva que corresponde á la velocidad de salida, puede ensancharse el canal á continuación de las paletas, y darle una ligera contrapendiente. El *resalto* que de este modo se observa, produce una elevación del nivel de agua-arriba á agua-abajo, y esta propiedad puede servir para colocar la rueda más baja que ordinariamente, en una cantidad igual á dicha elevación, con lo cual se aprovecha una altura de caída mayor que la calculada para el receptor.

176. **Rendimiento.**—Las ruedas perfeccionadas según las indicaciones antedichas, proporcionan un rendimiento de 0'50; pero aún así, y á pesar de las ventajas antes indicadas, deben proscribirse en la práctica estos receptores, á no ser que se disponga de un excesivo caudal de agua.

e.—Tipo 5.°—***Rueda de Poncelet.***

177. **Condiciones.**—Tratan de evitarse con esta rueda los principales inconvenientes que presentan los anteriores tipos, á pesar de los perfeccionamientos introducidos en ellos, conservando la ventaja de la gran velocidad que las caracteriza especialmente. Es, por lo tanto, una modificación de la anterior, cuyo objeto es hacer que se cumplan en el más alto grado posible las condiciones de máximo efecto.

178. Con este objeto, se sustituye á las paletas planas otras curvas, generalmente de palastro, colocadas entre dos coronas anulares de madera, disponiéndose la curvatura de manera que sean sensiblemente tangentes á la circunferencia exterior, y con ello se consigue que la entrada del agua se verifique tangencialmente á ellas, con lo que será nulo el valor de la velocidad perdida por el choque. Por otra parte

si la rueda adquiere una velocidad conveniente, el agua la abandonará con una velocidad muy pequeña, cual se comprueba observando que al penetrar en ella ascenderá en toda su superficie hasta que el movimiento ascendente sea contrarrestado por la acción de la gravedad; desde este momento empezará el descenso, adquiriendo una velocidad retrógrada cada vez mayor relativamente á la paleta. Si esta velocidad relativa del agua en el momento en que abandona á aquélla, es igual á la que posee la rueda en su circunferencia, quedará cumplida la segunda condición de máximo efecto ó sea que la velocidad absoluta de salida sea nula.

179. **Descripción.**—Las disposiciones adoptadas para obtener con esta rueda el mayor trabajo posible, son las siguientes:

Las paletas se hallan encajonadas, según hemos dicho, entre dos coronas anulares (fig. 27), de modo que forman verdaderas artesas comprendidas entre dos paletas, las coronas y el tambor interior. Dichas coronas se unen al eje horizontal de la rueda por medio de rayos, y su separación se calcula de la manera que más adelante expondremos.

180. La compuerta es inclinada para disminuir los rozamientos y el canal tiene una pendiente de $\frac{1}{15}$, afectando después una forma circular concéntrica con la rueda, que comprende en general el espacio comprendido entre dos paletas. A continuación de este canalizo circular existe un resalto A' destinado á que el agua vierta rápidamente. La posición de él ha de ser tal, que la extremidad de la paleta se encuentre próximamente vertical, en el momento en que pase por encima del resalto.

181. **Cálculo del trabajo útil teórico.**—Siguiendo la misma marcha que en el caso de los tipos ya estudiados, partiremos de la ecuación general,

$$T_u = T_m - \frac{1}{2} M (V'^2 + V''^2)$$

Verificándose la entrada del agua tangencialmente á la paleta, las velocidades V y v tendrán la misma dirección y por consiguiente $\alpha=\beta=o$, tomando por lo tanto V' el valor

$$V'=o$$

La velocidad relativa de introducción del agua en las paletas será

$$V-v$$

y en virtud de esta velocidad se elevará el agua á lo largo de la paleta. Cuando el agua se haya elevado hasta el punto más alto de su curso, se encontrará sometida, en el descenso, á las mismas fuerzas que en cada momento la obligaban á ascender, saliendo por consiguiente de la paleta con la velocidad de introducción.

$$V-v$$

pero, como al mismo tiempo el líquido se encuentra sometido al movimiento de arrastre de la rueda, resulta que en definitiva el valor de la velocidad V'' de salida será

$$V''=V-2\,v \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (13)$$

Sustituyendo estos valores en el de T_u se obtendrá

$$T_u=2\,M\,v\,(V-v) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (14)$$

182. Efecto útil máximo.— Se conseguirá el máximo efecto en el caso de ser

$$v=V-v$$

de donde se deduce

$$v=\frac{V}{2}$$

valor que sustituído en el de T_u últimamente hallado, dará

$$T_u = 2\,M\frac{V}{2}\left(V-\frac{V}{2}\right)=\frac{1}{2}MV^2=T_m \ldots\ldots (15)$$

resultando que teóricamente considerada la rueda de Poncelet, aprovecha todo el trabajo motor.

183. Efecto útil práctico.—En la práctica no se verifican los hechos de la manera que acabamos de exponerlos, debido á las siguientes causas:

1.ª Es imposible trazar las paletas rigurosamente tangentes á la circunferencia exterior, puesto que el intervalo entre una y otra paleta sería muy pequeño, haciéndose por consiguiente con gran dificultad la entrada y salida del agua.

2.ª Aun cuando las paletas estuviesen trazadas de aquella manera, solo el filete inferior de la lámina de agua, se introduciría tangencialmente, no verificándose con los demás que irían á chocar contra la paleta.

Y 3.ª Los primeros filetes líquidos introducidos sobre la paleta, son impulsados por los que les siguen, y el agua llegará á alcanzar en la paleta una altura aun mayor que la que hemos supuesto debida á la velocidad $V-v$.

184. Diversas experiencias encaminadas á encontrar el efecto útil práctico, han venido á demostrar que varía entre 0,60 y 0,70 del teórico, así como también que la velocidad de la rueda conveniente al máximo efecto útil es la de 0,55 V en vez de la de 0,50 V encontrada anteriormente.

185. Determinación de las dimensiones de las coronas.—Desde luego se comprende que el volumen comprendido entre dos paletas consecutivas, debe depender de la cantidad de agua que en él se ha de introducir; conviniendo, para mayor seguridad, que aquél sea mayor. La experiencia viene también á demostrar que la separación de las coronas debe ser tanto mayor, cuanto más grande sea la abertura de la

compuerta, debiendo ser esta separación $0,^{m}06$ á $0,^{m}10$ mayor que el ancho del canal de conducción del agua.

Si representamos por R y R' los radios exterior é interior de la rueda, la diferencia $R-R'=e$ será el segundo valor que tendremos que determinar.

Si por L se representa el ancho de la rueda, el volumen total de la corona, sin tomar en cuenta el ancho de las paletas, será:

$$\pi (R^2-R'^2) L$$

y por consiguiente el volumen que en la unidad de tiempo se presenta ante la compuerta, tendrá por expresión:

$$\frac{\pi (R^2-R'^2) Lv}{2 \pi R} = L (R+R')(R-R') \frac{v}{2R} =$$

$$= L (2R-e) \frac{ev}{2R} = Lev\left(1-\frac{e}{2R}\right) \ldots\ldots (16)$$

expresión que ha recibido el nombre de *capacidad de las paletas para la admisión del agua.*

Pero como al calcular el volumen anterior se ha prescindido del que ocupan las paletas, Poncelet, para mayor seguridad de que este volumen sea superior al del agua que sale por la compuerta, lo ha reducido á los $\frac{6}{7}$ de su valor.

186. El volumen de agua que en la misma unidad de tiempo sale por la compuerta tendrá por valor

$$G=aV=LhV$$

expresión en la que L representa el ancho del orificio de salida y h su altura.

Ambos volúmenes deberán ser iguales y por lo tanto

$$LhV = \frac{6}{7} Lev\left(1-\frac{e}{2R}\right)$$

ó bien sustituyendo en vez de v su valor encontrado por experiencias 0,55 V.

$$LhV = \frac{6}{7} Le\, 0'55\, V \left(1 - \frac{e}{2R}\right)$$

cuya ecuación haciendo operaciones, se convertirá en

$$e^2 . 3{,}30 - 6{,}60\, Re + 14\, hR = o \ldots\ldots (17)$$

de la que fácilmente se deduciría el valor de e, que vendría en función de R y h y variando directamente con estas cantidades; resultado que está conforme con lo expresado anteriormente.

187. Trazado de las paletas (*).—El trazado que vamos á exponer, obedece á la condición de que no exista choque al introducirse el agua en la paleta, lo que se conseguirá si el primer elemento de ella tiene la misma dirección que la velocidad relativa de entrada del líquido.

Tratemos, pues, de determinar la dirección de esta velocidad relativa.

Si por el extremo C del orificio de salida del líquido se traza una paralela al fondo del canal (fig. 27) esta línea nos marcará la dirección de la velocidad V y tomando á partir del punto A de encuentro con la circunferencia exterior de la rueda, una magnitud Am cualquiera, ésta representará la velocidad V de llegada del líquido. La velocidad de la rueda en la extremidad de la paleta está dirigida tangencialmente á aquélla y su dirección será por consiguiente la An marcándose su valor, tomando sobre esta tangente una magnitud

$$An = 0{,}55\, V = 0{,}55\, A\, m.$$

Uniendo el punto n con el m, la recta $n\, m$ será paralela á la velocidad relativa de introducción del agua en la paleta,

(*) Existen otros trazados, pero solo indicamos el más sencillo y de uso más frecuente.

siendo ésta por consiguiente en magnitud y dirección la AK.

188. Para trazar ahora la paleta de manera que su primer elemento tenga la misma dirección que AK, levantaremos en el punto A la recta AM perpendicular á AK y claro está que todos los arcos de círculo que pasen por A y tengan su centro sobre AM darán una paleta cuyo trazado satisfará á la condición exigida. El centro para el arco de círculo, se elige de manera que éste corte á la circunferencia interior bajo un ángulo que se aproxime cuanto sea posible á 90°.

CAPÍTULO III

2.ª ESPECIE.—Ruedas de costado.

189. Carácter distintivo.—Pertenecen á la especie que ahora se va á estudiar, aquellos receptores que reciben la acción del agua por un punto algo más bajo que el eje de la rueda. El fondo del canal que conduce el agua al receptor, estará por consiguiente situado por debajo de la horizontal que pase por dicho eje, prolongándose después y afectando la forma circular (fig. 28) concéntrica con la rueda, de tal modo que entre él y las paletas quede un juego lo más pequeño posible, para que se escape la menor cantidad de agua y se aproveche la mayor parte durante el trayecto *ab* proporcionando de esa manera la energía correspondiente á su peso.

190. Clasificación.—Los diversos tipos de ruedas comprendidas en esta especie, solo se diferencian en la forma de sus paletas, las que pueden ser planas, poligonales ó

curvas. Dividiremos, por consiguiente, estos receptores con relación á dicha forma, añadiendo á ellos la rueda Sagebien, receptor muy notable, tanto por la cantidad de trabajo motor que aprovecha como por las circunstancias que le caracterizan y que detalladamente indicaremos al ocuparnos de él. Resultan los tipos siguientes:

a—Tipo 1.º—*De paletas planas.*
b— Id. 2.º— *Idem poligonales.*
c— Id. 3.º— *Idem curvas.*
d— Id. 4.º—*Rueda Sagebien.*

191. Aplicación de la ecuación general.—Antes de entrar en los detalles que los caracterizan, haremos aplicación de la ecuación general á la especie que se está considerando, con el fin de hallar la cantidad de trabajo útil que estas ruedas proporcionan y estudiar las condiciones para que alcance un valor máximo.

Para conseguirlo, observemos los valores que en este caso tienen los términos de la ecuación

$$T_u = T_m - \frac{1}{2} M (V'^2 + V''^2)$$

El término T_m ó trabajo motor que el agua comunica al receptor, constará de dos partes, debidas una á la energía con que el agua llega á él, y la otra al trabajo que produce al actuar por su peso, siendo por lo tanto su valor

$$T_m = \frac{1}{2} M V^2 + M g h.$$

192. La toma de agua, se dispone de tal manera que la velocidad de llegada V esté dirigida en el sentido de la tangente á la circunferencia exterior de las paletas, ó lo que es igual, en el de la velocidad v de la rueda y es evidente que

dispuesta de esta manera la llegada del agua al receptor, el valor de la velocidad perdida en el choque, será:

$$V' = V - v$$

Como por otra parte durante el trayecto ab el agua acompaña á la rueda, la velocidad con que la abandone será sensiblemente igual á la de ésta, y por consiguiente

$$V'' = v.$$

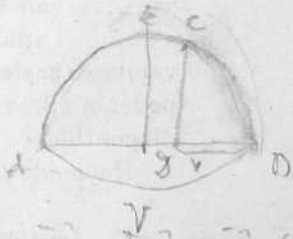
Sustituyendo los valores encontrados, en la expresión del trabajo útil, resultará

$$T_u = \frac{1}{2} M V^2 + M g h - \frac{1}{2} M (V - v)^2 - \frac{1}{2} M v^2 =$$

$$= M g h + M (V - v) v \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (18)$$

193. Máximo efecto útil teórico.—El valor del trabajo útil será el máximo en el caso de serlo el término

$$(V - v)\, v$$



ó lo que es lo mismo cuando

$$v = \frac{V}{2}$$

$CD = AB \cdot BD = (V-v) \cdot v$
$CB = (V-v) \cdot v \cdot v = \frac{V}{2} \cdot BE$

es decir, cuando la velocidad de la rueda sea la mitad de la que el agua posea al obrar sobre el receptor.

El valor que en este caso tendrá el trabajo útil, será

$$T_u = M g h + M \frac{V^2}{4} \ldots\ldots\ldots\ldots (19)$$

Comparado este valor con el de T_m, se ve desde luego que su segundo término es la mitad y que nunca, ni teóricamente considerado como estamos suponiendo, puede el trabajo útil alcanzar el valor del trabajo motor.

194. Si suponemos que la velocidad V del líquido sea debida á una altura de carga H, el valor anterior se convertirá en el

$$T_u = M g h + M \frac{2 g H}{4} = M g \left(h + \frac{H}{2}\right)$$

El trabajo motor tendría entonces por expresión

$$T_m = M g h + M g H = M g (h + H)$$

y como

$$h + \frac{H}{2} < h + H$$

venimos á deducir la misma consecuencia anterior, de no poderse aprovechar con este receptor todo el trabajo motor disponible.

Haciendo $H = o$ en las expresiones de T_u y T_m, se obtendrá

$$T_u = M g h = T_m$$

195. Resulta por consiguiente, que en el caso de ser nula la carga en el canal de llegada al receptor, se aprovecha

todo el trabajo motor. Pero el suponer nula la altura de carga, conduce á un valor cero, tanto para la velocidad de llegada del agua como para la del receptor y es evidente que en estas condiciones no se realiza trabajo ninguno.

La conclusión anterior que á tal absurdo conduce, nos enseña, sin embargo, que obtendremos mayor efecto util cuanto menor sea la altura de carga y por consiguiente la velocidad de la rueda; circunstancias que deberán examinarse muy detenidamente al tratar de establecer un receptor de este género.

196. Comparación del volumen de agua que llega al receptor y el comprendido entre dos paletas consecutivas.—Cuando las condiciones del trabajo que se ha de efectuar no exigen gran velocidad de la rueda, podrá aprovecharse mayor cantidad de trabajo motor, haciendo que la carga sobre el orificio de salida sea pequeña y dando á éste mayor anchura. De esta manera, como la energía comunicada por el agua á la rueda es pequeña y el mayor trabajo que ejercerá, será durante el tiempo que actúa por su peso, la velocidad de aquélla será pequeña y conseguiremos acercarnos más á las condiciones de máximo efecto útil. Pero si en todos los casos es de interés que se aproveche la acción de toda el agua que pasa por el orificio de salida, mucho más lo será en éste, en que la mayor parte de su trabajo se espera de la acción que por su peso ha de ejercer.

Si se representa por n el número de paletas de la rueda, por q el volumen comprendido entre dos consecutivas, su fondo y el canal circular y por μ el número de revoluciones de la rueda en $1'$, el volumen del agua que en $1''$ podrá admitir la rueda, tendrá por expresión

$$\frac{n \mu q}{60}$$

y si G representa el gasto del orificio, que podrá ser encontrado por las fórmulas ó tablas que se dieron á

conocer en el lugar correspondiente, habrá de verificarse á lo sumo

$$G = \frac{n \mu q}{60}$$

ó para mayor seguridad

$$G > \frac{n \mu q}{60}$$

197. Si al efectuar el cálculo del receptor, resultara no cumplirse esta condición, habría de disminuirse el valor de μ haciendo más pequeño el de la velocidad de la rueda; lo que se conseguiría haciendo que V fuese menor, á cuyo fin debe reducirse cuanto sea necesario la carga sobre el orificio de salida.

a—Tipo 1.º—***Ruedas de paletas planas.***

198. Descripción.—Consta esta rueda de un fuerte tambor de madera C (fig. 28) sólidamente unido por radios de hierro al eje O; á dicho tambor se unen convenientemente las paletas que van dirigidas en sentido de los radios; el espacio comprendido entre dos paletas consecutivas, está cerrado en su fondo por el tambor, dejando únicamente un pequeño orificio que permita la salida del aire al verificarse la entrada del líquido.

El eje descansa en sus coginetes colocados en dos sólidos muros de mampostería.

El canal S conduce el agua al receptor, verificándose la salida de aquélla por una compuerta, en cuya parte superior hay una pieza de fundición de forma parabólica, que guía

al líquido para que su manera de obrar sobre la rueda sea la conveniente.

199. **Modo de actuar.**—El motor, después de comunicar su energía á la paleta, continúa acompañándola en su movimiento, siendo pequeñas las pérdidas de agua, por la disposición del canal circular y de los muros laterales, que no permiten más que el juego preciso para que pueda efectuarse el movimiento de la rueda.

200. **Rueda de compartimientos de M. Marozeau.**—Una modificación ventajosa de este tipo de ruedas, consiste en dividir el espacio destinado á alojar el agua en tres compartimientos, por medio de planos perpendiculares al eje de rotación.

Dispuesta la compuerta de salida del motor de la misma manera, es decir, dividida en tres orificios que correspondan perfectamente á los compartimientos hechos en la rueda, el receptor podrá admitir en las avenidas toda la cantidad de agua, abriendo todos los orificios de la rueda y dejando que actúe en sus tres compartimientos.

Compréndese desde luego, que cuando la cantidad de agua que pasa por el canalizo sea pequeña, debe estar admitiendo su acción el compartimiento del centro; en condiciones ordinarias los dos laterales, y en las avenidas los tres. De este modo se conseguirá en todos los casos un perfecto equilibrio.

Experiencias practicadas por M. Marozeau con la rueda de su invención, han dado un valor de 0,80 para el rendimiento, en el caso de obrar el motor en los tres compartimientos.

b.—Tipo 2.º—***Ruedas de paletas poligonales.***

201. **Condiciones.**—Este tipo de ruedas se emplea en aquellos casos en que se desea obtener mayor efecto del peso que el motor ejerce, resultado que se obtiene al construir

la paleta poligonal, toda vez que con esta disposición, se impide la salida del líquido de la paleta, aprovechándose todo el que en ella se introduce para que obre por su peso.

La representada en la fig. 29 ha sido construída por M. Albin, y tanto la forma de sus paletas como la disposición especial dada á la corona en que se hallan montadas, la colocan en lugar preferente entre las comprendidas en el tipo que estamos considerando.

202. Descripción.—Las paletas están colocadas en sentido de los radios, conservándose rectas en las tres cuartas partes de su longitud y teniendo ligeramente inclinada la otra cuarta parte. Con esta disposición, además de cumplirse la condición antes expresada, se consigue que la emersión de las paletas al presentarse ante la compuerta se haga casi tangencialmente.

Sobre la corona *B* van montadas dichas paletas, y en ella están practicados orificios que permiten la salida del aire al entrar el agua en aquéllas. Concéntrica con ella existe otra corona *D*, dejando entre las dos un espacio vacío *C*. De esta manera la corona *D*, detendrá el agua que pudiera escaparse por los orificios practicados en la *B* para la salida del aire y obligándola á marchar por el espacio *C*, podrá volver á introducirse en las paletas por los mismos orificios y aprovecharse por consecuencia su efecto.

La rueda está rodeada, en un arco poco menor que un cuadrante, de un canal circular que se eleva hasta el canal de llegada, estando terminado en esta parte en una curvatura apropiada á la dirección que el agua debe seguir á su entrada en aquélla.

203. El canal de llegada termina cerca de la rueda en un marco, en el que se mueve una compuerta, cuyo borde inferior tiene una pieza de fundición *A*, con una curvatura tal, que complete con la que se ha dado á la terminación del canal, la forma y dirección necesarias para que la admisión del agua en la rueda se verifique convenientemente.

204. Modificaciones.—Esta rueda se ha modificado obedeciendo á la idea que presidió á la construcción de la de M. Marozeau, á cuyo efecto se ha dividido también en compartimientos que permiten obtener de ella el mayor efecto util, en aquellos casos en que la cantidad de agua que corra por el canal pueda ser variable.

c.—Tipo 3.º—*Ruedas de paletas curvas.*

205. Condiciones.—Las ruedas de paletas curvas exigen una construcción más esmerada que las que hasta ahora hemos descrito, siendo el hierro la única materia empleada en ellas. Su precio elevado hace que no se usen más que en aquellos casos en que no pudiéndose aprovechar el salto de agua con un receptor de distinta clase, sea preciso obtener el mayor rendimiento.

206. Descripción.—Sobre la corona van montadas las paletas *A* (fig. 30) de fundición, que se unen á ella por medio de otras piezas de su misma curvatura y que al mismo tiempo refuerzan las paletas, lo que es muy necesario por el ancho considerable que generalmente se les dá. Su curvatura se dispone de manera que cuando llegan á la parte más baja, su elemento inferior se encuentre próximamente vertical, para que la salida del agua se verifique con facilidad.

La rueda está colocada, como las ordinarias de paletas planas, en un canal circular de mampostería, terminado en su parte superior en una pieza de fundición sólidamente unida á él. Esta pieza tiene una forma curva de *cuello de cisne*, curvatura que es sabido tiene por objeto guiar el agua para que su introducción en la paleta se haga convenientemente. Por encima del cuello de cisne existen tres orificios de la misma magnitud, consiguiéndose con esta disposición que pueda marchar la rueda en vertedero ó por orificio cargado, según la posición en que se coloque la compuerta *I*.

207. Por último, la trasmisión del movimiento se efectúa por el engrane de una corona dentada, montada en la misma corona que sostiene las paletas, con una rueda dentada de mucho menor radio; trasmisión que proporciona la ventaja de obtener una gran velocidad, aunque sea pequeña la de la rueda.

208. **Rueda de M. Mary.**—Pertenece al mismo tipo que la anterior; variando solamente la forma de las paletas y del canal circular que aquéllas atraviesan durante el trabajo del agua.

Sólidamente unidas á la corona de la rueda van seis paletas, que en este receptor tienen la forma de cazoletas semiesféricas. El canal que conduce el motor desemboca en un punto más elevado que el eje de la rueda, continuando después concéntrico con ella hasta su punto más bajo y afectando una forma tórica.

Mediante esta disposición, las paletas obran como verdaderos émbolos, sobre los cuales, no solo ejerce su acción el agua contenida en cada cazoleta, sino también la que se encuentra en el canal comprendido entre dos consecutivas y que comunica á cada una la acción de su peso.

d.- Tipo 4.º—*Rueda Sagebien.*

209. **Condiciones de esta rueda.**—La rueda Sagebien, que lleva el nombre de su inventor, es de todas las ruedas hidráulicas conocidas, la que proporciona mayor rendimiento; el que se ha elevado hasta un 100 p°/₀ en experiencias practicadas con ella, con solo tomar para coeficiente del gasto un valor algo menor que el que correspondía al orificio que daba paso al agua.

No es esta únicamente la ventaja de este ingenioso receptor, pues las más principales consisten en que funciona perfectamente, bien sea con grandes ó con pequeños gastos de agua y que puede adaptarse á todos los saltos.

M. Sagebien, siguiendo con la mayor escrupulosidad las indicaciones de la teoría, ha tratado de hacer desaparecer en su rueda las dos causas que más principalmente influyen en la pérdida de trabajo motor; á saber, la energía perdida por el choque y la que se pierde al abandonar el agua á la rueda.

210. **Descripción.**—La construcción de ella difiere poco de las que hemos descrito, comprendidas en esta especie.

El agua llega al receptor después de pasar por encima de una compuerta sumergida *D*, (fig. 31) inclinada y situada tan cerca de la rueda como sea posible; la segunda compuerta *F*, colocada á cierta distancia y agua-arriba de la compuerta principal, tiene por objeto interceptar completamente el paso del agua y debe estar totalmente levantada cuando el receptor esté en marcha, para dejar circular el líquido con facilidad.

Las paletas están inclinadas de tal manera, que la que recibe el agua en la superficie del canal forme con esta superficie un ángulo de 45°; están además muy próximas y se sumergen en la masa fluída, que se presenta ante la rueda con un gran espesor y una pequeña velocidad.

Si la velocidad en la circunferencia exterior de la rueda y la del agua en el canal de llegada son iguales, el agua no chocará sobre la paleta y en virtud del ángulo con que están trazadas y de la igualdad de sus velocidades, descenderá el líquido del mismo modo que las paletas, es decir, sin velocidad inicial y el nivel se mantendrá constante en la rueda.

Marchando por consiguiente el receptor con una cierta velocidad, no puede recibir más agua que la determinada por el volumen correspondiente á la altura que ella alcanza en el canal de llegada. La rueda construída en estas condiciones, hace el oficio de un contador, por cuya razón ha recibido este receptor el nombre de *rueda compuerta*.

211. Veamos ahora la manera de verificarse la salida del líquido. Observando que el agua contenida entre dos paletas

consecutivas soporta por parte del líquido en que está sumergida una presión menor á medida que se vá elevando, y atendiendo también á que dada la inclinación de las paletas se favorece la salida á medida que éstas se acercan á la superficie libre del líquido, se comprenderá que el agua sale con más velocidad hacia la superficie que hacia el fondo del canal, es decir, de idéntica manera que se verifica la ley del movimiento del agua en los canales.

212. **Rendimiento** (*).—Tal es la disposición ingeniosa que M. Sagebien ha empleado en la rueda que lleva su nombre, que está señalada con justicia como uno de los receptores hidráulicos más ventajosos, pues su rendimiento oscila entre 0,80 y 0,90; no obstante lo cual, ofrece algunos inconvenientes que vamos á enumerar.

La rueda exige grandes dimensiones y una solidez tal, que pueda soportar el considerable peso del agua que gasta.

Como marcha con una velocidad muy pequeña, cuando las necesidades de la industria para que se haya establecido exijan una velocidad grande, será necesario montar trasmisiones de movimiento que absorberán una gran parte del efecto útil.

213. **Rueda doble de admisión lateral** (**).—La necesidad de disponer las paletas de manera que se sumerjan en el agua bajo un ángulo determinado, conduce, según la altura del salto, al primer inconveniente antes señalado de dar á la rueda un gran diámetro.

M. Sagebien ha modificado la rueda según indica la fig. 32, formándola de un doble sistema de paletas y haciendo que el agua obre lateralmente sobre las dos caras á la vez,

---

(*) No deberá llamar la atención que á pesar de haber obtenido en las condiciones de máximo efecto util para v el valor $\frac{V}{2}$, sea tan elevado el rendimiento de este receptor suponiendo $v = V$, si se tiene en cuenta que la rueda Sagebien no hace más que introducirse en la masa liquida á tomar su misma velocidad, obrando por consiguiente el agua de muy diferente manera.

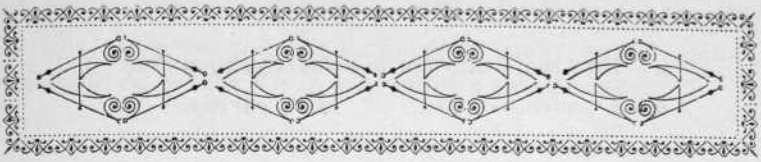
(**) Algunos atribuyen esta modificación á M. Delnest.

presentándose las paletas á la acción del agua en cada lado con la inclinación deseada.

El agua, antes de llegar á la rueda, se divide contra la parte superior del canal en *D*, y se regula la entrada por los costados, valiéndose de las compuertas *B*.

214. Esta modificación permite tomar el agua por encima del eje de la rueda y utilizar saltos de cinco á seis metros sin aumentar las dimensiones del receptor.

Por lo demás, los fenómenos se verifican de la misma manera que se han explicado anteriormente, y el rendimiento que produce oscila entre los límites antes señalados.



CAPÍTULO IV

3.ª ESPECIE.—Ruedas de corriente superior.

215. Carácter distintivo de estas ruedas.— Las diferencias entre esta especie y la que se acaba de estudiar, son que la entrada del agua se verifica en general por el punto más elevado de la rueda y que el agua, en vez de estar contenida entre las paletas, las paredes y el fondo de un canal circular, es alojada en verdaderas artesas; con lo que, como es natural, se aprovecha más la acción ejercida por su peso.

216. División.—Las muchas variedades de ruedas comprendidas en esta especie, se encierran en dos tipos diferentes, que describiremos por separado, después de hacer aplicación de la teoría general á la especie que se considera, y cuyos tipos están caracterizados por la forma de sus artesas. Haremos por lo tanto, la división, en los dos tipos siguientes:

a—1.er TIPO.—*Ruedas de artesas poligonales.*
b—2.° TIPO.— *Id.* *id.* *curvas.*

217. Dependiendo principalmente el efecto útil que estas ruedas proporcionan del tiempo que el agua esté introducida en la artesa, durante cuyo tiempo efectúa el trabajo correspondiente á su peso, y siendo aquél variable según que la velocidad de la rueda sea pequeña ó grande, consideraremos separadamente estos dos casos, para mejor hacer el estudio de su efecto útil.

218. 1.°—**Caso en que la rueda esté animada de pequeña velocidad.**—Partiendo como siempre lo hemos hecho de la ecuación general

$$T_u = T_m - \frac{1}{2} M (V'^2 + V''^2)$$

estudiaremos los valores que toman las cantidades que figuran en su segundo miembro.

El trabajo motor tendrá por expresión

$$T_m = \frac{1}{2} M V^2 + M g h = M g h' + M g h = M g (h' + h)$$

en cuyo valor h' expresa, según es sabido, la altura de carga sobre el orificio de salida que corresponde á la velocidad V y h la distancia vertical desde el punto de introducción del agua en la rueda hasta el punto más bajo de ella.

219. Dispuesta la toma de igual manera que se indicó en la especie anterior, las velocidades V y v están dirigidas en el mismo sentido, obteniendo para valor de la que se ha perdido en el choque

$$V' = V - v$$

220. Por fin, como el agua va contenida en las artesas, la velocidad con que abandona á la rueda, será sensiblemente la de ésta, y por lo tanto puede establecerse

$$V''=v$$

Sustituídos estos valores en la ecuación general, resultará efectuando operaciones

$$T_u = M g h + M v (V - v) \ldots\ldots\ldots\ldots (20)$$

221. **Máximo efecto útil teórico.**—El máximo efecto útil teórico se obtendrá cuando se verifique

$$v = V - v$$

ó lo que es lo mismo

$$v = \frac{V}{2}$$

valor que sustituído en la ecuación anterior, proporciona el de

$$T_u = M g h + \frac{M V^2}{4} = M g h + \frac{M g h'}{2} \ldots\ldots\ldots (21)$$

y que nos demuestra que nunca este receptor aprovecha todo el trabajo que recibe.

El valor de T_u sería igual al de T_m en el caso que

$$h' = o$$

puesto que entonces

$$T_u = T_m = M g h$$

y esa condición trae consigo la de

$$V = o$$

conclusión idéntica á la que hemos obtenido al discutir el efecto útil de las ruedas de corriente de costado y que razonando de la misma manera que allí se hizo, viene á demostrar que el efecto útil será tanto mayor cuanto menor sea la velocidad del motor y por consiguiente del receptor.

222. **Efecto útil práctico.**—Los resultados de la experiencia no están conformes con los deducidos al aplicar la fórmula (20), lo que depende principalmente de que el agua no está contenida en todo el trayecto h que hemos supuesto.

Las experiencias verificadas han venido á demostrar que el primer término del valor de T_u debe ser afectado de un coeficiente de corrección, cuyo valor es próximamente 0'78, con lo que la fórmula práctica tendrá por expresión

$$T_u = 0{,}78\, M g h + M v (V - v) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (22)$$

223. **2.º—Caso en que la rueda esté animada de gran velocidad.**—Al hacer el cálculo del efecto útil en el caso anterior, se ha supuesto que el derrame del agua no empezaba á efectuarse hasta que la artesa llegaba al punto más bajo de la rueda. Semejante hipótesis, muy admisible cuando el receptor está animado de pequeña velocidad, no lo es en el caso contrario, puesto que la fuerza centrífuga influirá notablemente en el derrame del agua, que en este caso se verificará antes de que las artesas lleguen al punto más bajo de la rueda.

224. Puesto que la diferencia entre el caso que se considera y el anterior, es debida exclusivamente á la influencia que en el trabajo producido por el peso del agua ejerce la velocidad de la rueda, los valores de las demás cantidades se conservarán iguales y se podrá, por consiguiente, partir de la ecuación allí encontrada

$$T_u = M g h + M v (V - v) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (20)$$

Investiguemos, por consiguiente, el valor que ahora toma el término Mgh.

El efecto que la fuerza centrífuga produce en el agua contenida en cada artesa es tal, que el volumen del líquido introducido en ella, recorre un cierto camino sin que se efectúe derrame alguno, y desde el momento en que éste empieza, la cantidad de agua vá disminuyendo progresivamente hasta que de la artesa haya salido toda ella.

Resulta, por consiguiente, que el trabajo ejercido por el peso, se compone de dos sumandos; uno constante, producido por el del agua introducida en la artesa, cuyo trabajo se efectuará en una distancia vertical medida desde el punto de introducción del agua, hasta aquél en que el derrame empiece á verificarse y otro variable, debido al peso de la cantidad variable de agua que la artesa contiene en todo el trayecto comprendido entre el punto donde el derrame empieza á efectuarse y aquél en que la artesa se ha vaciado completamente.

225. Si se representa por

G' —el volumen de agua introducido en cada artesa.

h_1 —la distancia vertical desde el punto de introducción del agua hasta el borde de la artesa que empieza á vaciarse.

G''—el volumen del agua contenida en una artesa cualquiera desde el momento en que el derrame ha empezado.

h_2 —la altura vertical contada desde el borde de la artesa que empieza á perder su agua, hasta el borde de la que ya la ha perdido toda.

n —el número de artesas de la rueda

μ —el número de revoluciones de la rueda en $1'$.

La cantidad de trabajo desarrollada por el peso del agua introducida G' durante su descenso en la altura h_1, será

$$1000\ G'h_1$$

y como en 1'' pasan por delante del orificio que da salida al motor $\frac{n\mu}{60}$ paletas, el trabajo efectuado en 1'', será

$$1000\,\frac{n\mu}{60}\,G'h_1$$

226. El trabajo elemental desarrollado por una de las artesas que vierten el agua, tendrá por valor

$$1000\,G''dh_2$$

y para toda la duración de su descenso desde el momento en que empieza el derrame hasta que no queda agua en la artesa, la cantidad de trabajo desarrollado por su peso será

$$1000\int G''dh_2$$

tomando esta integral entre los limites convenientes. (*)

Como el número de paletas que pasan en un segundo es $\frac{n\mu}{60}$, el trabajo de la pesantez por segundo será

$$1000\,\frac{n\mu}{60}\int G''dh_2$$

valores que sustituídos en la ecuación anterior, producen para el del trabajo útil

$$T_u = 1000\frac{n\mu}{60}\left(G'h_1 + \int G''dh_2\right) + Mv(V-v) \ldots\ldots (23)$$

(*) Obsérvese que G'' es función de h_2 y que el término $\int G''dh_2$ tomará la forma $\int f(h_2)dh_2$; cuya integral, según el valor de $f(h_2)$, podrá resolverse haciendo uso de los procedimientos exactos ó aproximados que el cálculo integral enseña. Los limites de esta integral serán relativos á la altura en que el derrame empieza á efectuarse y á la que corresponda cuando haya terminado aquél.

227. Método aproximado para efectuar el cálculo del efecto útil.—Las incógnitas que existen en el valor que se acaba de hallar para el efecto útil, son h_1 y la expresión

$$\int G'' dh_2,$$

incógnitas que podrían determinarse, teniendo en cuenta las circunstancias en que el derrame del agua se efectúa. Pero como las fórmulas que así se obtienen son muy complicadas para aplicarlas á la práctica, se puede hacer uso de métodos aproximados que vamos á exponer.

228. Tratemos primero de determinar h_1, lo que se conseguirá determinando la posición que ocupa una artesa en el momento en que el derrame empieza á verificarse.

Sabido es que cuando un líquido contenido en un vaso está animado de un movimiento de rotación al rededor de un eje horizontal, la curva generatriz de su superficie libre, es un arco de círculo cuyo centro está alejado del eje en una distancia igual á la relación que existe entre la aceleración de la pesantez y el cuadrado de la velocidad angular

$$\frac{g}{\omega^2}$$

expresando ω la velocidad angular de la rueda.

Por consiguiente, si con arreglo á escala se construye el perfil de la rueda (fig. 33), la relación anterior dará la distancia á que se encuentra del eje el punto Z, centro de las superficies curvas que el líquido afecta en cada artesa. Si pues, con centro en Z y con radios que sean iguales á las distancias de dicho centro á los bordes de aquéllas, se trazan arcos de círculo, éstos determinarán la curva que la superficie del líquido toma en cada artesa. El producto de

ancho de la rueda por la superficie que limitan el arco de círculo trazado, la corona interior, la cara y el fondo de la artesa, medirá el volumen de agua que cada una contiene, pudiendo determinarse de esta manera en qué artesa el volumen ocupado es menor que el de líquido introducido. Si el principio del derrame no corresponde á ninguna de las artesas trazadas, se describirán por encima ó debajo de aquélla que esté más próxima á esta posición, arcos de círculo que tengan Z por centro, tan próximos como sea la aproximación que se desee obtener y construyendo el perfil de la artesa correspondiente á cada uno de ellos, se determinará con suficiente exactitud la altura á que se encontraría el borde de la artesa cuando el líquido empieza á verterse. Si dicho punto es el a', la distancia vertical desde el punto a de introducción del agua al punto a', nos dará el valor de h_1 que se deseaba.

229. Basta, pues, encontrar el valor del término $\int G''dh_2$. Haciendo centro en Z y trazando por debajo del punto a' arcos de círculo concéntricos, podrá determinarse por tanteos y con tanta aproximación cuanto los procedimientos gráficos permiten, la altura á que se encuentra el borde de la artesa que no contiene ninguna cantidad de agua, que será aquélla en que el arco de círculo que pase por dicho borde, no intercepte superficie alguna en el interior de ella. Si dicho punto es el a'', la distancia vertical del punto a' al a'' dará el valor de h_2.

Dividiendo la altura h_2 en un número par de partes iguales; trazando por los puntos de división, horizontales hasta que encuentren á la circunferencia exterior de la rueda, y construyendo las curvas circulares de nivel que tienen su centro en Z, así como las artesas correspondientes á estos puntos, se podrán determinar los valores de los volúmenes de agua que cada artesa contiene. Designando los valores sucesivos de estos volúmenes por G_1, G_2, G_3.....y llamando m el número par de partes en que h_2 se ha dividido,

cada una de ellas será igual á $\frac{h_2}{m}$ y aplicando la fórmula de Simpsom se tendrá con suficiente aproximación

$$\int G''dh_2=\frac{h_2}{3m}\left\{G_1+2(G_3+G_5+....)+4(G_2+G_4+....)+G_{m+1}\right\}$$

230. En la mayor parte de las aplicaciones, es suficiente hacer $m=4$, con lo que quedará reducida la fórmula anterior á

$$\int G''dh_2=\frac{h_2}{12}\left\{G_1+2G_3+4(G_2+G_4)+G_5\right\}$$

y por último, observando que $G_1=G'$ y $G_5=o$, se tendrá

$$\int G''dh_2=\frac{h_2}{12}\left\{G'+2G_3+4(G_2+G_4)\right\}\ldots\ldots\ldots (24)$$

En la práctica será necesario emplear este procedimiento, cuando trazadas las superficies curvas del nivel que el agua toma en cada artesa, no sean sensiblemente horizontales.

231. **Rendimiento.**—Para terminar con lo que al efecto útil de esta clase de receptores se refiere, añadiremos que el rendimiento que pueden proporcionar, oscila entre 0,65 y 0,70 del trabajo motor.

a—1.er tipo.—***Ruedas de artesas poligonales.***

232. **Descripción.**— Los receptores comprendidos en este tipo, constan en general de un eje en el que van encastrados los rayos y montada sobre éstos una corona maciza,

que es á la que se unen sólidamente las artesas. El canal que conduce el agua á la rueda, está situado por encima de ésta, hallándose limitado por una compuerta, cuya elevación permite el paso de mayor ó menor cantidad de líquido. El fondo del canal afecta la forma parabólica (fig. 33) para que la introducción del agua en la artesa, se verifique de manera que no choque con la cara de ésta y vaya á ocupar directamente el fondo. El canal que dá salida al agua que ha trabajado en el receptor, presenta á poca distancia de éste, un resalto *r*; después del cual tiene una rápida pendiente, para que no pudiendo detenerse el agua, no presente la resistencia que de otro modo opondría al movimiento de la rueda.

233. Las artesas están situadas sobre la corona de la rueda y á una distancia tal, que la que exista entre los bordes de dos consecutivas, sea igual al espesor de la lámina de agua aumentado en un centímetro; no solo con el objeto de que toda el agua pueda alojarse en el interior de la artesa, sino también con el de permitir la salida del aire contenido en ella.

234. **Trazado de las artesas.**— Dividida la circunferencia exterior de la rueda en partes iguales, de manera que cada una de ellas sea por lo menos igual á la distancia que según hemos dicho debe existir entre los bordes de dos artesas consecutivas, se unirán los puntos de división *C, D, E*..... con el centro (fig. 34). Se toma la magnitud *D A* igual á la rectificación de uno de los arcos *D C*, dividiéndola en dos partes iguales en el punto *B*, y describiendo las dos circunferencias que pasan por los puntos *A* y *B*, se adopta para perfil de la artesa el *A B C*.

235. Algunos constructores modifican este trazado de manera que el fondo de la artesa sea el tercio de la separación *D A* entre la circunferencia exterior y la corona á que se unen las artesas.

236. **Disposición de Mr. Fairbairn.**—La fig. 35 demuestra la disposición adoptada por Mr. Fairbairn que permite

más fácilmente la salida del aire. Las artesas forman cuerpo con la corona por el intermedio de unas piezas *a*, quedando un cierto espacio entre cada una de estas piezas y el fondo de la artesa anterior, por cuyo espacio se verifica la salida del aire; haciéndolo después por los orificios *s* practicados en la misma corona de la rueda, cual se deduce de la simple inspección de la figura.

237. Para suprimir el derrame de las artesas, algunos constructores han ideado encerrar la rueda en un canal circular bastante próximo á ella, adoptando de esta manera una disposición igual á la que se explicó en las ruedas de corriente de costado.

238. Disposición de Mr. Duponchel.—Citamos para terminar, una disposición muy original ideada por Mr. Duponchel para el caso en que se cuente con un gran salto de agua. El autor divide la altura en dos partes iguales, montando sobre cada una de ellas, una rueda de corriente superior. Las dos ruedas se colocan, por consiguiente, una encima de otra, y se ponen en comunicación por medio de bielas y manivelas que aseguren su sincronismo. La rueda superior está alimentada directamente por el canal de llegada, y á la segunda la alimenta el líquido que abandona la superior; de donde se deduce que las artesas de la inferior están dispuestas en sentido inverso de las de la superior. Esta idea tan ingeniosa, ha sido poco generalizada, por lo complicada que es y la exactitud que exige el trazado de las artesas de la rueda inferior, para que admitan el agua que sale de trabajar en la superior.

b.—Tipo 2.º—*Ruedas de artesas curvas.*

239. Descripción.—Los receptores comprendidos en este tipo están constituídos en principio por los mismos elementos que los anteriores.

Constan, pues, en general, de un eje central, al que se unen los rayos que sostienen la corona sobre la que van montadas las artesas curvas, cuya corona está dentada para trasmitir el movimiento á una rueda de mucho menor diámetro, con lo que se consigue una gran velocidad. No existiendo, por consiguiente, diferencia esencial con los demás receptores, más que en lo que á la forma de las artesas se refiere, nos ocuparemos exclusivamente de estas últimas.

240. Trazado de las artesas.—Las artesas curvas se construyen de metal, dada la dificultad que la madera presenta á tomar la forma conveniente; siendo también de aquella materia, todos los elementos que constituyen los receptotes comprendidos en este tipo.

El trazado más apropósito para la artesa, sería aquél en que el último elemento de su pared exterior fuese tangente á la corona exterior ideal; pero como este trazado traería consigo un espesor muy pequeño en el extremo de la artesa que la debilitaría notablemente, se verifica de manera que dicho último elemento forme un ángulo de 10 grados con la circunferencia; consiguiéndose con esto retrasar notablemente el punto en que empieza á verificarse el derrame del agua.

241. Dividida la circunferencia de la rueda en tantas partes iguales como artesas ha de tener, se trazan los radios $l\,r$, $l'\,r'$..... (fig. 36); por los puntos l, l'..... se trazan las oblícuas $l\,n$, $l'n'$....., de tal manera que formen con los rádios, ángulos de 80° ó sea de 10° con las tangentes á la circunferencia exterior. Sobre estas oblícuas se toman magnitudes $l\,n$, $l'n'$,..... de tal manera que la distancia de los puntos n, n'..... á cada una de las oblícuas inmediatas, sea á lo más igual á la mitad del espesor de la lámina de agua que ha de admitir el receptor; por los puntos n, n'.... se trazan los radios $n\,o$, $n'o'$,..... que marcan el fondo geométrico de las artesas. Para terminar el trazado, se levanta en el punto l una perpendicular $l\,p$ á $l\,n$, sobre la que se

encontrará el centro de la gran curva $l\,q$, y continuando esta curva de manera que venga á ser tangente al radio $n\,o$ y á la circunferencia ó corona en que la artesa ha de ir montada, se termina el trazado de la artesa, que formará en su elemento extremo un ángulo de 10° con la circunferencia exterior ideal.

242. El elevado coste de estas ruedas que, como antes se ha indicado, se construyen exclusivamente de metal, se compensa en parte con el mayor rendimiento que porporcionan, por el retardo antes indicado en el derrame del agua de la artesa.

243. **Rosario hidráulico** (*).—Consiste este receptor en una cadena sin fin, compuesta de eslabones que se unen entre sí por medio de pasadores que les permiten adaptarse á las poleas de seis brazos a (fig. 37), entre los cuales se mueve la cadena.

El canal S que conduce el líquido, está situado inmediatamente debajo de la rueda superior; continuándose después en un tubo cilíndrico L, por donde pasan también los discos b montados perpendicularmente á los eslabones de la cadena. El agua ejerce su trabajo en este receptor por la acción del peso, obrando sobre cada uno de los discos. Este trabajo es muy sencillo de calcular, conocida que sea el área de los discos y la altura de caída del motor. Con tal disposición, el derrame se encuentra casi totalmente suprimido, haciendo que la diferencia entre el diámetro interior del tubo L y el de los discos, sea la extrictamente necesaria para que pueda verificarse el paso de éstos. En cambio las resistencias nocivas, aumentan por efecto de los rozamientos y cambios de dirección de las articulaciones.

244. Las pequeñas dimensiones en sentido horizontal que el rosario hidráulico tiene, le hacen muy recomendable en aquellos casos en que, disponiéndose de un gran

(*) La misma razón indicada en la cadena hidráulica de Roman, nos obliga á colocar en este lugar el receptor de que vamos á ocuparnos.

salto de agua, no exista un gran emplazamiento para el receptor.

245. La tabla núm. 15 podrá proporcionar datos suficientes para la elección del receptor más conveniente al trabajo que se haya de ejecutar, conocidos que sean la altura del salto y el gasto, deduciéndose directamente de ella, las demás cantidades que en la misma se indican. Insertamos esta tabla, no obstante el estudio comparativo que por separado hacemos de todos los receptores, para resumir con ella más facilmente cuanto es relativo á los comprendidos en esta clase.

ESTUDIO IV

1.er grupo de máquinas hidráulicas.

2.ª clase ó turbinas.

CUADRO DEL ESTUDIO IV

Preliminares		Carácter distintivo de la 2.ª clase de receptores. Su constitución. División en especies.
2.ª clase.... 1.ª especie..	**Turbinas centrífugas.**	Teoría general. Tipo 1.º Turbina simple ó de Fourneyrón. Id. 2.º Idem múltiple. Id. 3.º Idem de acción parcial. Id. 4.º Idem hidroneumática. Id. 5.º Idem de eje horizontal.
2.ª clase.... 2.ª especie..	**Turbinas centrípetas.**	Teoría de esta especie de turbinas. Tipo 1.º Turbina simple. Id. 2.º Idem múltiple. Id 3.º Idem de acción parcial. Id. 4.º Idem hidroneumática. Id. 5.º Idem de eje horizontal.
2.ª clase.... 3.ª especie..	**Turbinas paralelas...**	Teoría general. Tipo 1.º Turbina ordinaria ó de Fontaine. Id. 2.º Idem múltiple Id. 3.º Idem suspendida ó de Jonval. Id. 4.º Idem de acción parcial. Id. 5.º Idem hidroneumática. Id. 6.º Idem de sifón. Id. 7.º Idem invertida. Id. 8.º Idem de eje horizontal.
2.ª clase.... 4.ª especie..	**Turbinas mixtas.....**	Carácter distintivo. Tipos diversos.
Complemento á la teoría de las turbinas		Teorema de las turbinas semejantes Aplicaciones.

PRELIMINARES

246. Carácter distintivo de las turbinas.—Esta clase de ruedas se distingue de las que hemos estudiado con el nombre de *Ruedas hidráulicas*, por la condición de obrar el agua en las paletas constantemente en el mismo sentido; es decir, que si penetra por la circunferencia exterior, salga por la interior y recíprocamente.

Resulta de esta condición característica, una ventaja muy principal sobre las ruedas ordinarias; cual es la de no perderse gran parte del trabajo del agua, en el movimiento de retroceso que en aquellas tiene, al abandonar las paletas.

247. Otra diferencia esencial caracteriza á la mayoría de las turbinas, y muy principalmente á las que tienen el eje vertical. Es relativa á que el agua obra al mismo tiempo en la totalidad del contorno del receptor, con lo cual las presiones sobre el eje quedan perfectamente centradas.

La primera condición que hemos mencionado, es la que distingue á la especie de receptores que vamos á estudiar,

y será la que tomaremos en cuenta al hacer el estudio general de cada especie, incluyendo también en éste la segunda condición expuesta, ya que hace referencia á la mayoría de las turbinas, y toda vez que será muy sencillo pasar del caso en que reciba el agua en todo su contorno, á aquél en que haya de alimentarse solamente en una fracción de él. Otras variaciones existen, si bien no son de tanta importancia y relativas al modo de construcción, de las cuales habremos de tomar en consideración las más principales (*).

248. Constitución de las turbinas.—En principio, toda turbina está constituída de un modo análogo á las ruedas hidráulicas; constando por lo general de dos coronas, entre las cuales se halla dispuesto un cierto número de paletas cuya curvatura es la conveniente para proporcionar á la rueda el movimiento que se desea.

Pero si en la anterior clase de ruedas el agua pasaba directamente desde el canal á ellas, produciendo el consiguiente trabajo, en las turbinas no podría esto verificarse, dada la condición de obrar en varios puntos á la vez. Es indispensable, para conseguir este efecto, que el canal se fraccione; que se divida en otros parciales, desde cuyas extremidades pase el líquido á verificar su acción en las paletas. Esta división se consigue en todas las turbinas mediante la adición de un aparato llamado *distribuidor*, situado exterior ó interiormente á la rueda, ó bien á un costado de ella, y que se compone de un cierto número de canales, de curvatura opuesta á la que tienen las paletas; y que, comunicando todos con el canal de llegada, producen la división de la masa líquida que actuará á la vez en varios puntos de la turbina.

249. La forma y posición del distribuidor debe variar como es consiguiente, según sea el tipo de turbina que se considere, y caracteriza también á ésta, de la cual es un

(*) Según se ha dicho al tratar de las ruedas hidráulicas, desechamos la antigua clasificación, según la cual se llamaban turbinas á las ruedas de eje vertical; toda vez que la posición del eje no es la que caracteriza hoy día á esta clase de máquinas

elemento constituyente. Su descripción detallada se hará por lo tanto, al estudiar cada uno de los tipos que han de considerarse.

250. Diversas especies de turbinas.— Siguiendo la marcha que hemos establecido para el más perfecto estudio, debemos hacer una subdivisión en distintas especies; siendo la más conveniente, la referente á la posición relativa de los filetes líquidos que pasan á actuar sobre la rueda, y el eje de ésta.

251. Resultan las siguientes especies de turbinas:

1.ª ESPECIE.—*Turbinas centrífugas.*—Los filetes líquidos actúan perpendicularmente al eje de la turbina ó receptor, siendo el sentido del interior al exterior, ó sea del centro hacia la circunferencia.

2.ª ESPECIE.—*Turbinas centrípetas.*—La dirección es también perpendicular al eje del receptor; y el sentido, opuesto al anterior ó sea de la circunferencia al centro.

3.ª ESPECIE.—*Turbinas paralelas.*—Actúa el agua en dirección paralela al eje de la turbina.

4.ª ESPECIE.—*Turbinas mixtas*, en las que la marcha del líquido participa á la vez de las condiciones de las turbinas paralelas y de una de las dos anteriores, que por lo general, es la centrípeta.

CAPÍTULO I

1.ª ESPECIE DE TURBINAS.—Turbinas centrífugas.

252. Ecuación general de las turbinas centrífugas.— Antes de describir detalladamente los tipos diversos comprendidos en esta especie, se explicará la teoría de esta clase de turbinas, para la cual nos referiremos á la fig. 38, en la que la corona M representa la proyección del receptor, y N la del distribuidor; añadiendo que este último está fijo, y el primero gira al rededor del eje de rotación O. Las paletas de la rueda tienen una curvatura, marcada en la figura, y las del distribuidor están en sentido contrario á aquéllas. De este modo, el agua que penetra directamente en el distribuidor, es guiada por los pequeños canales fijos xx..... de los cuales pasa á actuar en las diversas paletas de la rueda ó receptor, saliendo por la circunferencia exterior de ésta.

253. Visto en principio el modo de obrar el agua en esta especie de turbinas, podrá observarse que al establecer la ecuación de trabajo útil, relativa á las ruedas hidráulicas

(párrafo 142) no se ha tomado en consideración el número de puntos sobre que el líquido debe actuar, y es, por lo tanto, independiente de la división en pequeños canales xx..... que según hemos dicho, es característica de las turbinas. No hay inconveniente, por lo tanto, en partir de la misma ecuación general ya encontrada para aquel caso, y que tiene la forma

$$T_u = T_m - \frac{1}{2} M (V'^2 + V''^2) \ldots\ldots (1)$$

Veamos cuáles son los valores de V' y de V'', así como el de T_m, para que sustituyéndolos en esta ecuación, pueda obtenerse el del efecto útil, que es el principal objetivo de nuestra explicación.

254. **Determinación de las velocidades.**—Sea $A\,B\,C$ la proyección de una de las paletas del distribuidor y de la correspondiente al receptor, que en un momento dado esté en presencia de aquélla. La tangente V_0 en la extremidad B de la curva AB que corresponde al distribuidor, representará la velocidad absoluta del agua al entrar en la rueda; cuya velocidad que llamamos V_0, debe ser resultante de la velocidad relativa u_0 y de la de arrastre v_0, que sabemos ha de ser tangente á la circunferencia de la rueda.

255. La determinación de la velocidad relativa de entrada del agua queda, por lo tanto, reducida al sencillo problema de encontrar una de las componentes u_0, dada la resultante V_0 y la otra componente v_0. Este problema se resolverá, según es sabido, por medio del paralelógramo de las velocidades, que en esta figura es el $B\,m\,K\,l$, en el cual $B\,K$ representa la magnitud y dirección de V_0.

Se deduce de él, tanto gráfica como analíticamente, la dirección y valor de u_0; debiendo indicar con respecto á la primera, que debe ser tangente al primer elemento de la paleta; en cuyas condiciones, que siempre se cumplen para una

turbina bien construída, se anula la velocidad perdida por el choque, dado que el agua entra tangencialmente al primer elemento de la paleta. Resulta que es cero el valor de V' á que hace referencia la ecuación general.

256. Aun en el caso de no serlo, que no tomamos en consideración por corresponder á una turbina de malas condiciones, podría encontrarse la forma que afecta el valor de V', toda vez que no es otra cosa que la proyección sobre la normal á la paleta, de la velocidad relativa u_0, que se obtiene del triángulo BmK y que está representada por

$$u_0 = \sqrt{V_0^2 + v_0^2 - 2 V_0 v_0 \cos\alpha} \ldots\ldots (2)$$

en la que α representa el ángulo conocido que forma las velocidades V_0 y v_0.

257. Conocido ya el valor de V' correspondiente á uno de los términos de la ecuación general, pasemos á determinar el que toma V'' ó sea la velocidad absoluta de salida, que constituye también una pérdida real del efecto útil.

Si se traza la tangente cd al último elemento de la paleta, ésta representará la dirección de la velocidad relativa de salida, que llamaremos u_1 y cuya magnitud cd supondremos conocida. Al mismo tiempo, la tangente cq á la circunferencia exterior de la rueda, representa la dirección de la velocidad de arrastre v_1, de magnitud cq, que también se supone conocida.

258. La absoluta V'' que trata de conocerse, podrá determinarse por medio del paralelógramo $cdeq$, cuya diagonal nos dá V'' y su expresión formular será

$$V'' = \sqrt{u_1^2 + v_1^2 - 2 u_1 v_1 \cos\varphi} \ldots\ldots (3)$$

en la que φ representa el ángulo que forma u_1 con la prolongación de v_1.

259. Veamos el valor que toma cada una de las cantidades que entran en esta fórmula, para que pueda deducirse el verdadero valor de V''. Mas antes de encontrarlo, y para justificar que se proceda de distinto modo que antes lo hemos hecho con V', obsérvese que V'' no puede anularse en modo alguno, aun en una turbina bien construída; pues para ello sería indispensable que se cumplieran las condiciones

$$\varphi = o \ldots\ldots\ldots u_1 = v_1$$

y es de todo punto imposible anular el ángulo φ, porque de hacerlo así, ó lo que es lo mismo, construyendo la paleta de modo que su último elemento fuese tangente á la circunferencia exterior de la rueda, no podría el líquido tener salida, é impediría el funcionamiento de la turbina.

260. No puede aceptarse, por lo tanto, como lo hemos hecho con V', el que se anule el valor V'', siendo preciso, como es consiguiente, tratar de determinarlo. Obsérvese para ello, que de las cantidades que entran en la fórmula de V'', nos representa v_1 la velocidad absoluta de la rueda en el punto C, y u_1 la relativa que lleva el agua al salir de la paleta.

Mas si v_1 es perfectamente conocida en función de la velocidad angular, (dato en general de la cuestión) y del radio correspondiente, teniendo por valor

$$v_1 = \omega\, r_1$$

no sucede lo mismo con u_1 cuyo valor vamos á encontrar en función de u_0 que ya se ha determinado.

261. A este efecto, nos valdremos de la idea relativa á la fuerza centrífuga, que caracteriza á esta turbina, y observaremos que el trabajo elemental desarrollado por dicha

fuerza, en una masa de agua, mientras recorre un trayecto dr, tiene por expresión

$$dT = M\omega^2 r dr$$

de la cual se deduce el trabajo total desarrollado por dicha masa M durante todo el trayecto en la paleta, por una integración entre los límites r_0 y r_1 que representan respectivamente los radios interior y exterior de la rueda, obteniéndose

$$T = M\omega^2 \int_{r_0}^{r_1} r dr = \frac{1}{2} M\omega^2 (r_1^2 - r_0^2)$$

262. La pérdida de fuerza viva durante el mismo trayecto, que como es sabido está comprendido entre las velocidades relativas u_0 y u_1 de entrada y de salida respectivamente, viene expresada por

$$\frac{1}{2} M (u_1^2 - u_0^2)$$

Igualando una y otra expresión, para hacer aplicación del teorema de fuerzas vivas, y despejando u_1 se obtiene:

$$u_1 = \sqrt{\omega^2 (r_1^2 - r_0^2) + u_0^2} \quad \ldots\ldots\ldots \quad (4)$$

y sustituyendo en vez de u_0 el valor encontrado anteriormente, resulta

$$u_1 = \sqrt{V_0^2 + \omega^2 r_1^2 - 2w V_0 r \cos\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (5)$$

Este valor de u_1, sustituído en la fórmula (3) que dá el de V'', nos proporciona el valor de la velocidad de salida, en función de cantidades conocidas; pudiendo por una nueva sustitución en la (1), obtener el efecto útil de la turbina.

263. Fórmulas simplificadas.—Mas en lugar de presentar estos complicados cálculos, que aunque no tengan dificultad alguna, no presentan carácter práctico, trataremos de encontrar una fórmula del efecto útil que sea sencilla y adaptable á los usos de la práctica.

A este efecto, póngase en evidencia en la fórmula (3), una de las condiciones de máximo efecto, única que puede cumplirse y que tratan de satisfacer los constructores de turbinas; esta condición á que nos hemos referido es

$$u_1 = v_1$$

Con esta hipótesis, la fórmula (3) se transforma en

$$V'' = \sqrt{2 v_1^2 (1 - \cos \varphi)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (6)$$

264. Como el objeto es poner este valor en función de cantidades que sean datos de la turbina, trátese de sustituir v_1 por otra expresión que cumpla con la condición antedicha.

Obsérvese para ello, que las velocidades lineales y los radios están ligados por las fórmulas

$$v_1 = \omega r_1$$

$$v_0 = \omega r_0$$

de las que se deduce inmediatamente

$$\frac{v_1}{v_0} = \frac{r_1}{r_0} \ldots v_1 = v_0 \frac{r_1}{r_0} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (7)$$

y sustituyendo este valor en el representado por la fórmula (6), toma ésta la forma

$$V''=\sqrt{2\,v_0^2\,\frac{r_1^2}{r_0^2}\,(1-\cos\varphi)}\,\ldots\ldots\ldots\,(8)$$

265. Así como en la fórmula (6) trató de sustituirse el valor v_1, trátese ahora de hacer lo mismo con el de v_0. La fórmula (5) nos dá el medio para ello, siempre que se pongan en ella en evidencia las condiciones

$$u_1=v_1=\omega\,r_1\ldots\ldots v_0=\omega\,r_0$$

Obteniéndose por elevación al cuadrado

$$v_1^2=V_0^2+v_1^2-2\,V_0 v_0 \cos\alpha$$

de la que se saca inmediatamente

$$v_0=\frac{V_0}{2\cos\alpha}=\frac{\sqrt{2\,g\,H}}{2\cos\alpha}\ldots\ldots\,(9)$$

266. Por fin, la combinación de las fórmulas (8) y (9) proporciona el valor

$$V''=\sqrt{g\,H\,\frac{r_1^2}{r_0^2}\,\frac{1-\cos\varphi}{\cos^2\alpha}}\ldots\ldots\ldots\,(10)$$

que cumple con las condiciones antedichas de venir en función de cantidades que son todas datos de la cuestión.

267. **Efecto útil.**—Esta fórmula nos dá el medio de encontrar la del efecto útil, por sustitución en la ecuación

general (1) tanto de ella como de la condición $V'=o$ que se realiza en toda buena turbina, obteniéndose

$$T_u = PH - \frac{1}{2} M V'^2 =$$

$$= PH \left(1 - \frac{r_1^2}{r_0^2} \frac{1 - \cos \varphi}{2 \cos^2 \alpha} \right) \ldots\ldots (11)$$

268. El examen de esta expresión nos indica que para obtener el mayor efecto útil posible, es indispensable hacer que los ángulos α y φ sean muy pequeños y que también lo sea la diferencia entre r_1 y r_0. Mas es natural que estas condiciones tengan sus límites, dependientes de las condiciones prácticas. En primer lugar, la diferencia de magnitudes de los radios está limitada por la condición de que las paletas tengan el suficiente desarrollo, con cuyo objeto se dá siempre á r_1 un valor que está comprendido entre $1'20\, r_0$ y $1'50 r_0$.

269. Con respecto á los ángulos α y φ, ha de indicarse que este último debe estar comprendido entre 20° y 30°, siendo muy variable el primero, según las condiciones de la turbina. Su valor depende inmediatamente de la ecuación condicional (9), de la que se deduce

$$\frac{v_0}{V_0} = \frac{1}{2 \cos \alpha}. \ldots\ldots (12)$$

La sustitución en esta fórmula, de los distintos valores de α, para deducir los que en su consecuencia tome la relación $\frac{v_0}{V_0}$, nos proporciona la idea de las magnitudes de aquél, para cada clase de turbinas. Así, cuando α está comprendido entre 0 y 30°, la relación $\frac{v_0}{V_0}$ lo está entre 0'50 y 0'577, en

cuyo caso están comprendidas las turbinas que marchan á pequeña velocidad. Por el contrario, las de gran velocidad exigen un ángulo α comprendido entre 45 y 60°, para los que resulta respectivamente, 0'707 y 1, el valor de $\frac{v_0}{V_0}$. Un ángulo α de 90°, nos proporcionaría un valor infinito para dicha relación; lo que no es admisible en la práctica, y por esta razón se toma como límite para las turbinas de gran velocidad, el de 60° ó uno muy aproximado á él.

270. **Fórmulas en función del ancho de la rueda.**— Puede ponerse en evidencia en la ecuación 11 del efecto útil, el valor relativo al ancho de la turbina y del distribuidor, con objeto de deducir las condiciones con que estas cantidades han de cumplir. A este objeto, obsérvese que por efecto de la permanencia del movimiento del agua en la turbina y por la incomprensibilidad del líquido, el gasto correspondiente al distribuidor, ó sea el volumen de agua que pasa por él en un segundo, es el mismo que el que sale en el mismo tiempo de la rueda.

Llamando G á dicho gasto, su expresión formular será

$$G = m\,A\,a\,V_0$$

en la cual, m representa el coeficiente del gasto, A el área de salida y a la altura ó ancho del distribuidor, cuyo valor es el que desea ponerse en evidencia en las fórmulas.

271. El área A de la sección de salida del agua, debe contarse en sentido normal al último elemento de los canales del distribuidor, y por esta razón su valor total vendrá representado por

$$A = K 2\pi r_0 \, sen\, \alpha$$

siendo K un coeficiente numérico que depende del espesor que tengan las paletas.

Según este valor, el que corresponde al gasto vendrá expresado por la fórmula

$$G = m K 2 \pi r_0 \, sen \, \alpha \, a V_0 \ldots\ldots (13)$$

272. Consideraciones análogas nos permiten obtener la fórmula que corresponde al mismo valor de G, considerado como volumen que sale de la rueda; pudiendo por lo tanto establecerse

$$G = m' K' \, 2 \pi r_1 \, sen \, \varphi \, b \, u_1 \ldots\ldots (14)$$

en la que las letras m', K' y b, tienen análoga significación con respecto á la rueda, que sus correspondientes del distribuidor.

273. Si al igualar las expresiones (13) y (14), se observa que el producto mK debe ser en general igual á $m'K'$, dado el modo de construcción de esta clase de receptores, se obtiene

$$r_0 \, sen \, \alpha \, a V_0 = r_1 \, sen \, \varphi \, b \, u_1 \ldots\ldots (15)$$

274. Recordando la condición $u_1 = v_1$ introducida en nuestras fórmulas y la ecuación (7), la anterior toma la forma

$$r_0 \, sen \, \alpha \, a V_0 = r_1 \, sen \, \varphi \, b \, v_0 \frac{r_1}{r_0} \ldots\ldots (16)$$

y combinada esta con la (12), nos proporciona

$$r_0 \, sen \, \alpha \, a V_0 = r_1 \, sen \, \varphi \, b \frac{V_0}{2 \cos \alpha} \frac{r_1}{r_0}$$

de la que se deduce inmediatamente

$$\frac{r_1^2}{r_0^2}\,\frac{1}{2\cos^2\alpha}=\frac{\operatorname{sen}\alpha}{\operatorname{sen}\varphi\cos\alpha}\,\frac{a}{b}\;\ldots\ldots\;(17)$$

275. Esta fórmula, en combinación con la (11), nos dá una nueva expresión del efecto útil, de la que pueden deducirse con respecto á a y b análogas consecuencias á las obtenidas para r_1 y r_0; cuya fórmula, que todavía podría simplificarse por consideraciones exclusivamente trigonométricas, no apuntamos para no complicar los cálculos, toda vez que en las aplicaciones tiene un uso más frecuente la (11), á la cual habremos siempre de referirnos.

276. Rendimiento.—El rendimiento de esta especie de turbinas se deduce inmediatamente de la fórmula (11), dado el valor PH de T_m que aparece en evidencia en ella; con lo que la expresión que se busca tomará la forma

$$R=\frac{T_u}{T_m}=1-\frac{r_1^2}{r_0^2}\,\frac{1-\cos\varphi}{2\cos^2\alpha}\;\ldots\ldots\;(18)$$

Esta fórmula viene en función de los datos de construcción de la turbina, y deberá aplicarse siempre que se trate de encontrar R directamente. Mas cuando con anterioridad se hayan determinado los valores de las velocidades, será más conveniente aplicar otra fórmula más sencilla que se deduce directamente de la ecuación general (1), después de eliminar el valor de V' que, como hemos dicho, se anula en toda buena turbina. Según ello, el rendimiento toma la forma

$$R=\frac{T_u}{T_m}=\frac{PH-\frac{1}{2}MV''^2}{PH}$$

y sustituyendo $\frac{P}{g}$ en vez de M, haciendo reducciones y poniendo por fin en vez de $2gH$ su valor V_0^2, se deduce

$$R=1-\frac{V'^2}{V_0^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (19)$$

277. Como es natural, el rendimiento teórico deberá afectarse de un coeficiente de corrección para obtener el rendimiento efectivo del receptor. Dicho coeficiente está comprendido entre 0'80 y 0'90 según las condiciones de la turbina, y debe tenerse en cuenta siempre que se trate de hacer los cálculos relativos á un receptor de esta naturaleza, análogamente á lo que se ha hecho en la otra especie de receptores hidráulicos.

278. Dados los valores que hemos indicado debe tener el ángulo α, deducidos de la fórmula (12), podrá observarse al examinar la expresión (18) del rendimiento, que este es mayor en las turbinas de pequeña velocidad, para las cuales dicho ángulo α está comprendido entre 0° y 30°, que en las de gran velocidad en que llega á valer 60°. Tanto es así, que hechos los cálculos numéricos para turbinas de las dimensiones que ordinariamente suelen dárseles, resulta para las 1.as un rendimiento real de 0'70 á 0'75, mientras que solo es de 0'58 á 0'62 para las de gran velocidad.

279. **Cálculo gráfico.**—Sencilla es la investigación gráfica del valor de la velocidad u_0, como se ha dicho en el párrafo 255; la que sirve, según las fórmulas encontradas, para hallar el valor de las demás cantidades. Para proceder con el debido orden, presentamos en la fig. 39 la construcción de todos los valores interesantes de una turbina de esta clase, que comprenden las velocidades diversas y el rendimiento. Es la forma más simple que puede darse al

cálculo gráfico, bastando su inspección para poder practicarlo al hacer una aplicación determinada (*).

280. Empezando por el triángulo 0 — 1 — 2 trazado con los datos conocidos V_0, v_0 y α (se supone una turbina construída, para un salto de agua dado y velocidad angular determinada) se obtiene en 1—2 el valor u_0 de la velocidad relativa de entrada del agua en la paleta.

Al deducir de éste el valor de u_1, hay que valerse de una construcción auxiliar, empleando la fórmula (4) que puede ponerse bajo la forma

$$u_1^2 = u_0^2 + (v_1^2 - v_0^2) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (20)$$

y al construir esta expresión, deben utilizarse las auxiliares siguientes:

$$u_1^2 = u_0^2 + x^2$$

$$x^2 = u_1^2 - u_0^2 = (v_1 + v_0)\,(v_1 - v_0).$$

Hállese el valor x por la circunferencia de radio $oa = v_1$ (cantidad conocida por ser igual á ωr_1) y la perpendicular 2—b; y de ésta se deducirá u_1 por medio del triángulo rectángulo 1—2—3 que dá 1—3$=u_1$ (**).

El valor hallado en 1—3 sirve de base para encontrar V'' por medio del triángulo 1—3—4 en el que son conocidos φ, u_1 y v_1; hallando V''=3—4.

281. Para encontrar, por fin, el valor del rendimiento, se construirá gráficamente la expresión (19) á la que puede dársele la forma

(*) Hemos hecho diversas aplicaciones confrontando con los resultados numéricos que proporcionan las fórmulas, habiendo obtenido diferencias insignificantes para los usos prácticos.

(**) Hemos marcado con lineas seguidas todos los valores útiles; con trazos y puntos los auxiliares, y con trazos las lineas que sirven exclusivamente para la construcción.

$$z^2=R=\left(1+\frac{V''}{V_0}\right)\left(1-\frac{V''}{V_0}\right)=(1+y)(1-y) \ldots\ldots\ldots (21)$$

Constrúyase en 1.er lugar el valor de y, tomando el valor conocido de V_0 en 3—5, y otro igual á la unidad de la escala en 5—6, obteniéndose y=6—7 por medio de las paralelas 4—6 y 3—7. Se deducirá de y el valor $z=\sqrt{R}$ valiéndose de la circunferencia de radio 6—5 igual á la unidad, (*) y de la perpendicular 7—8 que representa dicho valor de z y por fin, de éste el de R, tomando 7—9 igual á la unidad y trazando á 8—9 la perpendicular 8—10 que nos proporciona en 7—10 el valor que se busca, como puede comprobarse *á posteriori*.

282. **Diversos tipos de turbinas centrífugas.**—Explicada la teoría de las turbinas centrífugas, pasemos á la descripción de los tipos más principales de ellas, en los que pueden considerarse comprendidas la multitud de formas actualmente en uso. Estos tipos serán los siguientes:

a—TIPO 1.º—*Turbina simple de Fourneyron.*
b—TIPO 2.º—*Turbina múltiple.*
c—TIPO 3.º—*Turbina de acción parcial.*
d—TIPO 4.º—*Turbina hidroneumática.*
e—TIPO 5.º—*Turbina de eje horizontal.*

Mas téngase presente que todos ellos derivan del primitivo ó turbina de Fourneyron, que es el que ha dado carácter á esta especie de receptores, generalizando la idea relativa á la acción centrífuga del agua.

(1) Nótese que en nuestra figura, la unidad marcada en 6—5 es treinta veces mayor que la que nos ha servido hasta este momento. Esta multiplicación de la unidad, es necesaria en el cálculo gráfico, dada la pequeñez que en otro caso nos hubiese resultado para y. Téngase así en cuenta para el resto de la figura, con objeto de referir la magnitud absoluta de R á la nueva unidad.

a—Tipo 1.º—*Turbina simple de Fourneyron.*

283. Partes de que se compone.—Refirámonos para su explicación, á la figura 40, y con objeto de facilitar su inteligencia, dividiremos el mecanismo en los tres principales elementos que lo constituyen; á saber, rueda, platillo distribuidor y compuerta reguladora.

284. Rueda.—Está representada en corte y marcada con las letras *abcd a'b'c'd'*. Se compone de dos coronas de fundición *abb'a'* y *cda'c'* que están unidas entre sí por paletas curvas de forma cilíndrica proyectante de dichas coronas, y cuya dirección es la marcada en la proyección horizontal; siendo su primero y último elemento, determinados en la forma que en la teoría se ha indicado. Esta rueda ó receptor propiamente dicho, está unida al eje principal del aparato formando cuerpo con él, por medio de un casquete esférico *dd'*, y dicho eje E, se encuentra apoyado sobre una rangua de elevación *H*, cuya maniobra se verifica desde el piso del taller por el intermedio de la palanca *K* y vástago vertical *K'*.

285. Distribuidor.—Consta de un platillo *ee'e''e'''* de radio exterior un poco menor que el interior de la rueda, unido invariablemente á un eje hueco *N* que á su vez está fijo al piso del taller. En el interior del cilindro hueco *N*, gira con libertad el eje principal *E* de la rueda, al cual guía aquél en su movimiento, preservándole á la vez de la acción del agua. Al platillo van unidas unas paletas ó directrices fijas, de curvatura marcada en la proyección horizontal, siendo la dirección de su último elemento la que se ha indicado en la teoría de esta especie de turbinas. Para la más facil construcción, no terminan todas en el eje hueco, y solamente la mitad de ellas, según está marcado en dicha proyección horizontal.

Por fin, y ya que los pequeños canales constituídos por cada dos de estas directrices han de dar paso al agua, mo-

dificando la dirección vertical que ésta trae para sustituirla por la horizontal con que ha de actuar sobre la turbina, se redondea la unión del platillo con el eje hueco, según se marca en la figura, con lo que el cambio de dirección del agua no se verifica de un modo tan brusco.

286. Compuerta reguladora.—Es una corona cilíndrica generalmente de madera, que por medio de unas varillas que se elevan hasta el piso del taller, puede subirse más ó menos á favor de los convenientes mecanismos que produzcan dicho movimiento á las referidas varillas. La compuerta penetra en el espacio comprendido entre rueda y distribuidor, y para que la obturación sea más completa, lleva unos rebajos ó entrantes en que encajan los bordes de las directrices de este último, cerrando por completo el paso del agua á la rueda, cuando aquélla se ha bajado suficientemente.

Según las diversas elevaciones que tenga, resultará más ó menos grande la sección de entrada del agua, con lo que se gradúa el trabajo que debe verificar el receptor.

287. Disposición del conjunto y trabajo de la turbina. —Fijo el distribuidor al piso del taller, y debiendo el agua pasar desde él á la rueda, no debe permitirse otra entrada al líquido; á cuyo fin, el canal de llegada ó caz, representado en la figura, termina por un cilindro metálico *M M* rebordeado en el piso del canal, y cuyo borde inferior llega hasta el platillo superior de la rueda, dejando solamente un pequeño juego para que ésta gire con entera libertad y no existan rozamientos. De este modo, el agua es guiada por este cilindro ó verdadero pozo, y pasando por las canales del distribuidor, actúa en la rueda, de la que pasa definitivamente al canal de desagüe.

288. Como es natural que parte del líquido ha de escaparse por el juego que queda entre rueda y distribuidor disminuyendo el efecto útil, debe procurarse al menos que exista el menor número de causas que tiendan á producir efecto nocivo. Una de ellas sería debida á que acumulándose el agua que no trabaja, en el casquete inferior de la rueda,

produciría remolinos y rozamientos considerables. Para evitarles se hacen unos orificios á dicho casquete, los que hemos marcado en la figura con las letras x x'.

También contribuye á disminuir el efecto nocivo la curvatura de que hemos hablado entre platillo y eje hueco, que evita los cambios bruscos de dirección, y la que se le dá también con el mismo objeto á la compuerta, abocinando por decirlo así, la entrada del agua en la rueda, para que los efectos de contracción sean menores.

Por fin y con el mismo objeto de evitar en lo posible la contracción, se suele abocinar también la rueda, dando forma cónica á los platillos superior é inferior, como se representa en corte en la figura 41.

No obstante todos estos cuidados, existe siempre la consiguiente pérdida de trabajo, tanto por los escapes de agua como por los remolinos y choques del líquido en el interior de la rueda.

289. Es de observar, al hacer aplicación de las fórmulas 11 y 18, que nos dan respectivamente el valor del efecto útil y del rendimiento, que para encontrarlas se ha supuesto que el agua en el canal de salida ó socaz, esté enrasando el borde superior de la rueda, ó lo que es lo mismo, que ésta se halle completamente sumergida en el agua de salida. Si otra cosa sucediera como se indica en la fig. 41, habría que restar del salto total H la altura h de la rueda sobre dicho nivel, y la fórmula 11 afectaría la forma

$$T_u = PH(1-k) - Ph$$

en la que para simplificar, hemos llamado k á la relación

$$\frac{r_1^2}{r_0^2} \; \frac{1-\cos\varphi}{2\cos^2\alpha}$$

Dicha fórmula se transforma fácilmente en la siguiente:

$$T_u = PH\left(1 - k - \frac{h}{H}\right) \ldots\ldots\ldots\ldots (22)$$

y de este modo, la del rendimiento vendrá expresada por

$$R = 1 - k - \frac{h}{H} \ldots\ldots\ldots\ldots (23)$$

290. Se deduce de esta aplicación que la pérdida que se experimenta en el rendimiento, será tanto mayor cuanto mayor sea la relación $\frac{h}{H}$, pudiendo por lo tanto establecerse como principio general, que es conveniente que la turbina trabaje completamente sumergida, y que esto será tanto más ventajoso cuanto más pequeño sea el salto de que se disponga.

b—Tipo 2.º—*Turbina múltiple.*

291. Inconvenientes de la turbina ordinaria.—No hemos mencionado uno de los inconvenientes que presenta el anterior tipo de rueda, que sirve de base para la modificación que se conoce con este nombre. Se refiere dicho inconveniente á la notable disminución que experimenta el rendimiento, cuando la compuerta se abre parcialmente. Con efecto, en este caso, y refiriéndonos también á la fig. 41, se observa que el agua no puede ser guiada por la totalidad de las paredes que forman la artesa propiamente dicha; sino que, sufriendo una contracción á su entrada en la rueda, y encontrando un espacio vacío de mayor volumen que el que corresponde á la cantidad de agua que entra, chocará contra

la pared superior en la forma que en dicha figura se indica, y se producirán remolinos y choques sucesivos que perturbando el movimiento relativo del líquido, proporcionarán notables pérdidas de trabajo.

292. Descripción de la turbina múltiple.— Se evita este inconveniente dividiendo la turbina por medio de diversas coronas, en varios compartimientos cuyas alturas correspondan á las que pueda tener la compuerta en los diversos trabajos que deban ejecutarse, cuya modificación se halla representada en la fig. 42. Se vé claramente por su simple inspección que en la posición que tiene la compuerta, obra el agua solamente en el compartimiento inferior, en las mismas condiciones que obra en una turbina ordinaria de menor gasto, llenándose por completo dicho compartimiento, y evitándose los remolinos, choques y consiguientes pérdidas de trabajo de que antes hemos hecho mención.

Resulta la turbina dividida en otras varias de menor cabida ó gasto, y se aumenta el rendimiento por el concepto indicado; si bien existe al mismo tiempo una disminución debida al mayor peso muerto que en este caso tiene el receptor. Se obtiene, efectivamente, un aumento, si bien no es tan notable como pudiera creerse al observar á la ligera la naturaleza de la modificación que hemos expuesto.

c—Tipo 3.º—*Turbina de acción parcial.*

293. Carácter distintivo de este tipo.—Cuando por circunstancias especiales de la instalación pueda aumentarse el volumen del receptor, será más conveniente procurar para la compuerta una maniobra distinta de las anteriores, haciendo que los orificios de entrada del agua, en vez de abrirse de abajo á arriba, como sucede en los tipos anteriores, lo hagan lateralmente.

294. Descripción.—En este caso, representado en la figura 43, la misma compuerta hace el servicio de distribuidor,

á cuyo fin está compuesta de cuatro ó más compartimientos; siendo iguales entre sí los que se hallan diametralmente opuestos. Los A y A' obturan por completo los orificios de entrada, y los B y B' están provistos de curvas conductrices que dejan paso al líquido. Dos diafragmas fijos ab y $a'b'$ permiten aumentar ó disminuir el número de orificios que reciben la acción del motor, bastando á este fin proporcionar por un mecanismo cualquiera, un movimiento de rotación al conjunto $AB\,A'B'$ ó sea á la compuerta reguladora. La acción de ésta es tal, que cuando los trozos conductores B y B' se hallen en presencia de los diafragmas ab y $a'b'$, no habrá entrada de agua en el receptor, y se irán descubriendo dos á dos las diversas artesas, verificándose siempre este efecto con las diametralmente opuestas, como es conveniente para que las presiones sobre el eje queden perfectamente centradas.

295. Ventajas é inconvenientes.—Se comprende que con este sistema, el trabajo máximo de la turbina corresponde solamente al caso de recibir el agua en la mitad de su contorno, y se necesita por lo tanto que aquélla pueda tener un volumen mucho mayor que el de las turbinas ordinarias, siendo éste un inconveniente que la hace aplicable exclusivamente en casos determinados, para aprovechar la ventaja inherente á este sistema y que consiste en impedir los choques y remolinos de que se ha hablado en el primer tipo, y como consecuencia la pérdida de trabajo inherente á ellos.

d—Tipo 4.º—*Turbina hidroneumática.*

296. Inconvenientes que se evitan con las turbinas hidroneumáticas.—Aparece un nuevo inconveniente al examinar las condiciones en que se verifica el trabajo en el tipo anterior. Consiste en que, al marchar la turbina completamente sumergida, y no recibir el agua más que la mitad de sus paletas, todas las que no están expuestas á la

acción del líquido que procede del canal de llegada, lo estarán á la del contenido en el pozo donde se mueve el receptor que comunica con el canal de desagüe. El agua de él se introducirá en las paletas libres y producirá en ellas una contra-presión que habrá de disminuir notablemente el trabajo.

297. **Hidroneumatización.**—Este efecto se evita por medio de la *hidroneumatización* que puede aplicarse á todas las turbinas, y que consiste en colocarlas bajo una campana en la que se inyecta aire por medio de una bomba movida por el mismo receptor, hasta que dentro de la campana exista una presión tal, que haga descender al líquido lo suficiente para que la turbina trabaje fuera de su acción. Es verdad que con este procedimiento, se precipitará también el aire comprimido en las artesas que quedan libres; pero también es cierto que la contra-presión que de este modo se produzca, será insignificante y nunca comparable á la obtenida por la entrada del agua.

298. Resultan definitivamente condiciones muy ventajosas para esta disposición de las turbinas, al haberse evitado los inconvenientes inherentes á todos los tipos anteriores, conservando las mismas ventajas que si trabajasen sumergidas; si bien puede presentarse como única objeción el aumento en el coste del receptor, que limita notablemente las aplicaciones que suelen hacerse de las turbinas hidroneumáticas.

e—Tipo 5.º—***Turbinas de eje horizontal.***

299. **Casos en que se emplean.**—Este tipo de turbinas, el más moderno entre todos los que hemos presentado, se aplica principalmente en los casos de muy elevados saltos, en que el agua es conducida al receptor por medio de una cañería de carga. No obstante esto, puede aplicarse también para pequeños y medianos saltos, si bien no resultan

entonces las grandes ventajas inherentes á esta disposición, siendo la principal las reducidas dimensiones del receptor, y la facilidad de instalación.

300. Descripción.—Se la representa en la fig. 44. La turbina propiamente dicha *A*, tiene la misma forma que las ordinarias, estando sus paletas trazadas de igual manera. El distribuidor *B*, que está fijo, comprende solamente una fracción de la circunferencia de la rueda, que suele estar comprendida entre $\frac{1}{8}$ y $\frac{1}{5}$, teniendo también sus paletas conductoras análogo trazado que las correspondientes á las turbinas ordinarias. La compuerta *C* es circular y está aplicada á los orificios de entrada del distribuidor, proporcionándole su movimiento por medio de un piñón *D* y cremallera circular *D'*, el que suele llevar al exterior una aguja indicadora para marcar el número de canales distribuidores que se encuentran abiertos. El árbol horizontal de la turbina se halla montado sobre coginetes ordinarios, y la entrada del agua se verifica por medio de la cañería de carga *M* que termina en la pieza abocinada *N*, de la que pasa directamente al distribuidor.

301. Se comprende que esta turbina no debe trabajar sumergida, á no ser que recibiera el agua en todo su contorno, además del inconveniente que resultaría para los coginetes. Mas, como según hemos dicho, su aplicación casi exclusiva es para grandes saltos y cañería de carga, no hay inconveniente en que trabaje completamente libre, perdiendo con ello una fracción insignificante de la carga ó salto total, cuya influencia sobre el rendimiento es inapreciable. Su naturaleza la hace á propósito para estar montada en el mismo taller, y á este fin se rodea la rueda con una cubierta ó verdadera campana que obtura por completo el pozo de desagüe. De este modo están á la vista los coginetes y maniobra de la compuerta, y se hace más fácil el reconocimiento del receptor, que puede desmontarse con suma comodidad, dadas las reducidas dimensiones que pueden dársele.

302. Aplicación de las fórmulas á este tipo de turbinas.—Todas las ecuaciones que hemos presentado, son aplicables á las turbinas de eje horizontal, exceptuándose solamente las 13 y 14 que se refieren á la cantidad de agua que actúa sobre la turbina ó gasto de ésta, siendo sumamente fácil la modificación que éstas experimentan por no recibir el agua en todo su contorno. Mas esta modificación en nada afecta á las relaciones anteriores ni á las subsiguientes, deduciéndose todos los valores incluso el rendimiento por las mismas fórmulas, que corresponden por lo tanto al mismo tipo de turbinas; resultando próximamente el mismo rendimiento que el que corresponde á los tipos más perfeccionados de eje vertical.

CAPÍTULO II

2.ª ESPECIE DE TURBINAS.—Turbinas centripetas.

303. Idea fundamental.—La idea que preside á esta especie de turbinas es relativa al modo de actuar el agua, inverso del correspondiente á las centrífugas, en las cuales la entrada se verificaba por la parte interior de la rueda, teniendo lugar en éstas por la circunferencia exterior, y dándola salida por la parte interior.

304. La simple inspección de la fig. 45 nos hace ver las diferencias características que hemos indicado. *A*, es el platillo fijo ó distribuidor, provisto de las correspondientes curvas conductrices, y *B*, es la rueda propiamente dicha, cuyas paletas tienen también curvatura contraria á la de las curvas del distribuidor. El agua sigue la dirección *m n p* marcada por las flechas, escapando por la parte interior de la rueda, al pozo que comunica con el socaz ó canal de salida.

Como puede observarse, el sistema de turbinas centrípetas presenta algunas ventajas sobre las centrífugas, puesto que la salida del agua se verifica por el punto donde la rueda tiene menos velocidad absoluta.

Además, el receptor adquiere en cierto grado, la propiedad de ser auto-regulador.

En efecto, si por una repentina disminución de las resistencias, tiene tendencia á acelerarse, la fuerza centrífuga se incrementa y se opone al movimiento del agua hacia el centro, tendiendo, por lo tanto, á disminuir el trabajo.

Por el contrario, en la turbina centrífuga, esta facultad de regularización se encuentra reemplazada por un aumento en las irregularidades.

305. Teoría de las turbinas centrípetas.—La teoría de las turbinas centrípetas, se establece de idéntico modo que la correspondiente á las centrífugas, resultando idénticas fórmulas y pudiendo deducir también de ellas idénticas consideraciones. Mas pudiera parecer que habrían de experimentar alguna variación las fórmulas 4 y 5, al considerar que si en las turbinas centrífugas el radio r_0 correspondiente al punto de entrada del agua era menor que el r_1 de salida, en las centrípetas, el r_0 correspondiente á la entrada ó punto n de la fig. 45, es por el contrario mayor que el r_1 correspondiente al punto p de salida. Resultará, como es consiguiente, $v_0 > v_1$; mas siendo idénticos los razonamientos que presiden al establecimiento de dichas fórmulas, la misma forma habrán de afectar éstas (*) quedando la (4) expresada de igual manera por la expresión

$$u_1 = \sqrt{\omega^2 (r_1^2 - r_0^2) + u_0^2} \ldots\ldots\ldots (4)$$

Al examinarla, y tener en cuenta las observaciones

(*) Deben repetirse por el alumno todos los cálculos hechos en las turbinas centrífugas, y establecer de nuevo las correspondientes fórmulas.

anteriores, se deduce inmediatamente, que para las turbinas centrífugas, por ser $r_1 > r_0$, resultará

$$u_1 > u_0$$

y en cambio para las centrípetas en que $r_0 > r_1$, resulta

$$u_1 < u_0$$

306. He aquí una ventaja positiva inherente á esta clase de turbinas, cuya idea hemos indicado ya en principio, y que se verá claramente al observar las fórmulas correspondientes á la velocidad V'' de salida, bastando examinar la (6) para comprender que debe ser menor en este caso el valor de V'', disminuyendo con esto la pérdida del efecto útil y aumentando algún tanto el rendimiento.

307. Con respecto á los valores de los ángulos α y φ, así como los que deben tener los radios r_0 y r_1, indicaremos que aquéllos suelen estar comprendidos entre los mismos límites que corresponden á las turbinas centrífugas, variando solamente cuanto es relativo á las magnitudes de los radios, para los cuales debe verificarse que r_0 esté comprendido entre $1'5\, r_1$ y $2\, r_1$.

308. **Cálculo gráfico.**—La fórmula (4) que hemos mencionado expresa la única variación que debe hacerse al practicar el cálculo gráfico de la turbina centrípeta. Con efecto, en lugar de la forma que á dicha fórmula (4) habíamos dado presentándola cual indica la expresión (20), debe establecerse en la forma

$$u_1^2 = u_0^2 - (v_0^2 - v_1^2) \quad \ldots\ldots\ldots\ldots \quad (20')$$

con lo que la variación se refiere exclusivamente á la construcción de esta expresión.

309. Representamos en la fig. 46 el cálculo relativo á una turbina centrípeta, en la forma más simple que puede presentarse, si bien por la identidad de las consideraciones nos dispensamos de nueva explicación. Basta estudiar la figura por el orden que marcan los números, fijándose en la diferencia relativa á la fórmula (20'), al construir la cual, se utilizarán las auxiliares siguientes:

$$u_1^2 = u_0^2 - x^2$$

$$x^2 = v_0^2 - v_1^2 = (v_0 + v_1)(v_0 - v_1).$$

Se encuentra x por medio de la circunferencia de radio $o-2=v$ tomando $o-a=v_1$, y la perpendicular $a-b$ dá dicho valor de x. Este sirve de base para la construcción del triángulo rectángulo 1—2—3 para el que se ha trazado la circunferencia de diámetro $1-2=u_0$, hallándose en 1—3 el valor de u_1, que sirve ya de punto de partida para continuar la construcción en igual forma que se hizo con la turbina centrífuga. (*)

(*) El cálculo hecho en nuestra figura, representa en la escala de milímetro por metro el correspondiente á una turbina de eje horizontal que sirve de motor para luz eléctrica. Dicha turbina que es precisamente la que representamos en la fig. 48, proporciona un rendimiento teórico de 0'95 como puede confrontarse en la figura. Téngase en cuenta la observación hecha para las turbinas centrífugas, de haber representado en escala 30 veces mayor la parte de construcción relativa al rendimiento.

Los valores que dá el cálculo gráfico y que pueden confrontarse con las correspondientes fórmulas, son las siguientes:

DATOS.

$V_0 = 37'90$
$r_0 = 21'80$
$\alpha = 29°$
$\varphi = 23°$
$r_1 = 16'9$

Incógnitas auxiliares y principales

$u_0 = 21'7$
$x = 13'8$
$v_1 = 16'9$
$V'' = 7'9$
$K = 0'95$

La escala más conveniente para hacer un cálculo exacto, es de centímetro por metro, y en este caso basta con que sea 10 veces mayor la correspondiente al cálculo del rendimiento.

Deben hacerse por el alumno los cálculos en la forma y escala que indicamos.

310. Diversos tipos de turbinas centrípetas.—Siguiendo la misma marcha que ha presidido á nuestra explicación de las turbinas centrífugas, continuaremos con la de las centrípetas, dando idea de los diversos tipos que existen, los que van teniendo hoy gran número de aplicaciones. Corresponden exactamente á los de aquéllas, y su clasificación es idéntica. Resultan, por tanto, los siguientes:

a—TIPO 1.º—*Turbina simple.*
b—TIPO 2.º—*Turbina múltiple.*
c—TIPO 3.º—*Turbina de acción parcial.*
d—TIPO 4.º—*Turbina hidroneumática.*
e—TIPO 5.º—*Turbina de eje horizontal.*

No nos detendremos tanto en su explicación, ya que sus formas son muy parecidas á las que presentan las turbinas centrífugas.

a—Tipo 1.º—*Turbina simple.*

311. Descripción.—Consta de los mismos elementos que nos son conocidos, y por ello no damos la explicación detallada de cada uno, representando la turbina la fig. 47, en la que *A* es el distribuidor fijo sobre el pozo *C*, en que está montada la turbina; *B* es la rueda ó receptor propiamente dicho, montado sobre el árbol *D*, cuya rangua está fija por medio de unos rayos que dejan libre paso al líquido; *E* es la compuerta reguladora, cuyas varillas la proporcionan el ascenso ó descenso por medio de un mecanismo apropiado, y por último, *F* es una campana fija al distribuidor, con su correspondiente caja de estopas para que el eje pueda girar sin que penetre el agua por el juego entre uno y otro.

312. El agua llena por completo el alojamiento de la turbina, y penetrando por el distribuidor en el sentido que indican las flechas, trabaja en el receptor, saliendo de él por la parte interior, como indican también las flechas correspondientes.

La forma abocinada que presenta la rueda, es indispensable en este receptor, ya que el espacio que recorre el agua va disminuyendo gradualmente, en lugar de aumentar como sucedía en las turbinas centrífugas, y la compuerta debe cumplir con las mismas condiciones que hemos explicado para aquélla.

Idénticas consideraciones nos permiten también deducir la conveniencia de que la turbina trabaje constantemente sumergida, sin lo cual existe una pérdida real de efecto útil.

313. La proyección horizontal de esta turbina es la que hemos presentado en la fig. 45, en la que se ve la forma que afectan las curvas del distribuidor y de la rueda; sin embargo de lo cual, muchos constructores dan la forma recta á las paletas de aquél, simplificando la construcción. Mas esta modificación no presenta ventajas, por separarse el receptor de las condiciones teóricas que hemos expuesto.

314. **Supresión de la compuerta.**—En este caso especial, suele suprimirse la compuerta, la que se sustituye por un movimiento de rotación de las paletas conductrices, que doblándose á manera que lo hacen las puertas ordinarias, por un giro al rededor de un eje vertical, pueden obturar por completo los diversos intervalos ó canales de entrada, y dar más ó menos paso al líquido. Es natural que estos movimientos de las paletas conductrices han de ser simultáneos, lo que se obtiene á favor de los convenientes mecanismos.

315. Aun cuando existen funcionando un gran número de estas turbinas (tipo americano) cuyos constructores las presentan como gozando de incalculables ventajas, puede observarse que la complicación en las compuertas y su

mecanismo, no responde á la idea de sencillez que debe presidir á todos los receptores hidráulicos, además de que el efecto de contracción que habrá de verificarse cuando los orificios no están del todo abiertos, ha de perjudicar notablemente al rendimiento del receptor.

b—Tipo 2.º—*Turbina múltiple.*

316. Forma que afecta.—Las consideraciones expuestas al tratar de este mismo tipo de turbinas centrífugas, son aplicables á este caso, pudiéndose reproducir una figura análoga, en que se presente dividida la rueda en varios compartimientos.

c—Tipo 3.º—*Turbina de acción parcial.*

317. Compuerta que la caracteriza.—También puede aplicarse á las turbinas centrípetas una compuerta análoga á la representada en la fig. 43, presentando análogas ventajas é inconvenientes que ésta.

d—Tipo 4.º—*Turbina hidroneumática.*

318. Modo de aplicar la hidroneumatización.—La hidroneumatización produce en las turbinas centrípetas iguales efectos que en las centrífugas, y se aplica á ellas en igual forma; los resultados que se obtienen, son de la misma índole.

e—Tipo 5.º—*Turbina de eje horizontal.*

319. Empleo de este tipo de turbinas.—Mucho se ha generalizado hoy este tipo de turbinas, que se emplean con notable ventaja como motor, en gran número de instalaciones eléctricas, por la facilidad en comunicar directamente el movimiento á las dinamos (generadoras de electricidad) sin necesidad de mecanismo intermedio.

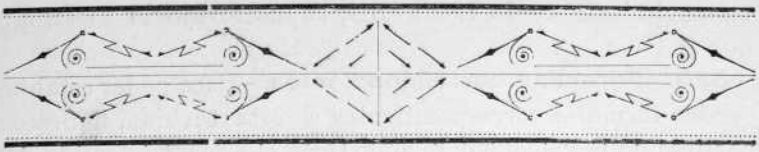
Aun cuando con esta disposición del eje pueden recibir el agua en todo su contorno, estableciendo convenientemente la llegada al distribuidor, resulta con más sencillez cuando solo penetra el líquido por una fracción de la circunferencia; tipo que se aplica más comunmente al caso de grandes saltos, en que el agua es conducida por cañería de carga.

320. Descripción y rendimiento.—El receptor que presentamos en la fig. 48, corresponde á este caso y damos los detalles de él, porque presenta notables diferencias con el análogo tipo de las turbinas centrífugas, resultando de gran sencillez y sobre todo de muy reducidas dimensiones. (*) *A*, es la rueda provista de paletas cuya curvatura está marcada en la figura; *B*, representa el distribuidor dividido en varios canales abocinados, con curvatura también especial, de las condiciones expresadas en general para todos los distribuidores; *C*, es la compuerta que puede elevarse ó bajarse por medio del tornillo *E*, provisto de su correspondiente volante para la maniobra, y *D* es el tubo de llegada, de forma abocinada también, que comunica con la cañería de carga *D'* provista de su correspondiente llave para cerrar el paso al agua y que no ejerza presión sobre la compuerta reguladora *C*, en el caso que no trabaje la turbina.

(*) Con una carga ó salto de 73 metros, y gasto de 100 litros por segundo, basta un diámetro de 70 $^{c}/_{m}$ para producir 78 caballos de fuerza efectiva.

En el interior de la rueda, una campana *F* abierta solamente en el trozo *ab*, impide que el agua que ha trabajado, ejerza trabajo nocivo sobre las paletas, sirviendo á su vez de guía para el escape al pozo *G*, sobre el que está montado el receptor. Por último, una cubierta *H* impide las fugas al exterior, restituyendo á la rueda las pequeñas cantidades de líquido que por efecto de la fuerza centrífuga tiendan á escaparse de ella.

321. El rendimiento práctico de este receptor, muy aceptable, sobre todo en los casos que hemos indicado, es en general, de 0'88 á 0'90. El teórico se eleva á 0'95.



CAPÍTULO III

3.ª ESPECIE DE TURBINAS.—Turbinas paralelas.

322. Diferencia característica con respecto á los tipos anteriores.—La diferencia que existe entre esta especie de turbinas y las dos que acabamos de explicar, estriba en la posición del distribuidor y dirección de las paletas, estando colocado el 1.º sobre la rueda ó corona movible, (supuesto el eje vertical), y teniendo las 2.as la forma de helicoides gauchos de plano director, en que las directrices son el mismo eje de la turbina y curvas convenientemente dispuestas en las superficies laterales de la rueda y distribuidor; estando las generatrices dirigidas perpendicularmente al eje. Si se suponen desarrolladas dichas superficies laterales, podrán presentarse en la fig. 49, en la que *AA* es el desarrollo de la del distribuidor, y *BB* el de la rueda. Las curvas *ab* y *bc* corresponden respectivamente á las paletas fijas y movibles, observándose en ellas que la dirección del líquido, en el sentido de las flechas, habrá de producir

el movimiento de la rueda BB, supuesto fijo el distribuidor AA.

323. **Fórmulas correspondientes.**—Para poder establecer las fórmulas correspondientes á esta turbina, habrá de partirse de la velocidad V_0 que tiene el agua á la salida del distribuidor, cuya dirección está marcada por la tangente al último elemento de la curva fija ab, y cuyo valor depende del salto ó carga que actúa sobre el punto b. Compuesta con la velocidad v de la rueda, nos proporciona la u_0 relativa de entrada, y componiendo la relativa u_1 de salida, con la v de la rueda, se obtiene la V'', absoluta de salida.

324. Pueden con respecto á ellas, irse repitiendo razonamientos en un todo idénticos á los hechos para las turbinas centrífugas, de los cuales se deducirán las mismas ecuaciones que en aquel caso, en cuya notación hay que hacer únicamente la diferencia de igualar los valores de v_0 y v_1 que aquí representan una cantidad única que llamaremos v. Nos escusamos exponer aquellos razonamientos, y presentamos á continuación las fórmulas modificadas para este caso

$$T_u = T_m - \frac{1}{2} M (V'^2 + V''^2) \quad \ldots\ldots\ldots (1')$$

$$u_0 = \sqrt{V_0^2 + v^2 - 2 V_0 v \cos \alpha} \quad \ldots\ldots (2')$$

$$V'' = \sqrt{u_1^2 + v^2 - 2 u_1 v \cos \varphi} \quad \ldots\ldots\ldots (3')$$

325. Un tanto variarán las consideraciones relativas al establecimiento de la fórmula que nos da el valor de u_1, puesto que al establecer la ecuación de trabajos, no es ya la fuerza centrífuga la que ejerce acción en el movimiento de la rueda, si no exclusivamente la correspondiente al salto ó carga; y así la ecuación que sirve de partida para establecer la fórmula (4), tomará la forma

$$\frac{1}{2} M (u_1^2 - u_0^2) = Mgh$$

llamando h á la altura de la rueda, según marca la figura.

Si se llama v' á la velocidad correspondiente á la carga h, se deduce

$$u_1=\sqrt{u_0^2+v'^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (4')$$

$$u_1=\sqrt{V_0^2+v^2+v'^2-2V_0 v \cos\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots (5')$$

$$V''=\sqrt{2v^2(1-\cos\varphi)} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (6') \text{ y } (8')$$

reduciéndose la (7) á la condición marcada para estas turbinas, de ser $v_1=v_0$.

326. Si se observa que la velocidad v' es muy pequeña con relación á la V_0 correspondiente al salto total, poca influencia podrá ejercer en las fórmulas; por lo cual, y en nuestra idea de presentarlas lo más simplificadas posible, podremos anularla, deduciendo del mismo modo que en los párrafos 265 y siguientes,

$$v^2=V_0^2+v^2-2\,V_0\,v\cos\alpha$$

$$v=\frac{V_0}{2\cos\alpha}=\frac{\sqrt{2gH}}{2\cos\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots (9')$$

$$V''=\sqrt{gH\frac{1-\cos\varphi}{\cos^2\alpha}} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (10')$$

$$T_u=PH\left(1-\frac{1-\cos\varphi}{2\cos^2\alpha}\right) \quad \ldots\ldots (11')$$

$$\frac{v}{V_0}=\frac{1}{2\cos\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (12')$$

$$G=mK2\pi r\,\mathrm{sen}\alpha\, a\, V_0 \quad \ldots\ldots\ldots (13')$$

$$G=m'K'2\pi r\,\mathrm{sen}\varphi\, b\, u_1 \quad \ldots\ldots\ldots (14')$$

$$\mathrm{sen}\alpha\, a\, V_0=\mathrm{sen}\varphi\, b\, u_1 \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (15')$$

$$\mathrm{sen}\alpha\, a\, V_0=\mathrm{sen}\varphi\, b\, v \quad \ldots\ldots\ldots\ldots (16')$$

$$\frac{1}{2\cos^2\alpha}=\frac{\mathrm{sen}\,\alpha}{\mathrm{sen}\,\varphi\cos\alpha}\,\frac{a}{b} \quad \ldots\ldots (17')$$

$$R=\frac{T_u}{T_m}=1-\frac{1-\cos\varphi}{2\cos^2\alpha} \quad \ldots\ldots\ldots (18')$$

$$R=1-\frac{V''^2}{V_0^2} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (19')$$

327. En resumen, todas las fórmulas correspondientes á esta turbina resultan de las apuntadas para la centrífuga, con solo introducir en ellas las condiciones que hemos expresado y que todavía las simplifican notablemente. Excusamos repetir todas las deducciones que son idénticas, tanto por lo que se refiere á los valores de los ángulos α y φ, como por lo relativo al efecto útil y rendimiento.

328. **Cálculo gráfico.**—El cálculo gráfico resulta también en la misma forma y aun más simplificado, al haber introducido la condición de $v'=o$, que hace transformarse la (4') en $u_1=u_0$ por lo que se evita la construcción de u_1 (*).

329. **Diversos tipos de turbinas paralelas.**—Pasando ya á la descripción de los diversos tipos que existen, trataremos de agruparlos en la forma más conveniente para la explicación de cada uno de ellos. Los dividimos del modo siguiente:

a—TIPO 1.°—*Turbina ordinaria ó de Fontaine.*
b—TIPO 2.°—*Turbina múltiple.*
c—TIPO 3.°—*Turbina suspendida ó de Jonval.*
d—TIPO 4.°—*Turbina de acción parcial.*
e—TIPO 5.°—*Turbina hidroneumática.*
f—TIPO 6.°—*Turbina de sifón.*
g—TIPO 7.°—*Turbina invertida.*
h—TIPO 8.°—*Turbina de eje horizontal.*

También son ligeras las variaciones con respecto á las que hemos explicado minuciosamente, por cuya razón nos

(*) Debe el alumno repetir los cálculos y consideraciones hechas, explicando la teoria en forma análoga á la que hemos empleado en la turbina centripeta, y haciendo la construcción del cálculo gráfico. La tabla de fórmulas ya modificadas, que hemos presentado, le facilitará notablemente los cálculos.

detendremos lo menos posible en las ideas que van á apuntarse relativas á cada uno de los diversos tipos.

a—Tipo 1.º—*Turbina ordinaria de Fontaine.*

330. Descripción.—Refiriéndonos á la fig. 50 y siguiendo el mismo orden empleado en la explicación de la turbina centrífuga, dividiremos el mecanismo en sus tres elementos principales: rueda, distribuidor y compuerta.

331. Rueda.—En el tipo Fourneyron estaba constituída por dos placas horizontales entre las que se encontraban las paletas, y en éste, dada la forma especial que en la teoría hemos apuntado, las placas son cilíndricas verticales, representadas en corte por las letras *aa*, *a'a'*, y entre ellas se encuentran las paletas de forma helicoidal, cuyas directrices se han dibujado en la fig. 49. Como se ve en la 50, es más común sustituir dichos cilindros por superficies cónicas, y aun á veces abocinadas que se ajustan mejor al movimiento del líquido en el interior de la rueda.

Está ésta unida por medio de los rayos *b*, al eje hueco *c* el cual lleva su rángua en la parte superior, situada sobre el pivote macizo *d* que se halla sólidamente fijo en el fondo del canal de desagüe. Esta disposición suspendida, tiene la gran ventaja de evitar los depósitos á que se da lugar en las ránguas ordinarias, facilitando al mismo tiempo su visita y engrase.

332. Distribuidor.—Está formado también por dos superficies cilíndricas *ee*, *e'e'* entre las que se hallan las paletas conductrices de curvatura marcada en la fig. 49. El distribuidor está fijo al piso del canal y provisto de un anillo loco con relación al eje, que cierra el paso del agua entre uno y otro, dejando sin embargo el suficiente juego para no impedir el giro, por el que se escapará, como es consiguiente, una pequeña cantidad de líquido.

333. **Compuerta reguladora.**—Se suelen emplear en esta turbina tantas compuertas como pequeños canales tiene el distribuidor, siendo de forma especial para que puedan adaptarse á las paletas de éste, según se ve en *M* (fig. 49) y estando cada una ligada á una varilla *N*, que la eleva ó baja á favor de un mecanismo situado en el piso del taller.

Algunos constructores unen entre sí todas las varillas por medio de un anillo *hh* como marca la fig. 50, para elevarlas ó bajarlas todas al mismo tiempo; pero es más común hacerlas independientes, ó por lo menos, ligarlas dos á dos, verificándolo así con las diametralmente opuestas. De esta manera el trabajo se efectúa en las mejores condiciones, pudiéndose graduar el gasto de la rueda por el número de compuertas que se hallen abiertas.

334. También suele emplearse la llamada *compuerta de rodillos*, que evita la necesidad de disponer un mecanismo especial para cada uno de los orificios que hayan de abrirse. Está representada en la fig. 51, y consta de dos troncos de cono *AA* que pueden rodar libremente á favor de dos ejes que forman parte del brazo *BB*, al que se le puede dar un movimiento de rotación al rededor del eje de la turbina, pero independientemente de éste.

Dos láminas flexibles *D*, formadas cada una de una banda de lona embreada, de forma anular, están fijas por una de sus extremidades al origen de uno de los orificios, y por la otra, sobre cada uno de los troncos de cono; de tal suerte, que en virtud de la rotación de éstos al rededor de su eje y del movimiento de transporte sobre el plano superior del distribuidor, las láminas flexibles pueden desarrollarse aplicándose sobre las aberturas de las canales ó arrollarse para destaparlas. Las bandas flexibles están guarnecidas de placas de cobre fijas por remaches, á fin de impedir que por la presión del agua puedan estas bandas penetrar en el interior de los orificios distribuidores. Entre cada una de estas placas de cobre se deja un pequeño espacio para que las bandas puedan arrollarse con facilidad en los troncos de cono.

335. Para producir el movimiento de la compuerta, Fontaine ha fijado el brazo que une los dos troncos de cono, á un sector dentado *M* que engrana con el piñón *K*, cuyo eje vertical termina en un sistema de engranajes al que se dá movimiento por una manivela. Ésta se halla provista de una aguja sujeta á recorrer un limbo circular, cuya graduación indica el número de orificios abiertos. Este sistema de compuertas exige muy poca fuerza motriz, y permite además abrir ó cerrar á voluntad un número cualquiera de orificios distribuidores.

336. **Disposición del conjunto y trabajo de la turbina.** —Fijo el distribuidor al piso del canal de derivación, constituye, por decirlo así, el extremo de éste, como indica la figura 50, no permitiendo al agua otro paso que las aberturas de sus orificios. Por ellas pasará como es consiguiente, y después de producir su trabajo haciendo mover á la rueda, escapará por el canal de desagüe.

No es necesario en esta turbina, que se halle completamente sumergida, como hemos dicho debe suceder con las centrífuga y centrípeta. Basta que el nivel del canal de desagüe enrase con el plano inferior de la rueda, con lo cual se encuentra ésta en análogas condiciones que si estuviera completamente sumergida, sin participar del inconveniente relativo á la resistencia que el líquido tiene que presentar al movimiento de la rueda. Es esta una causa que favorece al trabajo útil, proporcionando una ventaja á este sistema de turbinas, que es bastante empleado.

337. Un nivel inferior en el canal de desagüe, produciría efectos análogos á los ya empleados, obteniéndose la aplicación especial de este caso por un modo idéntico al expresado en la turbina centrífuga. Obsérvese que tanto para esta turbina como para las anteriores, si bien el rendimiento es bastante elevado, disminuirá notablemente á medida que se haga menor consumo de líquido, cual puede comprobarse haciendo aplicación de las ecuaciones correspondientes.

b.—Tipo 2.º—*Turbina múltiple.*

338. Inconvenientes de la turbina ordinaria.—El inconveniente señalado para la turbina centrífuga simple, subsiste en el caso de la turbina paralela, cuando la maniobra de la compuerta se verifique por un solo mecanismo. En este caso, el trabajo producido, con menor gasto que el total para que el receptor está calculado, proporciona un rendimiento muy pequeño que no está en relación con la cantidad de agua que se gasta.

339. Modo de evitarlos.—Se evita este defecto, de un modo análogo al marcado en aquel caso, subdividiendo la turbina en otras varias; lo que si allá se verificaba por medio de coronas planas, aquí habrá de practicarse empleando coronas cilíndricas, á tenor de lo que se indica en la fig. 52. Así resultará dividido el distribuidor en los compartimientos A y A', y la rueda en los B y B', teniendo los primeros sus compuertas independientes, y verificándose la maniobra de éstas á favor de las coronas C y C' provistas de sus correspondientes mecanismos de ascenso y descenso, se producirán análogos efectos á los explicados para la turbina centrífuga.

Mas la complicación que este sistema proporciona, y el mayor peso que resulta para el receptor, no se hallan en relación con el beneficio obtenido en el rendimiento, por cuya razón esta turbina es poco empleada, teniendo mayores ventajas la turbina simple, con compuertas independientes.

c.—Tipo 3.º—*Turbina suspendida ó de Jonval.*

340. Idea que preside á este tipo de turbinas.—El perfeccionamiento introducido por Jonval en las turbinas paralelas, consiste en colocarlas en un punto intermedio del pozo y no en su fondo, como las que anteriormente hemos explicado,

pero aprovechando la totalidad del salto que existe hasta el fondo de dicho pozo, sin lo cual resultaría el notable perjuicio de pérdida de carga, y como consecuencia, disminución del rendimiento.

341. **Descripción.**—Este tipo de turbinas, es en general, de construcción idéntica á las ordinarias de Fontaine, por lo que respecta á la forma del distribuidor y del receptor. Mas la rangua, es una rangua ordinaria que está colocada sobre unos tirantes *H* (fig. 53) situados á conveniente altura para mantener elevada la turbina. El conjunto está encerrado en un cilindro de fundición que forma el pozo, que comunica por su parte inferior con el canal de desagüe, del cual está separado por la compuerta *M*, que sirve como única compuerta reguladora.

Si el cilindro de fundición *A* se encuentra constantemente en carga, ó sea siempre lleno de agua, lo que sucederá si el nivel de desagüe está por encima del plano superior de la compuerta *M*, la turbina aprovecha todo el salto, verificándose como en todos los casos el trabajo del líquido superior á la turbina, y por absorción el que corresponde al contenido en el cilindro ó debajo del receptor.

342. **Ventaja.**—Esta preciosa condición de no perderse nada del gasto total, constituye la gran ventaja del tipo que estudiamos, en el que se evitan los inconvenientes de las ranguas inferiores, de depositarse en ellas sustancias extrañas como sucede en el tipo de Fourneyron, y los que corresponden á las ranguas superiores, como la del tipo Fontaine, y que se comprende son relativos á la gran longitud que tiene el pivote sobre que descansa el eje hueco, y á la naturaleza de éste. Con la rangua intermedia, que corresponde al tipo Jonval ó suspendido, el eje es sólido, sencillo y la rangua goza de esta última propiedad, pudiendo ser visitada y recompuesta sin necesidad de desmontar la turbina, á cuyo fin basta dejarla en seco cerrando la compuerta de entrada del agua situada en el canal de llegada, y abriendo la de salida *M* que lleva el de desagüe.

Las grandes ventajas de estas turbinas las hacen ser muy empleadas, con la adición en algunos casos, de la compuerta de rodillos que se ha explicado para el primer tipo.

d—Tipo 4.º—*Turbina de acción parcial.*

343. Diversas formas que corresponden á la acción parcial.—La turbina ordinaria con compuerta de rodillos, resulta ser de acción parcial mientras no están abiertos la totalidad de los orificios, puesto que el agua no obra más que en un cierto número de ellos que son diametralmente opuestos. Una compuerta análoga, pero cuyas bandas no abracen la totalidad de la circunferencia, resulta exclusivamente de acción parcial, con las ventajas é inconvenientes indicados al tratar del tipo análogo de turbinas centrífugas.

334. Se refiere también la acción parcial, al caso en que se emplee la turbina paralela para grandes saltos y gasto pequeño, en cuyo caso la llegada del agua se verifica por cañería de carga, que termina en unos pequeños canales de forma idéntica á los de los distribuidores empleados en los tipos anteriores. Resulta la turbina alimentada solamente en una pequeña porción de la circunferencia, que variará según la cantidad de agua de que se disponga.

e—Tipo 5.º—*Turbina hidroneumática.*

345. Hidroneumatización de las turbinas paralelas.—Se aplica la hidroneumatización á las turbinas paralelas, en iguales condiciones que á las de las especies precedentes.

f—Tipo 6.º—*Turbina de sifón.*

346. Casos en que se emplea y descripción.—La turbina paralela se presta mejor que otros sistemas á la utilización conveniente de toda clase de saltos, colocándola en

condiciones convenientes. El tipo de sifón se aplica exclusivamente cuando éstos son muy pequeños (30 centímetros). Obsérvese que en este caso, con el tipo ordinario de turbinas, y dada la pequeñez del salto, la entrada del agua sería acompañada de una gran cantidad de aire que produciendo con aquélla grandes remolinos, perturbaría la marcha del receptor, y ocasionaría notables pérdidas de trabajo.

347. Esto no sucede con los saltos grandes ni aún con los medianos, por existir sobre la turbina una columna de agua de regular altura. En los saltos excesivamente pequeños se evita aquel inconveniente colocando la turbina en la extremidad de un sifón *A* (fig. 54) que, llenándose completamente de agua durante la marcha del receptor, produce efecto análogo á la columna que en otros casos se halla colocada sobre este último.

g—Tipo 7.º—*Turbina invertida.*

348. Carácter distintivo y empleo de estas turbinas.—En este tipo de turbinas se verifica la admisión del agua por la parte inferior, dándole salida por la superior, y disponiéndose convenientemente los canales ó tubos de llegada y escape. Tal disposición será muy conveniente y hasta necesaria, en el caso que por cualquier causa deban aliviarse las presiones que se ejercen sobre la rángua, equilibrándose las que proceden del peso del aparato, con las producidas por el líquido (*).

h—Tipo 8.º—*Turbina de eje horizontal.*

349. Modo de empleo y descripción.—Este tipo de turbinas, se emplea ó bien recibiendo el agua en la totalidad del receptor ó en una sola fracción de la circunferencia.

(*) Los receptores que han de emplearse para utilizar los grandes saltos del Niágara obedecen á este orden de ideas.

El 1.er caso que se aplica á los grandes gastos, se encuentra indicado en la fig. 55, de la que no damos detalles por pertenecer al mismo orden de ideas de la turbina Jonval, aprovechando el salto de agua en la misma forma, y participando de sus mismas ventajas é inconvenientes. El eje horizontal se admite hoy en muchas circunstancias, cuando tal disposición simplifica las trasmisiones de movimiento que deben existir en el taller. De todos modos, solo conviene, como la turbina Jonval, para el caso en que no sea muy variable el régimen de las aguas de alimentación.

350. Caso de grandes saltos.—Empleando este tipo para grandes saltos y gasto pequeño, resulta una disposición análoga á la de las turbinas centrífuga y centrípeta horizontales. El agua llega por cañería de carga y se distribuye en una pequeña porción de la circunferencia. Pero en esta forma es muy poco usado el tipo de turbinas paralelas, que no se prestan tanto como las centrífugas ó centrípetas á recibir el agua en una pequeña fracción solamente de la circunferencia. Las presiones ejercidas sobre el eje se encuentran en malas condiciones, y el aprovechamiento del trabajo del agua no se verifica de un modo tan completo.

CAPÍTULO IV

4.ª ESPECIE DE TURBINAS.—Turbinas mixtas.

351. Carácter distintivo de esta especie.—Poco nos detendremos en la explicación de estas turbinas, cuya teoría es en un todo idéntica á las estudiadas, por tener el agua los movimientos de unas y otras. Son, como su nombre lo indica, una combinación que en general participa de la turbina centrípeta y de la paralela. El agua entra, por lo tanto, por el exterior de la rueda; se mueve aproximándose al centro, y cambia después de dirección paralelamente al eje, para salir del receptor en esta forma.

La curvatura de las paletas es más complicada que en los sistemas ordinarios, si bien el recorrido del agua resulta, como es consiguiente, algo mayor.

352. Diversos modos de hacer las combinaciones elementales.—En otros tipos de turbinas mixtas, las combinaciones elementales no se hacen como acaba de indicarse, formando las diversas paletas de modo que cada una de ellas

participe á la vez de los sistemas constituyentes; sino que cada paleta conserva, por decirlo asi, su individualidad correspondiente, verificándose la amalgama por la yustaposición de los dos sistemas simples. Resultan dos ruedas de distinto sistema, reunidas invariablemente, en las que el agua después de haber trabajado en una, pasa á la otra. Este conjunto está generalmente introducido en una envolvente esférica de fundición, cuyo interior puede visitarse.

353. Rendimiento.—El rendimiento de estos aparatos es bastante grande (de 0'65 á 0'80), si bien los constructores suelen indicar números exagerados.

354. Tipos diversos.—Como es natural, á la especie de turbinas mixtas, pueden aplicarse los tipos de eje vertical, de acción parcial, hidroneumáticas, y eje horizontal que se han considerado al tratar de los sistemas simples.

CAPÍTULO V

Complemento á la teoría de las turbinas

TEOREMA DE LAS TURBINAS SEMEJANTES

355. Definición de la semejanza.—Se dice que dos turbinas son semejantes, cuando tienen iguales los ángulos α y φ correspondientes á la entrada y salida del agua, y las relaciones $\frac{v_0}{V_0}$ entre velocidades absolutas de la rueda y del agua son las mismas, sucediendo lo propio á las $\frac{a}{r_0}$ que existen entre el ancho y el radio de las ruedas.

356. Condiciones analíticas de la semejanza de las turbinas.—En dos turbinas semejantes, se verifican según lo dicho, las relaciones

$$\alpha = \alpha' \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (24)$$

$$\varphi = \varphi' \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (25)$$

$$\frac{v_0}{V_0} = \frac{v'_0}{V'_0} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (26)$$

$$\frac{a}{r_0} = \frac{a'}{r'_0} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (27)$$

en las que hemos llamado por las mismas letras acentuadas á los análogos elementos de la segunda turbina.

Dadas estas relaciones, y dadas las fórmulas que hemos presentado en el cálculo de las turbinas, puede observarse que dos turbinas semejantes tienen iguales sus rendimientos teóricos, y que todas sus dimensiones son proporcionales.

357. Fórmulas de las turbinas semejantes.—Si se hace aplicación á una y otra turbina, de la fórmula 13 que hemos encontrado para el gasto, se tendrá

$$G = mK\,2\pi r_0\, sen\,\alpha\, a V_0 \ldots\ldots\ldots (28)$$
$$G' = mK\,2\pi r_0'\, sen\,\alpha\, a' V'_0 \ldots\ldots\ldots (29)$$

después de introducida la condición de igualdad de los angulos α.

La combinación de estas fórmulas proporciona

$$\frac{G}{G'} = \frac{r_0}{r'_0}\,\frac{a}{a'}\,\frac{V_0}{V'_0} \ldots\ldots\ldots\ldots (30)$$

y combinada ésta con la (27) se obtiene

$$\frac{G}{G'} = \frac{r_0^2}{r'^2_0}\,\frac{V_0}{V'_0} \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (31)$$

358. Teorema y aplicaciones.—Esta última fórmula traducida al lenguaje vulgar, nos expresa que *en dos turbinas semejantes, la relación de gastos, es igual al producto de la relación que existe entre las velocidades de entrada del agua, por la que corresponde á los cuadrados de los radios.*

359. La aplicación directa de este teorema proporciona el medio de calcular las dimensiones de una turbina en función de las de otra ya conocida, dados que sean el gasto y el salto; pues una vez deducido el valor de la velocidad correspondiente á este último, se despejará r'_0 de la ecuación (31) y tomando como punto de partida dicho valor, podrá hacerse muy sencillamente el cálculo de las demás dimensiones.

ESTUDIO V

1.er grupo de máquinas hidráulicas

3.a clase

ó

máquinas de columna de agua

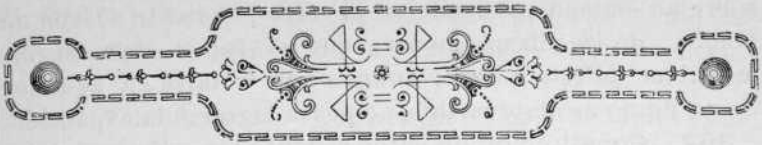
CUADRO DEL ESTUDIO V

Idea fundamental de las máquinas de columna de agua.

Constitución y clasificación.

Máquinas de cilindro fijo..... { Máquinas sin árbol de rotación ni volante..... { A simple efecto. A doble efecto. Máquinas con árbol de rotación y volante.

Máquinas de cilindro oscilante.



PRELIMINARES

360. Idea fundamental.—Los receptores hidráulicos de la 1.ª clase, solo son utilizables para saltos de agua que no excedan de 14 m.s Los de la 2.ª ó turbinas son, por el contrario, aprovechables para cualquier salto; pero observando que á medida que éste aumenta, la velocidad de la turbina aumenta también, resulta que para un gran salto y un débil gasto, el árbol de la turbina adquiriría una velocidad considerable. Esto no es un inconveniente cuando se emplean las turbinas para trasmitir directamente su movimiento de rotación, como sucede en las instalaciones eléctricas; pero cuando sirven de motor en cualquier taller de otra naturaleza en que el movimiento no deba ser tan acelerado, hay que valerse de mecanismos intermedios que modifiquen la velocidad, los cuales absorberán una gran parte del trabajo proporcionado por el receptor.

361. En este caso, y más principalmente todavía cuando el receptor tenga movimiento rectilíneo, es en el que pueden ser convenientes los receptores que en esta clase consideramos comprendidos, y cuya diferencia esencial con las anteriores estriba en que el agua ejerce su acción por presión

sobre un émbolo encerrado en su correspondiente cuerpo de bomba, de la misma manera que el vapor obra en las máquinas de este género; aunque por tratarse en aquéllos de un fluido incomprensible, no podrá lograrse la expansión.

362. Constitución de estos receptores.—En principio, están constituídas estas máquinas por un cilindro en el interior del cual se mueve un émbolo; el movimiento alternativo de éste puede conservarse en esta forma, si así conviene al trabajo que se ha de ejecutar, ó puede transformarse en movimiento circular contínuo por medio de los convenientes mecanismos.

363. Aplicación de la ecuación general.—Ninguna dificultad puede ofrecer el conocimiento del trabajo que es susceptible de proporcionar un receptor de esta clase, partiendo de la ecuación

$$T_u = T_m - T_f$$

El trabajo motor T_m podrá hallarse teniendo en cuenta su valor

$$T_m = PH,$$

en cuya fórmula es sabido que P nos representa el peso del agua, y H la altura contada desde el nivel superior del líquido en el depósito ó tubo de carga, hasta el punto en que ejerce su acción sobre el émbolo.

364. En el término T_f, trabajo nocivo, deberán entrar las resistencias nocivas comunes á todas las máquinas, y además la pérdida de velocidad sufrida por el motor en los recodos y á su paso por los orificios antes de llegar á actuar sobre el émbolo, así como la resistencia que el agua contenida en el cilindro presenta á ser desalojada, después de haber efectuado su trabajo.

No nos detenemos en presentar la ecuación bajo la forma que resulta después de sustituídos los valores de sus distintos términos, por la sencillez grande que tal operación presenta, y dado el conocimiento que ya se tiene de cada uno

de ellos, incluso el T_f que depende principalmente de esfuerzos que el estudio de los mecanismos nos ha hecho conocer.

365. Clasificación.—Los receptores comprendidos en la clase que estamos considerando pueden clasificarse en dos especies, según que sean de cilindro fijo ó de cilindro oscilante (*). La primera especie la dividiremos en dos tipos según que la máquina carezca de árbol de rotación y volante, ó tenga estos elementos; y á su vez el tipo 1.º lo subdividimos, según que el motor obre sobre una ó las dos caras del émbolo, en máquinas á simple y á doble efecto.

(*) Comprendidas también entre estos receptores están las llamadas máquinas rotativas de columna de agua. Su gran analogía con las que bajo este nombre se estudian en las máquinas de vapor y lo poco que se han generalizado, son causas bastantes para que no insistamos más en este estudio, acerca del de estas máquinas.

CAPÍTULO I

1.ª Especie de máquinas de columna de agua

MÁQUINAS DE CILINDRO FIJO

366. División de esta especie.—Según se ha manifestado en el anterior párrafo, deben considerarse dos tipos principales de máquinas de cilindro fijo, correspondientes á los casos en que la máquina no tenga árbol de rotación ni volante, ó que esté provista de ambos elementos.

El 1.º es el más general en esta especie de receptores, porque su empleo está casi limitado á poner en movimiento dos bombas de agotamiento, á las que debe comunicarse directamente el movimiento rectilíneo, resultando por ello con gran sencillez el conjunto de motor y receptor.

En dicho tipo estudiaremos la máquina á simple efecto y la de doble efecto, ya que ambas tienen aplicación en los casos indicados.

a.—Tipo 1.º—***Máquinas sin árbol de rotación ni volante.***

367. Descripción general de la máquina á simple efecto.—En el interior de un cilindro *BB* (fig. 56) abierto por la parte superior y cerrado por la inferior, se mueve el émbolo *A* cuya varilla atraviesa el fondo del cilindro. El ascenso del émbolo, se verifica por la presión que produce sobre su cara inferior el agua del salto, que es conducida por el tubo *C*. Cuando el émbolo ha llegado al punto más elevado de su carrera, se cierra la entrada del agua y se pone en comunicación la contenida en el interior del cilindro, con el tubo de desagüe *C'*, descendiendo entonces el émbolo, por efecto de su propio peso y de la presión atmosférica.

Para lograr que el tubo *C* y el cilindro estén en comunicación y éste lo esté con el tubo de desagüe *C'*, se hacen comunicar ambos tubos con otro vertical *DD*, en el interior del cual se mueven dos émbolos *F* y *E*, unidos entre sí por una varilla común, terminando este último en un manguito *GG*, que atraviesa una caja de estopas situada en la parte superior del tubo *DD*.

368. Mecanismos complementarios de esta máquina.—Veamos ahora la manera de realizarse en esta máquina el movimiento alternativo de los émbolos *E* y *F*.

El agua del salto comunica constantemente por el tubo *KK'* con un tubo vertical *MM*, á continuación del cual existe otro *LL* que vá al tubo del desagüe.

En el interior del tubo *MM* existen dos émbolos de muy pequeño diámetro *p* y *q* que tienen una varilla común; en el espacio comprendido entre estos dos pequeños émbolos es donde se establece la comunicación entre los tubos *KK'* y *MM*. Un orificio *i* hace comunicar el tubo *MM* con el espacio anular comprendido entre el manguito *GG* y el cilindro *D*.

Cuando el émbolo p está por debajo del orificio i, el émbolo E se encuentra sometido á una presión de arriba á abajo que se ejerce en el espacio anular comprendido entre las paredes del manguito G y las del tubo D, y de abajo á arriba sobre su cara inferior; resultando por consiguiente sobre el émbolo E una resultante de abajo á arriba sobre una superficie igual á la sección del manguito.

Por otra parte, el émbolo F está sometido á una presión de arriba á abajo sobre su cara superior mayor que la sección del manguito G, y como ambos émbolos están unidos, tenderán á descender.

369. Pero si el émbolo p viene á colocarse por encima del orificio i, el agua contenida encima del émbolo E sale por este orificio al tubo MM, y de aquí por el tubo LL al de desagüe C' y el émbolo E no está ya solicitado más que por la presión de abajo á arriba que se ejerce sobre su cara inferior. El émbolo F está solicitado por la presión de arriba á abajo que se ejerce sobre su cara superior, que como se vé en la figura, es de menor sección que la del émbolo E, obteniéndose por consiguiente el ascenso del sistema, hasta que el émbolo F viene á ocupar la posición HH.

370. El movimiento de los pequeños émbolos p y q, es regulado por el mismo émbolo A, que arrastra en su movimiento á un vástago sobre el que van montados los topes t y t', uno de ellos fijo sobre su cara anterior y el otro sobre la posterior. Estos topes vienen á chocar cada uno con una leva a, montada en un arco unido á la palanca ao, varilla bd y palanca cf, que por su giro produce la traslación de los pequeños émbolos p y q. El arco en que van montadas las levas está colocado en un plano conveniente, para que en el movimiento de ascenso, el tope t no choque con su leva correspondiente y sí lo verifique el t', sucediendo lo contrario en el descenso.

Resulta de esta disposición que en el ascenso del émbolo A, el tope t' es el que acciona sobre su leva correspondiente y produciendo el giro de todo el sistema de palancas,

transporta los dos pequeños émbolos p y q á la parte más alta de su carrera. En este momento, el agua que se encuentra encima del émbolo E deja de experimentar la presión del agua motriz, y ascendiendo los émbolos F y E se pone en comunicación el gran cilindro con el tubo de desagüe C'.

Durante el descenso, el tope t' pasa sin ejercer acción sobre su correspondiente leva y la ejerce el t produciendo el giro del sistema de palancas en sentido contrario, descendiendo los pequeños émbolos p y q y verificándose desde este momento los hechos de una manera inversa.

371. Añadiremos, por último, que al émbolo F, se le dá mayor altura y está surcado de acanaladuras, que tienen por objeto impedir que la comunicación del tubo C con el cilindro, se haga de una manera rápida é inversamente.

Parece natural que la palanca en vez de obrar sobre los émbolos p y q, debiera efectuarlo directamente sobre los E y F. Mas no se hace así en la máquina que nos ocupa, en primer lugar, porque el conjunto de los émbolos E y F es bastante resistente para que sean movidos bruscamente por una leva solidaria del émbolo motor, y además porque el émbolo distribuidor F, entre sus posiciones extremas, tiene una intermedia en que no abre aún la admisión y cierra ya la salida ó inversamente; cuya posición intermedia, por consecuencia de la incomprensibilidad del agua, constituye un punto muerto, en que la velocidad de todos los puntos de la máquina y, por consiguiente, la de la leva, son nulas.

372. **Rendimiento.**—La máquina que se acaba de describir, conocida con el nombre de máquina de Huelgoat, por estar establecida en la mina argentífera de este nombre en Bretaña, ha llegado á constituir el tipo por excelencia de las comprendidas en el que estamos considerando.

Es utilizada en el agotamiento del pozo de la mina, uniéndose directamente el vástago del émbolo motor al de la bomba que produce la extracción del agua.

Funcionan estas máquinas con una regularidad perfecta y su rendimiento es de 0,66.

373. **Descripción de la máquina á doble efecto.**—La máquina á doble efecto que está representada en la fig. 57, consta de un cilindro *B*, cerrado por uno de sus extremos, dentro del cual se mueve el émbolo macizo *A*. El motor es conducido por el tubo vertical *E* que, bifurcándose después en los *G* y *F*, hace llegar el agua por los orificios *D* y *C* para que ejerza su trabajo convenientemente sobre el émbolo.

374. **Aparato distribuidor.**—Dos pequeños émbolos *H* y *K*, unidos por una misma varilla, pueden moverse en el interior de un cilindro colocado al lado del cilindro *B*. En la posición que ocupan en la figura, el motor penetrando en el cilindro por el orificio *D*, ejerce sobre el émbolo una presión de abajo á arriba obligándole á ascender, siendo al mismo tiempo desalojada el agua que ocupaba la parte superior por el tubo de desagüe *L*. Si ahora se supone por un momento que al llegar el émbolo *A* al punto más elevado de su carrera, descienden los émbolos *H* y *K*, la cara superior del émbolo *A* quedará en comunicación con el tubo *E* de llegada del agua y la inferior con el de desagüe *L*.

375. El movimiento alternativo é intermitente de los émbolos *H* y *K* se obtiene por medio de un tercer émbolo *N*, unido por una varilla á los otros dos, y que puede moverse en un cilindro especial situado encima del que contiene á los *H* y *K*.

La llave *O* puede aceptar dos posiciones distintas, según que el émbolo se encuentre en la parte superior ó en la inferior, poniendo en comunicación alternativamente las dos caras del émbolo *N* con el agua motriz ó con el tubo *L* de desagüe. El movimiento conveniente de esta llave es automático, produciéndole el vástago del émbolo *A*, del que parte una barra *u* articulada con él, y que termina en una ranura prolongada, en el interior de la que penetra un botón que forma parte de un manubrio *T* unido á la llave *O*. Cuando

el botón del manubrio T se encuentra entre los extremos de la ranura, se mueve el émbolo sin adquirir la llave O el menor movimiento, es decir, que la barra de conexión solo actúa sobre el manubrio, cuando el émbolo A se encuentra próximo á uno de los extremos de su carrera.

La simple inspección de la figura, revela la marcha que sigue el líquido por los tubos P y Q, según sea la posición de la llave O.

376. Rendimiento.—El rendimiento de estas máquinas oscila entre 0,65 y 0,75, y el uso á que generalmente se destinan es el mismo que las de simple efecto, uniéndose el vástago del émbolo motor al de la bomba dedicada á hacer el agotamiento.

b—Tipo 2.º—*Máquina con árbol de rotación y volante.*

377. Descripción.—Las máquinas de columna de agua á doble efecto, pueden ser empleadas en poner directamente en movimiento un árbol de rotación, teniendo en este caso una forma análoga á la que presentan las máquinas de vapor.

Consta esta máquina, de un cilindro $D\,E$ (fig. 58), en el interior del cual se mueve un émbolo P cuyo vástago L, después de atravesar una caja de estopas, se articula á una biela y ésta á la manivela que trasmite el movimiento al árbol motor. Sobre este mismo árbol va montada una excéntrica, que uniéndose al vástago, dá el conveniente movimiento á los pequeños émbolos H y K que ponen en comunicación el cilindro con el tubo de admisión ó con el de desagüe G.

378. La distribución es idéntica, por lo que queda dicho, á la que se emplea en las máquinas de vapor. Las lumbreras

tienen el mismo ancho que los émbolos *H* y *K*, toda vez que por la incompresibilidad del agua, no es posible obtener la expansión, y el camino recorrido por los émbolos es igual al doble del ancho de las lumbreras.

379. Rendimiento.—Este tipo de máquinas está poco generalizado por el gran rozamiento á que están sujetos los émbolos *H* y *K*, el que necesariamente ha de absorber una gran parte del trabajo motor, haciendo que su rendimiento no llegue á 0,60.

CAPÍTULO II

2.ª Especie de máquinas de columna de agua

MÁQUINAS DE CILINDRO OSCILANTE

380. Tipos diversos de esta especie de máquinas.—Muchos son los tipos comprendidos en esta especie, á los que no distinguen caracteres especiales y cuya diferencia estriba únicamente en el número de cilindros de que cada uno vá provisto. Nos ocuparemos únicamente de los de un solo cilindro, dando una idea de los receptores Schmid y Megy é indicando brevemente el uso que puede hacerse de los de varios cilindros.

381. Receptor Schmid.—De la misma manera que en las máquinas de esta especie que se estudian en el curso de las de vapor, es el mismo cilindro el que por sus oscilaciones regula la distribución. A este fin, una de sus caras (fig. 59) es circular convexa, teniendo su centro en el de los muñones

al rededor de los cuales efectúa el cilindro su movimiento oscilante. Esta cara resbala sobre una superficie cóncava concéntrica con aquélla y horadada por los tres orificios *a*, *b* y *c*, de los cuales el *b* corresponde á la admisión y los otros dos al escape. El tubo que conduce el motor es el *H* en nuestra figura, y el *H'* el que permite la salida del líquido que ya ha trabajado.

La varilla del émbolo se une directamente á la manivela que pone en movimiento al eje, sobre el que está montado un poderoso volante.

382. En el corte representado en la figura, el motor actúa sobre la cara de la izquierda del émbolo, y el agua que ha trabajado es expulsada por el orificio *c*, para después verificar su salida por el tubo *H'*.

Se construyen estos receptores con diámetros comprendidos entre 40 y 250 ^{mm}, para recorridos del émbolo comprendidos entre 50 y 325 ^{mm}, y dando de 80 á 300 vueltas por minuto, lo que supone velocidades medias del émbolo comprendidas entre 0,50 y 1^{m}.

383. Se puede considerar ventajoso su empleo como el de todas las máquinas de columna de agua, en aquel caso en que se disponga de un gran salto y pequeño caudal; pero ha de tenerse presente que por efecto del rozamiento que se origina entre las superficies convexa y cóncava, exigen el empleo de aguas extremadamente limpias, pues que de lo contrario el deterioro de aquellas superficies, ocasionaría serios inconvenientes para la buena marcha del receptor.

Su rendimiento oscila entre 0,80 y 0,90 del trabajo motor.

384. Receptor Megy.—Su diferencia esencial con el que acaba de describirse, es que la distribución se opera por el movimiento impreso á una corredera encerrada en su correspondiente caja de distribución.

Se compone (fig.^{s} 60 y 61) de un cilindro oscilante *C* al que se unen dos muñones que alojados en sus correspondientes coginetes, permiten el giro de aquél. En el interior

del cilindro se mueve el émbolo macizo P, al que se une una varilla p que se articula directamente al árbol acodado A, provisto de un potente volante.

Verifica la distribución la corredera cilíndrica t montada sobre el eje t' susceptible de girar en dos coginetes fijos á las paredes laterales de la caja de distribución. El eje t' recibe un movimiento de rotación alternativo por la palanca T', articulada á la biela T que recibe su movimiento de la escéntrica T'' colocada sobre el árbol general A, y en virtud de este movimiento, cada extremo del cilindro se pone alternativamente en comunicación con el tubo de admisión ó de escape.

Por último, los muñones de giro del cilindro son huecos, sirviendo uno de ellos para la conducción del agua, y el otro para la salida.

El rendimiento de este receptor es igual al del Schmid.

385. **Receptores de varios cilindros.**—Análogos á los que acabamos de describir, se construyen receptores de dos y aún de tres cilindros. Los dos cilindros tienen por objeto evitar los puntos muertos, á cuyo fin tienen sus manivelas dispuestas en ángulo recto y ejerciendo ambas su acción sobre el mismo árbol motor.

386. En los receptores de tres cilindros conjugados, cada uno de éstos lo es á simple efecto y tienen sus manivelas formando cada una 120° con la inmediata.

Compréndese, por consiguiente, que con esta última disposición se consigue una gran regularidad, puesto que por lo menos uno de los émbolos siempre estará en carga y á una distancia de su punto muerto, por cuya circunstancia puede decirse que no existen estos puntos para el conjunto.

Por lo demás, la distribución se verifica en estos aparatos por una corredera cilíndrica. Su analogía con los de un cilindro, no hace necesario entrar en más detalles de estos receptores.

387. Usos de las máquinas de columna de agua.— Para terminar, diremos que únicamente circunstancias de localidad podrán aconsejar la adopción de esta clase de receptores.

Es efectivamente necesario disponer de un salto de gran altura, así que puede decirse está limitado su uso á poner en movimiento alguno de los transportadores que daremos á conocer en el estudio siguiente, para verificar el agotamiento de los pozos que en las minas es necesario practicar.

Rara vez será conveniente emplear la máquina de columna de agua para proporcionar una energía aplicable á un trabajo industrial, ya que en el día y según llevamos dicho, los receptores de la 2.ª clase ó turbinas, son tan económicos y tan sencillos en su instalación y manejo.

ESTUDIO VI

Comparación de los receptores hidráulicos

CUADRO DEL ESTUDIO VI

Consideraciones generales.

Ventajas é inconvenientes de las..... { Ruedas de corriente ordinaria.
Id. de costado.
Id. de corriente superior.

Paralelo entre la 1.ª y 2.ª clase de receptores.

Ventajas é inconvenientes de las..... { Turbinas centrífugas.
Id. centripetas.
Id. paralelas.
Id. mixtas.
Máquinas de columna de agua.

CAPÍTULO ÚNICO

388. Consideraciones generales.—Los receptores descriptos en los tres estudios que preceden, son los exclusivamente empleados para utilizar la energía de los saltos de agua. De todos ellos tratamos de hacer un estudio comparativo, para poder en cada caso colegir cuál será el más conveniente á fin de obtener el mayor efecto útil.

Es imposible en absoluto dar reglas fijas y determinadas para la elección del receptor, pues innumerables causas, cuales son; el salto de agua, las condiciones de localidad, la clase de trabajo que el receptor haya de verificar, la mayor ó menor constancia del volumen de agua que por la corriente discurra, el capital de que se disponga, etc., son otras tantas que han de tenerse siempre muy presentes antes de elegir el receptor que haya de proporcionar la energía necesaria al objeto industrial á que sea destinado. Nos concretaremos, por consiguiente, á enumerar las ventajas é inconvenientes que cada uno de ellos puede presentar y su limitación con respecto al salto de agua, siguiendo el mismo orden establecido al hacer su descripción.

389. Ruedas de corriente ordinaria.—Entre los diversos tipos que esta especie comprende, aparecen en primer

lugar, las *ruedas colgadas*. Estos receptores son convenientes para aprovechar los ríos de corriente fuerte, de un caudal sensiblemente constante y que no sean propensos á avenidas; presentan la ventaja de que su instalación es económica así como su entretenimiento y de no necesitar canal. Pero tanto este tipo como las *pendientes de barcos* solo serán aplicables para industrias, en que el trabajo que se haya de efectuar sea siempre constante y de pequeño valor, toda vez que su rendimiento supera en poco á 0,10; y en aquellos casos en que sea necesario un rendimiento más elevado, tendrá útil aplicación la *cadena hidráulica de Roman*.

390. Análogas consideraciones son extensivas á las ruedas del 2.° tipo ó *ruedas de cuchara*, las que únicamente son empleadas para molinos de poca importancia y cuyo receptor solo tendrá superioridad sobre los que llevamos examinados, cuando el movimiento de la máquina operadora sea de rotación al rededor de un eje vertical; puesto que, con su adopción, se evitan las pérdidas inherentes á los modificadores que hubieran de montarse para el cambio de dirección del movimiento.

391. Las *ruedas ordinarias* y las que de este tipo se derivan, que son *las perfeccionadas y la de Poncelet*, pueden tener útil aplicación cuando se dispone de saltos de agua que excedan poco de un metro, al mismo tiempo que de un excesivo caudal de agua. Las ruedas ordinarias son sumamente sencillas, ocupan poco espacio, su emplazamiento es poco costoso y pueden marchar á grandes velocidades, siendo su rendimiento de 0,30. *Las perfeccionadas* necesitan más esmerada construcción y su emplazamiento es tan ligero como el de las anteriores; pero en cambio su rendimiento es de 0,50. *La rueda de Poncelet*, por último, necesita estar fabricada con mayor esmero, su coste es más elevado que el de los dos receptores que se acaban de citar, puede también marchar á gran velocidad y su rendimiento, estando establecida en buenas condiciones, puede llegar á 0,70.

392. Ruedas de costado.—En general estas ruedas se aplican á saltos comprendidos entre 1^m y $2^m,60$ como máximun. *La de paletas planas* es de construcción sencilla, siéndolo asímismo su entretenimiento y será de muy útil aplicación cuando el trabajo que haya de efectuarse no exija una gran velocidad, toda vez que su efecto útil es tanto mayor cuanto más pequeña sea la velocidad á que funcione.

En aquellos casos en que se disponga de un salto de esta altura y que la corriente esté sujeta á grandes avenidas, puede tener utilísima aplicación la rueda de compartimientos de Mr. Marozeau, que además presenta la ventaja de que su rendimiento se aproxima á 0,80 mientras que el de la anterior no llega á 0,60.

393. Con las *ruedas de paletas poligonales y curvas* se consigue mayor efecto útil que con las de paletas planas; pero su construcción esmerada y en consecuencia su elevado coste, traen consigo el que no sean empleadas más que en aquellos casos en que no siendo posible el uso de otro receptor, sea necesario gran rendimiento.

394. El receptor por excelencia de los comprendidos en esta especie, es *la rueda Sagebien*. Puede ser establecida aún para saltos de $0^m,60$, y esta condición unida á la de su elevado rendimiento (0,90) la hacen muy aceptable cuando el salto de que se dispone es de poca altura. Este receptor marcha con pequeña velocidad y convendrá, por lo tanto, para los trabajos cuya resistencia sea casi constante y cuyas máquinas operadoras den un número pequeño de revoluciones por minuto. Por fin, otra ventaja que presenta es que puede funcionar con grandes ó pequeños gastos de agua.

Sus inconvenientes son: exigir grandes dimensiones; solidez para soportar el gran peso del agua que gasta y una esmerada construcción, tanto en ella como en el canal en que esté montada. Este receptor no convendrá cuando se haya de comunicar á la máquina operadora un rápido movimiento de rotación, puesto que los órganos intermedios absorberían gran parte del trabajo útil.

395. Ruedas de corriente superior.—Tienen aplicación estos receptores para saltos de agua comprendidos entre 3 y 12^{m}. Los que funcionan á pequeña velocidad presentan el inconveniente de la necesidad de órganos intermedios para incrementarla al ser comunicada á las operadoras; pero en cambio utilizan mejor la acción del peso del agua, por el retardo en el derrame de las artesas. Lo contrario ocurre en las que marchan á gran velocidad. Tanto en unas como en otras, es necesario que el canal de desagüe sea muy inclinado, para que el agua que vierten las artesas tenga facil salida, no absorbiendo parte del trabajo útil que proporciona el receptor. Sus inconvenientes son: exigir una gran solidez, por el gran peso que debe dárseles forzosamente, y una esmeradísima construcción en el trazado de las artesas, sobre todo, cuando éstas son curvas.

396. Por último, el *rosario hidráulico* es un receptor cuyo uso solo está indicado para los casos en que se disponga de poco emplazamiento, dadas sus pequeñas dimensiones en sentido horizontal; pero fuera de este caso, debe proscribirse en absoluto, por las muchas resistencias nocivas que en él existen y que naturalmente han de disminuir su efecto útil.

397. Paralelo entre la 1.ª y 2.ª clase de receptores.—Ya se ha indicado en el lugar correspondiente la manera de obrar el agua en las turbinas, y se han expuesto las razones que hacen de éstas el receptor por excelencia para aprovechar los saltos de agua.

Presentan sobre las ruedas de acción inmediata preciosas ventajas que hemos de recordar aquí, aunque sea á la ligera, y son las siguientes:

1.ª La facultad que poseen de poder recibir el agua en todo el contorno de la rueda, permite darles dimensiones mucho más reducidas que las de las ruedas ordinarias.

2.ª El poder verificar su trabajo estando completamente sumergidas, permite colocarlas en el fondo del cáuce; por cuya circunstancia, aprovechan lo mismo los saltos grandes que los medianos y pequeños.

3.ª La turbina puede funcionar durante las heladas, en aquellos ríos en que la congelación no se produce más que en la superficie.

4.ª Por la circunstancia de ser construídas enteramente de metal, presentan mucha más solidez y duración que la mayoría de las ruedas de acción inmediata; no exigiendo como aquéllas gasto alguno para reparaciones, y limitándose el coste del entretenimiento, al engrase de sus guías de movimiento.

5.ª Por último, el sentido en que gira una rueda está siempre supeditado al del movimiento de la corriente; y en la turbina, para nada hay que preocuparse de este último; pudiéndose conseguir la rotación necesaria, con solo dar la dirección conveniente á las curvas conductrices del distribuidor y rueda.

398. No se crea por lo dicho, que estos receptores están exentos de inconvenientes. En razón á sus reducidas dimensiones, se obstruyen con gran facilidad por los cuerpos extraños que acompañen al líquido y su funcionamiento es imposible en las corrientes que arrastren grandes trozos de hielo. Por esta razón, suele colocarse en un punto situado agua arriba de la compuerta que permite la entrada del motor en la turbina, una regilla que impida el paso de cuerpos de determinadas dimensiones.

Exigen asímismo las turbinas, que el canal de salida esté establecido más bajo que el de una rueda ordinaria, lo que se comprende que trae consigo gran gasto en los trabajos de instalación. Esta desventaja la presenta también la rueda Sagebien, como ya quedó expresado.

Además de los inconvenientes citados, que son comunes á todas las turbinas, cada tipo tiene algunos que le son peculiares y que sucesivamente hemos de ir enumerando.

399. Turbinas centrífugas.—El principal inconveniente que puede señalarse á esta especie de receptores es su tendencia á aumentar la irregularidad en el movimiento, cuando por cualquier circunstancia varían las resistencias que obran sobre ellos. Esta propiedad depende precisamente del modo

de actuar el agua, y se explica con facilidad, al observar que una disminución, por ejemplo, en la resistencia del operador, tiende á acelerar la turbina, en la que aumentando la fuerza centrífuga, se aumenta también la velocidad de entrada del agua, y como es consiguiente, su gasto; sucediendo fenómenos contrarios, en el caso en que aumente la mencionada resistencia. Este inconveniente puede salvarse mediante el empleo de reguladores apropiados que obren sobre la compuerta que da acceso al agua.

400. La *turbina simple* de este sistema, queda dicho en el lugar correspondiente el inconveniente de que adolece de ser variable también su rendimiento cuando el gasto es variable, cuyo efecto es debido á los remolinos que se forman cuando el agua no llena por completo los compartimientos de las curvas conductrices por no estar del todo abierta la compuerta, resultando por consiguiente que este receptor será aplicable cuando el gasto sea sensiblemente constante. Semejante inconveniente es el que remedia la *turbina múltiple*, presentando en cambio el de tener exajeradas dimensiones y en consecuencia mayor peso.

La *turbina de acción parcial* solo tendrá empleo adecuado cuando se disponga de un gran emplazamiento, puesto que ha de aumentarse notablemente el volumen del receptor.

El inconveniente que todas las anteriores presentan de trabajar completamente sumergidas, es el que trata de remediar la *turbina hidroneumática*; pero su elevado coste y el trabajo que absorbe la bomba de inyección, hacen dudoso el aconsejar su empleo.

La *turbina de eje horizontal* conviene para saltos grandes con cañería de carga y aunque también puede utilizarse para los pequeños, pierde sus ventajas, y su rendimiento desciende notablemente. Las principales ventajas de este receptor son lo reducido de sus dimensiones, la facilidad de su instalación, el tener sus coginetes á la vista, la sencillez de la maniobra de su compuerta y la gran comodidad que hay para desmontarla.

401. **Turbinas centrípetas.**—Estos receptores no adolecen del grave inconveniente señalado para las centrífugas. Ya se ha indicado efectivamente en el lugar correspondiente que si la velocidad de una turbina centrípeta tiende á aumentar por efecto de una disminución en las resistencias de las operadoras, la velocidad del agua y por consiguiente el gasto disminuirían, lo que traería consigo una disminución en el trabajo motor, sucediendo el efecto contrario cuando aumenten las resistencias. Puede decirse por lo tanto, que estos receptores son auto-reguladores y bajo este punto de vista muy preferibles á las turbinas centrífugas, cuando el trabajo que hayan de ejecutar no ofrezca una resistencia constante.

Con el fin de que aprovechen toda la altura del salto, han de estar montadas como las centrífugas, completamente sumergidas; lo que es sabido que arrastra consigo una pérdida de efecto útil.

Los inconvenientes expresados para la turbina centrífuga simple, son extensivos á ésta, y como en ella se han evitado con la adopción de la *múltiple*, teniendo también igual objeto la *hidroneumática*.

402. Debemos señalar otro inconveniente común á las turbinas centrífugas y centrípetas y es el relativo al punto de colocación de la rángua, que estando situada en la parte inferior del canal, da lugar á depósitos terrosos que perjudican la buena marcha del receptor.

403. La *turbina centrípeta de eje horizontal* tendrá muy útil aplicación por su elevado rendimiento, gran sencillez y reducidas dimensiones, en aquellos casos en que se disponga de un gran salto de agua; montándose con cañería de carga.

404. **Turbinas paralelas.**—Tanto las turbinas centrífugas como las centrípetas de eje vertical, deben girar completamente sumergidas, lo que arrastra consigo una pérdida de efecto útil. Esta condición no es necesaria para la turbina paralela montada sobre un árbol vertical, siendo suficiente que la cara inferior de la rueda enrase con el nivel de agua

abajo. Esta ventaja de utilización de la misma altura del salto sin que la turbina trabaje completamente sumergida, dá á este tipo de turbinas superioridad sobre las antes descritas.

La *turbina simple* presenta el mismo inconveniente que su correspondiente de las anteriores cuando el gasto de agua es variable, inconveniente que se ha tratado de remediar con la *múltiple*, que es muy poco empleada por su complicación, mayor volumen y peso considerable.

La suspensión de estas turbinas, aunque más ventajosa que la de las centrífugas y centrípetas, no deja de ofrecer inconvenientes debidos á la gran longitud que debe tener el pivote donde apoya todo el conjunto, y á lo difícil de inspeccionar la rueda por ocupar un punto tan bajo.

405. La *turbina Jonval* remedia el inconveniente anterior, aprovechando sin embargo toda la altura del salto. La ventaja de estar su rángua y la rueda de la turbina en puntos fácilmente visitados y donde con gran comodidad se puede hacer el engrase, hacen que esta turbina se haya generalizado bastante.

En el caso en que se disponga de un gran salto de agua, pero en corrientes de un caudal pequeño, tendrá ventajoso empleo la *turbina de acción parcial paralela.*

La de *sifón* tendrá útil aplicación en saltos muy pequeños y la *invertida* solo se empleará en los casos en que se disponga de un gran salto y un gran caudal.

La *turbina paralela de eje horizontal,* es usada con gran ventaja en el caso en que se disponga de un gran salto y pequeño gasto, montándose de ordinario con cañería de carga.

406. Turbinas mixtas.—Como combinación que en general son estos receptores de las turbinas centrípeta y paralela, presentan las ventajas de aquélla con relación á la centrífuga, y al mismo tiempo gozan de las que presentan las paralelas, de utilizar todo el salto sin estar completamente sumergidas.

407. **Máquinas de columna de agua.**—Recordando lo que respecto á los anteriores receptores se ha expresado, se ha visto que las ruedas pueden aprovechar los saltos menores de 14^m, y que las turbinas son utilizables para cualquier salto, haciendo la elección del tipo más conveniente según los casos. Cuando se disponga de un salto de gran altura y de caudal pequeño, es cuando podrán ser utilizadas las máquinas de columna de agua. Necesitan además estos receptores, que las corrientes cuya acción utilicen no arrastren ni el más pequeño cuerpo extraño y sean además sus aguas muy puras, puesto que facilmente se comprende que de lo contrario habrían de producir en los órganos de distribución y en las válvulas que la efectúan, deterioros que harían imposible su funcionamiento.

408. Las *máquinas de cilindro fijo* se aplican casi siempre cuando la operadora á la cual han de poner en movimiento lo tenga rectilíneo alternativo, porque en caso contrario los mecanismos necesarios para la transformación del movimiento rectilíneo en circular, absorberían una gran parte del trabajo motor. De aquí que estas máquinas solo suelen dedicarse á poner en movimiento transportadores que han de verificar los agotamientos de minas, y en general cuando haya de obtenerse la elevación del agua á una altura considerable.

Por último, los *receptores de cilindro oscilante* pueden ser utilizados para verificar trabajos industriales, ya que ellos reciben directamente el movimiento de rotación; pero solo en raras circunstancias han recibido esta aplicación, siendo lo más general que sean destinados á cumplir el mismo objeto que los de cilindro fijo.

ESTUDIO VII

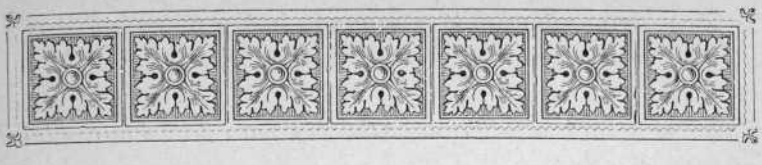
Transportadores hidráulicos.

CUADRO DEL ESTUDIO VII

Preliminares.
- Definición y clasificación.
- Consideraciones generales.

2.º Grupo. Transportadores hidráulicos.

- **1.ª Clase**, ó sea los que no exigen mecanismo especial.
  - **1.ª Especie.**—Aparatos en que el movimiento de los líquidos es debido á una diferencia de temperatura.
  - **2.ª Especie.**—Aparatos en que es debido á un fenómeno de arrastre producido por el paso de una corriente de vapor de agua.
- **2.ª Clase.** Transportadores que exigen el empleo de mecanismo especial.
  - **1.ª Especie.**—Para pequeños caudales y pequeñas alturas
    - Rosario hidráulico.
    - Noria.
    - Tornillos elevatorios
    - Ruedas de paletas.
    - Rueda elevatoria.
    - Timpanos
  - **2.ª Especie.**—Para toda clase de caudales y alturas.
    - **Tipo 1.º** Bombas rectilíneas.
      - Aspirantes.
      - Impelentes.
      - Aspirantes é impelentes
      - A doble efecto.
      - De incendios.
      - Bombas Letestu.
    - **Tipo 2.º** Bombas rotativas
      - Bomba de Diezt.
      - Id. rotativa-oscilante.
      - Id. centrífuga.
    - **Tipo 3.º**—Ariete hidráulico.



PRELIMINARES

409. Definición.—Al hacer la clasificación de las máquinas hidráulicas (134), hemos considerado en este grupo, aquellas en que interviene la acción del agua como efecto. Definiremos, pues, los transportadores hidráulicos, diciendo que son máquinas hidráulicas que tienen por objeto verificar el transporte del agua de un punto á otro, para ser utilizada convenientemente.

410. Clasificación.—Los procedimientos empleados para conseguir este objeto, son de dos clases.

Pertenecen á la primera los que no exigen el empleo de ningún mecanismo especial, y en ellos el movimiento del líquido puede ser debido:

1.° A una simple diferencia de temperatura.

2.° A un fenómeno de arrastre producido por el paso de una corriente de vapor de agua.

Los pertenecientes á la segunda hacen necesario el empleo de mecanismos especiales, y los clasificaremos en dos especies.

A—1.ª ESPECIE.—*Transportadores para pequeños caudales y pequeñas alturas.*

B—2.ª ESPECIE.—*Transportadores para toda clase de caudales y alturas.*

Y, en fin, para el más ordenado estudio, subdividimos cada una de estas especies en diferentes tipos enumerados en el cuadro anterior.

411. **Consideraciones generales.**—Partiendo, como se ha hecho en los receptores hidráulicos, de la ecuación

$$T_m = T_u + T_f$$

la incógnita en esta clase de máquinas será el trabajo motor T_m, por lo que debemos examinar cuál sea la forma que afecten los valores de T_u y T_f.

Si P representa el peso del agua que se ha de elevar á la altura H, el trabajo útil tendrá por expresión

$$T_u = PH$$

En el término T_f están comprendidas todas las resistencias nocivas que se producen en el receptor que se emplee y en el transportador que pone en movimiento.

Estas resistencias nocivas son debidas: á los rozamientos y choques que pueden producirse entre las diversas piezas que constituyen ambas máquinas, al rozamiento del líquido contra las paredes del vaso en que se mueve, á los cambios bruscos de magnitud y dirección, y por último, á la velocidad que el líquido posee cuando ya ha sido elevado á la altura deseada y que en nada se utiliza.

412. Generalmente el rendimiento de los transportadores de la segunda clase se calcula en un 75 por 100 y por consiguiente

$$T_m = \frac{T_u}{0{,}75} = \frac{PH}{0{,}75}$$

Elegido por lo tanto el transportador que sea más conveniente á las condiciones de localidad, se calculará el valor de T_u y se verá si el de T_m que resulte puede proporcionarlo el motor de que se disponga.

El motor empleado en los transportadores de la 1.ª clase es el calor. En los de la segunda puede ser cualquiera; por más que los que generalmente se adoptan, sobre todo para los de la primera especie, son los animados.

CAPÍTULO I

1.ª Clase de transportadores

TRANSPORTADORES QUE NO EXIGEN MECANISMO ESPECIAL

a—1.ª Especie.—***Movimiento debido á una diferencia de temperatura.***

413. Calefacción de habitaciones.—Presentamos como ejemplo de esta especie, la calefacción de las habitaciones por medio del agua caliente. Para un edificio de varios pisos, el aparato consta de una caldera colocada en la parte inferior de aquél, la que comunica por medio del tubo *A* (fig. 62) con el vaso de expansión *B;* haciéndolo éste á su vez con el número de estufas necesario *D*, *D'*, por medio de los correspondientes tubos de comunicación. Generalmente las estufas de un mismo piso se colocan dentro de un solo circuito que comunica con el vaso de expansión y con el fondo de la caldera.

414. Condiciones de este aparato.—La disposición indicada en la figura, dá una circulación muy débil con gran volumen de agua; existiendo otra que no nos detenemos á

detallar, y que proporciona una circulación muy activa con pequeño volumen de agua.

La calefacción del aire se verifica por su contacto con los tubos y estufas por donde circula el agua, y como el calor específico de este líquido es considerable, una pequeña cantidad de él puede calentar un gran volumen de aire.

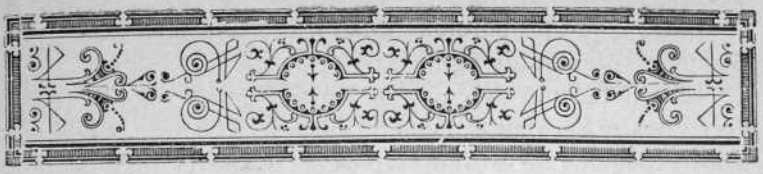
415. El transporte del agua desde que sale de la caldera hasta que vuelve á ella, claro es que se efectúa merced á la diferencia de densidades, por consecuencia de las temperaturas por que va pasando.

b—2.ª Especie.—*Movimiento debido á una corriente de vapor de agua.*

416. **Inyector Giffard** (1).—Sirve este transportador para la alimentación automática de las calderas de vapor. El vapor que sale de la caldera por el tubo *A* (fig. 63) llega al tubo *B*, y marcha arrastrando en su paso el aire contenido en este tubo y en el *D*, siendo aspirada por consiguiente el agua contenida en el depósito *G*, que mezclándose con el vapor que pasa por el tubo *B*, viene á producir un chorro turbio y opaco que penetra en el interior de la caldera por el tubo *C*.

Este mismo principio sirve de fundamento á los aparatos llamados pulsómetros, destinados como el inyector Giffard á producir el transporte del agua, aprovechando el paso de una corriente de vapor.

(1) Como este transportador se describe al detalle en el curso de máquinas de vapor, solo se dá en este lugar cuenta de él, muy someramente.



CAPÍTULO II

2.ª Clase de transportadores

TRANSPORTADORES QUE EXIGEN EL EMPLEO DE MECANISMO ESPECIAL

A — 1.ª Especie.—***Transportadores para pequeños caudales y alturas.***

417. Aparatos comprendidos en esta especie.—A causa de la gran sencillez de estos aparatos y de ser su uso tan conocido, no hacemos más que mencionar á la ligera las diferentes especies contenidas en el cuadro de clasificación, y que son las siguientes:

a.—*Rosario hidráulico.*
b.—*Noria.*
c.—*Tornillo elevatorio.*
d.—*Rueda de paletas.*
e.—*Rueda elevatoria.*
f.—*Tímpano.*

418. *a.*—**Rosario hidráulico.**—El receptor que bajo este mismo nombre se describió en el lugar correspondiente (243), es reversible, pudiendo aplicarse á la elevación del agua. Un motor cualquiera, generalmente animado, pone en movimiento una de las poleas (fig. 37), que lo comunicará á la cadena sin fin; los discos, al introducirse en el tubo vertical, arrastran consigo al agua y la van vertiendo en la parte superior.

Cuando la altura á que debe elevarse el líquido es muy pequeña, suele colocarse inclinado.

419. Es muy empleado este transportador en los agotamientos necesarios en las construcciones que se verifican por debajo del nivel de un río próximo, para lo que previamente se construye un dique. Su rendimiento oscila entre 0,60 y 0,70.

420. *b.*—**Noria.**—Consiste este transportador (fig. 64) en una cadena sin fin que gira entre dos poleas, imprimiéndose el movimiento á una de éstas. Unidos á la cadena van unos vasos de forma conveniente para que al sumergirse en el depósito *A*, recojan el agua que más tarde han de verter en el conducto superior *B*.

Este transportador se utiliza no solamente para la elevación del agua, sino también en los establecimientos industriales para el transporte de las sustancias pulverulentas ó de pequeño volumen.

421. Las máquinas que se utilizan para el dragado de las bahías y rías, no son otra cosa que norias, cuyos vasos descendiendo al lecho, recojen las arenas en él depositadas y las elevan para verterlas en una gabarra destinada á transportarlas. En este caso, los vasos están horadados en toda su superficie, con pequeños agujeros por los que se escapa el agua mezclada con la arena.

422. *c.*—**Tornillos.**—Para efectuar agotamientos en pequeñas profundidades, se emplean los tornillos, siendo los tipos principales que en esta especie pueden considerarse, el de Arquímedes y el Holandés.

423. **Tornillo de Arquímedes.**—Consta de un cilindro hueco *AA*, de madera ó metal (fig. 65), y de un núcleo interior también cilíndrico, que están reunidos por una hoja metálica cuya forma es un helicoide de plano director, la que ocupa todo el espacio comprendido entre ambos cilindros. El conjunto está colocado sobre dos coginetes, sumergido el uno y exterior al líquido el otro, y dispuestos de tal modo, que proporcionen á aquél una inclinación de 35 á 40°.

La extremidad inferior se halla dispuesta de modo que pueda sumergirse en el líquido, como una mitad próximamente de su circunferencia; y la superior está en comunicación por medio de los correspondientes engranajes, con un manubrio ó volante que le proporciona un movimiento de rotación. A favor de éste, y sumergiéndose una vez en cada revolución el extremo de la hoja helicoidal, ésta recogerá una cierta cantidad de agua, que quedará alojada entre las dos primeras espiras, é irá ascendiendo por ellas á medida que el tornillo vaya girando.

Resulta, que constantemente estarán ocupadas por el agua las partes inferiores de cada uno de los espacios helicoidales, y por el aire las superiores; estableciéndose así una comunicación constante entre el depósito inferior *B* y el superior *C*, al que irá transportándose paulatinamente el líquido contenido en aquél.

424. Se comprende que no es indiferente la extensión del arco de hélice que en cada espira está ocupado por el agua, al que se dá el nombre de *arco hidróforo*. Su longitud está comprendida entre los dos puntos de la espira en los cuales la tangente á ésta es horizontal, y depende, como es consiguiente, de la inclinación dada á la máquina, y del ángulo que la hélice forme con las generatrices del cilindro.

Tampoco es indiferente la extensión de la parte sumergida, que debe ser tal, que el arco hidróforo pueda llenarse completamente y presentarse al aire libre cuando esto suceda, para que los filetes consecutivos, llenando los diversos arcos hidróforos, puedan estar separados por una cierta can-

tidad de aire; sin lo cual, comportándose como verdaderos vasos comunicantes, se imposibilitaría el ascenso del líquido. Resulta que la inmersión debe ser tal, que en el momento en que el extremo inferior de la hoja helicoidal salga del agua, la tangente á la hélice sea horizontal.

425. Con estas disposiciones se consigue que el tornillo de Arquímedes proporcione un rendimiento que varía entre 0'60 y 0'65, el que se considera muy suficiente en las aplicaciones. Las dimensiones que suelen darse á este aparato, son por lo que respecta al diámetro, de 35 á 65 centímetros; y en cuanto á la longitud, la más proporcionada es de doce calibres. El núcleo interior tiene próximamente un diámetro que es el tercio del que corresponde al cilindro exterior, y la hoja helicoidal, de espesor conveniente, se dispone á veces de modo que esté compuesta de dos helicoides igualmente distanciados, para disminuir la separación entre las espiras consecutivas.

426. Tornillo Holandés.—El transportador que se acaba de describir, tiene el inconveniente de ser muy pesado y esto trata de evitarse en el que ahora nos ocupa.

Supongamos que en el tornillo de Arquímedes se suprima la cubierta cilíndrica que cierra exteriormente el espacio comprendido entre las espiras sucesivas, é imaginemos que el conjunto del eje y la superficie del tornillo pueda girar en el interior de una canal cilíndrica, de manera que los bordes exteriores de los filetes se encuentren casi en contacto con las paredes de la canal: esta es la disposición del tornillo Holandés. Al comunicarle un movimiento de rotación, el líquido se eleva con la misma facilidad que en el tornillo de Arquímedes. Una parte del agua que se eleva puede volver á caer en el depósito inferior, pasando entre los bordes de las paredes del tornillo y las de la canal, por lo que debe dejarse entre ellas solo el juego necesario para que pueda verificarse la rotación.

Como se vé, en este tornillo la canal cilíndrica sustenta una de las componentes del peso del agua, mientras que el

eje del tornillo solo sustenta la otra, siendo por consiguiente, menor el rozamiento desarrollado en los coginetes y mayor el efecto útil.

427. El tornillo Holandés tiene una gran aplicación en los molinos harineros, para trasladar de un punto á otro, sustancias en estado pulverulento. El tornillo, instalado convenientemente en una canal cuya longitud ocupa por completo, al recibir un movimiento de rotación al rededor de su eje, coje el polvo acumulado en un depósito dispuesto en un extremo de la canal; de esta manera la sustancia pulverulenta se introduce entre las espiras y pasa arrastrada hasta el otro extremo, del cual cae á un segundo depósito.

428. *d*.—**Rueda de paletas.**—La fig. 66 representa un transportador de esta especie, muy conveniente cuando la altura á que se ha de elevar el agua no es muy grande y el caudal es considerable.

Recibiendo la rueda un movimiento de rotación en el sentido marcado en la figura, al llegar al punto *A* la paleta cargada de agua, el líquido se vierte por la parte superior de la cresta de un canal circular, desde cuyo punto se dirige á un depósito.

El rendimiento de este transportador oscila entre 0,70 y 0,80.

429. *e*—**Rueda elevatoria.**—La representada en la figura 67 posee en su circunferencia un gran número de cajones destinados á recoger el agua de un canal *A*, elevándole en esta disposición hasta llegar á verterlos en los receptáculos *B* y *C* por orificios practicados en la parte interior de la rueda, pasando finalmente el líquido desde aquéllos á los canales *D*, *E*. Los brazos *F* que unen el contorno de la rueda con el árbol central, no ocupan por completo el ancho de la rueda, merced á cuya disposición penetran los receptáculos *B*, *C* en el interior de aquélla, por una y otra parte de los brazos, sin impedir su movimiento.

430. *f*—**Tímpanos.**—Existen dos clases de tímpanos, el de tubos (fig. 68) y el de hojas (fig. 69). El primero se com-

pone de una serie de tubos en espiral, colocados alrededor de un eje horizontal. El agua penetra en cada tubo á medida que se sumerje en el tramo de agua abajo y una vez dentro del tubo, como tiende á ocupar siempre su punto más bajo, avanzará desde la circunferencia al centro, en el cual encuentra un orificio anular libre, por el que se vierte en el depósito superior. La rueda puede ser movida por la misma corriente.

431. Pero el tímpano más usado es el de hojas. Sobre un árbol horizontal se colocan dos discos, entre los que se fijan varias hojas en espiral, que sucesivamente van sumergiéndose en el agua. Como el líquido tiende siempre á ocupar la parte más baja de la hoja, marcha desde la circunferencia del tímpano hasta su orificio central.

El inconveniente principal del tímpano es, además de su pesadez, que la altura de elevación del agua es muy limitada. Sin embargo, establecido en buenas condiciones, su rendimiento puede llegar hasta 0,75.

B—2.ª Especie.—*Transportadores para toda clase de caudales y alturas.*

432. **Condiciones de estos aparatos.**—Ya digimos que considerábamos comprendidos en esta especie, aquellos transportadores que exigiendo el empleo de mecanismo especial, eran propios para toda clase de caudales y alturas; y para el más facil estudio de ellos, los dividimos en los tres tipos que aparecen en el cuadro.

Las máquinas elevatorias que hasta ahora hemos estudiado, estaban constituídas por un conjunto de piezas móviles que tomando el agua en la parte inferior, la elevaban sin abandonarla, hasta los receptáculos en que había de verterse. Las comprendidas en esta especie difieren de las ya descritas, no solo en que elevan cualquier caudal de agua á cualquier

altura, sino también en que las piezas móviles que las constituyen solo se mueven en una pequeña parte de la altura total á que debe elevarse el agua.

433. **Generalidades sobre las bombas.**—Una bomba consiste en general, en una capacidad cerrada cuyas dimensiones interiores pueden aumentar ó disminuir, á voluntad, y cuya comunicación con los tubos en que se mueven los líquidos se establece ó interrumpe en momentos convenientes.

Para conseguir la variación en las dimensiones de la capacidad cerrada, generalmente cilíndrica, y que recibe el nombre de *cuerpo de bomba*, se mueve en el interior de ella una pieza móvil llamada *émbolo*, que se adapta exactamente á sus paredes interiores. La comunicación intermitente del cuerpo de bomba, con los diversos tubos porque circula el agua, se establece por medio de válvulas que se abren en sentido conveniente.

El émbolo puede tener dentro de su cuerpo de bomba, un movimiento rectilíneo alternativo ó uno de rotación, y de aquí la consideración de los dos tipos que pasamos á estudiar.

a—Tipo 1.º—*Bombas rectilíneas.*

434. *a.*—**Bomba aspirante.**—Consta de un cuerpo de bomba *O* (fig. 70), en el que se mueve un émbolo provisto de una ó dos válvulas que se abren de abajo á arriba. Un tubo de aspiración *T*, fijo á la parte inferior del cuerpo de bomba, pone en comunicación á éste con el depósito inferior, existiendo en la unión de ambos otra válvula que se abre en el mismo sentido que las anteriores. Por último, el vástago del émbolo se articula á una palanca, que recibiendo el esfuerzo motor, hace tomar á aquél un movimiento rectilíneo alternativo.

435. Para comprender el funcionamiento de este transportador, si se supone el émbolo en el punto más bajo de su

carrera, y que el tubo T no contiene cantidad alguna de agua por encima del nivel del depósito de alimentación, al elevarse el émbolo, la válvula a se abrirá y la presión atmosférica, obrando sobre la superficie libre del agua contenida en el depósito de alimentación, obligará á ésta á introducirse en el tubo T, hasta el momento en que el émbolo llegue al punto más elevado de su carrera. Al descender el émbolo, comprimirá el aire que ocupa la parte inferior del cuerpo de bomba, lo que producirá el cierre de la válvula a, al mismo tiempo que se abrirán las del émbolo, dejando paso al aire que escapará á la atmósfera.

Se comprende, por consiguiente, que al cabo de un cierto número de emboladas, el aire que estaba contenido en el tubo de aspiración, habrá sido reemplazado por el agua del depósito de alimentación, y á partir de este momento, el agua se introducirá en el cuerpo de bomba al ascender el émbolo y en su descenso la expulsará al exterior.

436. Carga de la bomba.—Acabamos de exponer al explicar el funcionamiento de este transportador, que el aire contenido en el cuerpo de bomba, al descender el émbolo, abriendo las válvulas de éste se escapaba á la atmósfera. Pero desde luego se comprende, que desde el momento en que la presión que el aire experimenta en el cuerpo de bomba sea igual á la atmosférica, no se verificará su paso al través del émbolo, y por consiguiente, la columna líquida permanecería estacionada en el tubo de aspiración.

437. Tratemos, pues, de investigar ahora, la altura máxima á que podrá ser elevada el agua.

Sea V el volumen del cuerpo de bomba, v el espacio perjudicial, es decir, el comprendido entre la cara inferior del émbolo y la válvula a. Al cabo de un cierto número de emboladas, el agua se habrá elevado en el tubo T á una cierta altura, y sea x esta altura contada desde el nivel del agua en el depósito inferior. Supongamos en este instante al émbolo en la parte superior de su carrera y en el momento que empieza su descenso; el cuerpo de bomba encierra entonces

un volumen de aire $V+v$ á la presión $H-x$, (*) representando H la altura del agua que equilibra á la presión atmosférica y que tiene por valor $H=10^{m},33$.

Al descender el émbolo, este aire se comprime y cuando ha llegado al fin de su carrera, el volumen se reduce á v; por consiguiente, su presión que antes era $H-x$, habrá llegado á ser

$$\frac{(H-x)(V+v)}{v}$$

438. Si esta presión es mayor que la atmosférica H, se abrirá la válvula del émbolo, una parte del aire se escapará y al subir el émbolo aumentará la altura x. Pero si por el contrario, dicha presión es igual á H, el aire contenido en el cuerpo de bomba no pasará á través del émbolo y la columna líquida permanecerá en un mismo sitio del tubo de aspiración. Esta altura límite de la columna líquida, á partir de la cual ya no es posible la aspiración, se determinará por la igualdad

$$H=\frac{(H-x)(V+v)}{v}$$

de donde se deduce el valor

$$x=H\frac{V}{V+v} \quad \ldots\ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

Si $v=o$, es decir, si no hay espacio perjudicial

$$x=H=10^{m},33$$

(*) Téngase presente la constancia de la densidad y del área de la columna líquida, para que no choque que la presión se exprese en metros.

Pero á medida que v aumenta, x disminuye; así para $v=\frac{1}{2}V$ y $H=10^m,06$ que corresponde á 0,74 de mercurio,

$$x=8,94$$

valor que hace ver la influencia del espacio perjudicial, que es necesario disminuir en lo posible.

439. En el cálculo verificado para encontrar el valor de x, no se han tenido en cuenta el peso de las válvulas, las filtraciones del aire á través de las juntas del tubo de aspiración, el aire desprendido del agua al disminuir la presión y el vapor de agua que saturará el espacio en que el aire se ha enrarecido. Por estas circunstancias, la experiencia da límites inferiores á los obtenidos en la fórmula (1).

La última circunstancia antes expresada, es muy importante cuando la temperatura del agua es algo elevada. A 100° se hace imposible toda aspiración. Por estas razones el límite práctico de aspiración es de 8^m, y esa altura deberá tener á lo sumo la válvula a sobre el nivel del depósito inferior.

Para terminar este punto, añadiremos que esta condición no arrastra como consecuencia, que una bomba aspirante no pueda elevar el agua á una altura mayor de 8^m.

440. Podría lograrse mayor altura de elevación, haciendo pasar la varilla del émbolo por una caja de estopas, fija en la parte superior del cuerpo de bomba, y uniendo á la parte superior de éste un tubo lateral de ascensión del agua, provisto de una válvula que impidiera que aquélla volviese al cuerpo de bomba. Por esta disposición, el agua podría ser elevada á una gran altura, transformándose la bomba aspirante en una bomba elevatoria.

441. Rendimiento.—Partiendo como siempre lo hemos hecho, de la ecuación

$$T_m=T_u+T_f$$

tratemos de investigar los valores de las cantidades que en ella entran, para determinar el rendimiento de este transportador.

El término T_u, trabajo útil ó sea trabajo de elevación del agua, se determinará multiplicando la fuerza que obra sobre el émbolo por el camino que éste recorre, y la fuerza que obra sobre el émbolo, dependerá de las presiones que sobre sus caras superior é inferior se ejerzan.

442. Sean (fig. 71) h y h' las alturas de las columnas de agua que obran sobre las dos caras del émbolo; h_1 la altura total desde la superficie libre del líquido hasta la parte superior del cuerpo de bomba y H la de una columna de agua que equilibra á la presión atmosférica, siendo a el area del émbolo, y δ la densidad del agua.

La carga que obra sobre la cara superior de este último, será igual al peso de la columna de agua que sobre ella gravita, mas la presión atmosférica y su valor estará expresado, por consiguiente, por

$$C_1 = ah\delta + aH\delta = a\delta\,(h+H)$$

Sobre la cara inferior del émbolo, la carga será igual á la diferencia de pesos entre la columna de agua que equilibra á la presión atmosférica y aquélla cuya altura es h', teniendo por valor

$$C_2 = aH\delta - ah'\delta = a\delta\,(H-h')$$

443. El émbolo estará, por lo tanto, sometido á una carga que será la diferencia de estas dos

$$C = C_1 - C_2 = a\delta\,(h+H-H+h') = a\delta\,(h+h')$$

y como con muy poco error podemos hacer $h+h'=h_1$, dado el pequeño espesor del émbolo, tendremos

$$C=a\delta h_1$$

deduciendo en consecuencia, *que el esfuerzo que obra sobre el émbolo puede ser considerado como el peso de una columna líquida, que tenga por base la del émbolo, y por altura la que existe desde la parte superior del cuerpo de bomba al nivel del agua en el depósito inferior.*

El valor del trabajo útil será

$$T_u=a\delta h_1 l$$

y como *al* es igual al volumen del cuerpo de bomba

$$T_u=V\delta h_1$$

y recordando que $V\delta=P$ peso del agua, se tendrá finalmente

$$T_u=Ph_1$$

que es la expresión más sencilla del trabajo útil.

444. El valor de T_f se compondrá:

1.° Del trabajo debido al rozamiento del émbolo contra las paredes del cuerpo de bomba (*).

(*) En las aplicaciones se calcula este rozamiento en los émbolos guarnecidos de cáñamo ó rodajas de cobre, por medio de la fórmula

$$F=mDH$$

en la que D representa el diámetro, H la carga de agua, y m un coeficiente cuyos valores son:

$m=7$ *Kg* para	un émbolo y un	cuerpo de bomba	de latón bien pulimentado.
$m=15$ *Kg* para	id.	id.	de fundición.
$m=25$ *Kg* para	id.	id.	de madera bien pulimentada.
$m=50$ *Kg* para	id.	id.	de madera estropeada por el uso.

2.° Del trabajo correspondiente á la pérdida de fuerza viva sufrida por el agua á su paso por las válvulas.

3.° Del debido á la resistencia de las paredes.

4.° Del trabajo debido á la inercia del líquido y de las piezas móviles del aparato.

Experiencias hechas por Aubuisson, han dado para valor de $T_f = 0{,}28\, T_u$; y por consiguiente

$$T_m = T_u + 0{,}28\, T_u = 1{,}28\, T_u$$

445. **Condiciones de establecimiento.**—En lo posible conviene en estas bombas limitar la velocidad del émbolo entre $0^m{,}16$ y $0^m{,}24$ y aumentar más su curso que su velocidad. En las grandes bombas movidas por una fuerza motriz considerable, el curso del émbolo debe estar comprendido entre $1^m{,}20$ y $0^m{,}50$. El espacio perjudicial debe ser reducido á $0^m{,}05$ sin que pueda en ningún caso llegar á ser nulo, con objeto de evitar, que por consecuencia del juego que toman las piezas al cabo de un cierto tiempo, el émbolo percuta sobre la válvula *a*.

446. *6*—**Bomba impelente.**—Difiere este transportador del que se acaba de describir, en que su cuerpo de bomba está sumergido en el depósito de alimentación y en que el émbolo es macizo. De la parte inferior del cuerpo de bomba (fig. 72) parte un tubo que se pone en comunicación con el de inyección y ambos están separados por una válvula *S'* que abriéndose en el sentido de la flecha, impide que el líquido vuelva al cuerpo de bomba.

Fácil es comprender el modo de funcionar de esta bomba, puesto que en el ascenso del émbolo, produciéndose el vacío en el cuerpo de bomba, el agua del depósito de alimentación le llenará, y al descender, cerrándose la válvula *S*, el agua será comprimida, y abriendo la válvula *S'*, ascenderá en el tubo de inyección *T*.

447. **Cálculo del trabajo motor.**—Partiendo de la ecuación

$$T_m = T_u + T_f$$

determinaremos los valores de los términos T_u y T_f.

Sobre la cara superior del émbolo obra tan solo la presión atmosférica, y por lo tanto, llamando H la altura de la columna líquida que la equilibra, la carga correspondiente será $aH\delta$.

Sobre la cara inferior, además de la presión atmosférica, obra el peso de la columna de agua contenida en el tubo de salida, y cuya altura h es la distancia desde dicha cara inferior hasta el orificio de salida, siendo por consiguiente la carga

$$aH\delta + ah\delta$$

y en su consecuencia, la carga que soporta el émbolo, será

$$C = aH\delta + ah\delta - aH\delta = ah\delta$$

deduciéndose *que el esfuerzo que obra sobre el émbolo puede ser considerado como el peso de una columna líquida que tenga por base la del émbolo y por altura la distancia de la cara inferior de éste al extremo del tubo de inyección.*

El trabajo útil tendrá pues, por expresión

$$T_u = ah\delta\, l$$

448. El término T_f, trabajo resistente nocivo, se compone

de las mismas partes dichas en la bomba aspirante, y su valor determinado por experiencias, es 0,25 T_u.

La ecuación se convertirá en la

$$T_u = ah\delta l + 0{,}25\, ah\delta l = \frac{5}{4}\, ah\delta l$$

Se comprende, desde luego, que este trabajo se refiere al viaje de bajada del émbolo, puesto que en el ascenso del mismo no hay que vencer más resistencia que la que opone la presión atmósférica.

449. γ—Bomba aspirante é impelente.—Como su nombre lo indica, es este transportador una combinación de los dos que se acaban de estudiar. Bastará, pues, para tener una bomba de esta clase, adaptar un tubo á la abertura S de la bomba impelente, de tal manera que llegue á sumergirse en el depósito de alimentación, como se vé en la fig. 73.

450. Cálculo de la bomba.—Ninguna dificultad puede ofrecer el cálculo del trabajo motor, combinando cuanto se ha dicho referente á las bombas aspirante é impelente.

Partiendo de la ecuación

$$T_m = T_u + T_f$$

para encontrar el valor del término T_u que en ella entra, observaremos que en el ascenso del émbolo, la cara superior de éste, soporta una carga $aH\delta$ debida tan solo á la presión atmosférica, y la cara inferior, esta misma presión mas la de una columna de agua de altura h; es decir, que soporta en su cara inferior la presión $aH\delta + ah\delta$, y por lo tanto, el émbolo estará sometido á la diferencia de presiones

$$ah\delta$$

En su descenso, la cara superior soporta una presión $aH\delta$ y su cara inferior la $aH\delta + ah'\delta$, obrando, por consiguiente, sobre él en este viaje de bajada, la presión

$$ah'\delta$$

La soportada por el émbolo en ambos viajes será, pues,

$$C = ah\delta + ah'\delta = a(h+h')\delta = aH_1\delta$$

y la expresión del trabajo útil

$$T_u = aH_1\delta l.$$

451. El término T_f, que constará de las mismas partes que en los otros transportadores, se ha demostrado experimentalmente que es 0,25 T_u, y por tanto

$$T_m = aH_1\delta l + 0{,}25\, aH_1\delta l = \frac{5}{4}\, aH_1\delta l$$

expresión del trabajo motor, análoga á las encontradas para las otras bombas.

Ocioso parece indicar, que cuanto se dijo en la bomba aspirante referente á su carga, es exactamente aplicable á la que ahora nos ocupa.

452. δ—**Bomba á doble efecto.**—En los transportadores descritos hasta ahora y pertenecientes á la especie que estamos tratando, el agua no se introduce en el tubo de aspiración más que en la salida del émbolo y en el de inyección durante la bajada, por lo que la salida del agua se produce con intermitencias.

Este inconveniente es el que se trata de evitar con la bomba á doble efecto. El tubo de aspiración T (fig. 74) y el de inyección T', comunican con la parte superior é inferior del cuerpo de bomba; el de aspiración tiene dos válvulas S y S_1, que se abren de fuera á dentro, y el de inyección las S' y S'_1 que lo hacen de dentro á fuera.

453. Si suponemos la bomba cargada y el émbolo en la parte inferior de su carrera, al elevarse, las válvulas S_1 y S' se abren, y las S y S'_1 se cierran, siendo el agua aspirada por la S_1 y expulsada la que ocupaba la parte superior del cuerpo de bomba, por la válvula S' al tubo de inyección T'. En el descenso del émbolo permanecen cerradas las S_1 y S', y abiertas las S y S'_1, aspirándose el agua por la primera y siendo expulsada por la segunda.

454. Este sistema tiene los graves inconvenientes de que las válvulas son muy difíciles de recomponer á causa de la complicación de la bomba y de interrumpirse, aunque momentáneamente, la salida del agua, al verificarse el cambio de movimiento del émbolo. Generalmente para lograr el doble efecto, se acoplan dos cuerpos de bomba, que se hacen comunicar con un mismo tubo de aspiración y uno mismo de inyección, teniendo cuidado de disponer el movimiento de manera que los émbolos marchen en sentido inverso, análogamente á como se consigue este objeto en la máquina neumática.

455. Σ—**Bomba de incendios.**—Tanto la bomba aspirante-impelente como la bomba á doble efecto, no satisfacen á la condición de producir de una manera contínua la salida del agua y este inconveniente, muy grave para la aplicación que como su nombre indica, se hace de la bomba de incendios, se evita en ella de la manera siguiente:

Dos bombas impelentes en que las varillas de sus émbolos están articuladas á un balancín que gira alrededor de un eje horizontal (fig. 75), inyectan el agua en un depósito de aire intermedio, que recibe de ellos el agua sucesivamente. En este depósito existe un orificio al que está soldado un

tubo de cobre, cuyo extremo inferior está sumergido en el agua y sobre el que se atornilla uno de cuero que termina, por fin, en uno de latón tronco-cónico, cuyo objeto es lanzar el agua con mayor velocidad.

456. Resulta de esta disposición, que si bien es cierto que habrá un momento en que las bombas impelentes no inyectarán agua en el depósito del aire, que será el momento en que el movimiento de los émbolos cambia de sentido, no por esto habrá intermitencias en la salida del agua; puesto que en este momento el aire comprimido en el depósito, haciendo las veces de muelle, obligará al líquido á continuar su salida.

La fuerza motriz se aplica en unos travesaños que tiene el balancín colocados perpendicularmente á su dirección, y todo el aparato está introducido en un recipiente lleno de agua, que es de donde la toman las bombas impelentes.

457. λ—**Bombas Letestu.**—En las bombas construídas por este célebre Ingeniero, el émbolo cilíndrico está sustituído por otro cónico de metal, en la superficie del que se han practicado varios orificios. En el interior de este cono hueco se ha fijado por su vértice otro formado de cuero muy flexible, y cuyos bordes se apoyan sobre las paredes del cuerpo de bomba, cuando está comprimido interiormente.

Al descender el émbolo, las válvulas *a* (fig. 76) se cierran, y el agua, pasando por los orificios del cono metálico, separa el cuero de las paredes del cuerpo de bomba y pasa á la parte superior. En el movimiento de ascenso, el agua que está por encima del émbolo, comprime fuertemente los bordes del cuero contra las paredes del cuerpo de bomba y se vé obligada á ascender por el tubo *t*.

Las ventajas de este transportador, son la de no ser necesaria la pulimentación en el interior del cuerpo de bomba, y estar suprimido el rozamiento del émbolo en el período de descenso.

b—Tipo 2.º—***Bombas rotativas.***

458. *a*--Bomba de Diezt.—Están incluídas en el tipo de rotativas, aquellas bombas en que su émbolo está animado de movimiento de rotación, sea contínuo ó alternativo, y de las que muy ligeramente vamos á dar cuenta, empezando por la de Diezt que es la más antigua entre las de su género.

La figura 77 representa un corte de este ingenioso transportador por un plano perpendicular al eje de rotación del émbolo. Se compone de un cilindro *aa*, que comunica por un lado, con el tubo de aspiración *T*, y por el otro, con el tubo de ascensión *T'*. En el eje del cilindro *aa*, existe un árbol *c* que puede recibir un movimiento de rotación, arrastrando en él á otro cilindro *bb* atravesado á rozamiento suave por paletas *p*, *p'*, *p''*..... normales á su superficie. En el fondo del cilindro *aa*, están fijas una excéntrica *dd* interior al cilindro *bb* y una lámina metálica *m n* exterior á este cilindro y de figura casi semejante á la *dd*; esta lámina deja libres los orificios de aspiración y expulsión.

Si se considera una paleta cualquiera, la *p* por ejemplo, en movimiento por la rotación del cilindro *bb*, por efecto de la forma de las excéntricas *dd* y *mn*, se verá obligada á estar en contacto con ellas al recorrer este trayecto y formará con ellas una capacidad que progresivamente irá aumentando, capacidad que se llenará por consiguiente de agua. La paleta *p'* arrastrará en su movimiento de rotación al líquido y como al llegar al punto *a* la capacidad del vaso empieza otra vez á disminuir, el agua se verá obligada á salir por el orificio correspondiente al tubo de ascensión. Los inconvenientes que presenta este ingenioso aparato, son la dificultad en su ajuste, y exigir muchos cuidados en su entretenimiento.

459. *6*—**Bomba rotativa oscilante.**—En este transportador, debido á Bramah, conserva el árbol del motor un movimiento de rotación contínuo, el que se transforma por medio del mecanismo de manivela y biela. Consta (fig. 78) de un émbolo metálico *DD'* que puede tener un movimiento de rotación alternativo al rededor del eje *O'*, y cuyo movimiento puede comunicársele por medio de una biela y de una manivela *om*. El cuerpo de bomba está dividido en dos compartimientos *A* y *A'*, por medio de una pared vertical, y á ellos llega el tubo de aspiración *C*, que se bifurca antes de llegar al cuerpo de bomba, para ponerle en comunicación con dichos compartimientos. Dos válvulas *a* y *a'* situadas á la llegada de los tubos de aspiración y otras dos *D* y *D'* colocadas en orificios practicados en el émbolo, establecen ó interrumpen convenientemente la comunicación del cuerpo de bomba con los tubos de aspiración ó con el de eyección *G*. En la posición que la figura representa, el líquido penetra en el compartimiento *A* y es expulsado del *A'* para el tubo de eyección, sucediendo fenómenos inversos cuando el sentido de la rotación sea el contrario.

460. γ—**Bombas de fuerza centrífuga.**—Este género de bombas está caracterizado por el modo de efectuar la aspiración del agua, y tiene por fundamento el principio siguiente. Una pequeña rueda de paletas curvas gira al rededor de un eje, á gran velocidad; en el centro desemboca un tubo de aspiración; la rueda está encerrada en una capacidad cilíndrica de la que parte el tubo de ascensión. El agua comprendida entre las paletas adquiere una velocidad que crece con su distancia al eje de rotación, y por la acción de la fuerza centrífuga comprime á las moléculas situadas en el interior de la rueda; resulta, pues, una corriente por el tubo de ascensión, y una aspiración en el centro de la rueda, á la que es debido que penetre una nueva cantidad de líquido entre sus paletas. Es este transportador, según lo que llevamos dicho, una verdadera turbina elevatoria, de

constitución análoga á la de las turbinas que hacen el oficio de receptores.

461. Teoría de estas bombas.—Antes de pasar á explicar los dos tipos principales de bombas centrífugas, indicaremos brevemente su teoría.

Si partimos de la ecuación de las máquinas en régimen

$$T_m = T_u + T_f$$

observaremos que el trabajo útil tiene en este caso el valor

$$T_u = PH$$

en cuya fórmula P, representa el peso del agua que se ha de elevar y H la altura de elevación á centar desde el depósito inferior.

En el valor del término T_f figurarán además de las resistencias nocivas comunes á todas las máquinas, las ocasionadas por los cambios de dirección que el líquido experimenta. Además, la velocidad absoluta con que el agua abandona á las paletas de la rueda es absorbida por las agitaciones y torbellinos que se producen; este valor de la velocidad absoluta será resultante de la velocidad relativa y de la de arrastre, y el cálculo de su valor no ofrecería dificultad alguna, después de lo dicho en las ruedas de acción total.

Numerosas experiencias practicadas con las bombas de Gwynne y Appold que vamos á dar á conocer, han proporcionado para el efecto útil un valor que oscila entre 0,60 y 0,70 de T_m.

462. Bomba de Gwynne.—Este transportador representado en las figuras 79 y 80, de las que la primera es un corte longitudinal (suponiendo que se ha quitado medio disco

para dejar el interior al descubierto) y la segunda es una sección perpendicular á la anterior, consta del disco ó cuerpo de bomba *A* formado por dos segmentos cóncavos cuyos rebordes planos se unen entre sí por medio de pernos y tuercas; de los dos cilindros horizontales *BB*, que se unen al orificio central con los dos tubos laterales de aspiración *C* que se reunen en uno solo por debajo de la plancha que sirve de base al aparato, y de las paletas *DD*..... unidas al eje central *E*. Los cilindros horizontales *B* están herméticamente cerrados con sus tapas, de las cuales la izquierda tiene un coginete para recibir una de las extremidades del eje y la otra abierta y provista de su correspondiente caja de estopas permite el paso de aquél, que viene á apoyarse en un soporte exterior *G* sujeto á la plancha de la base. Y en fin una polea *H* montada en la extremidad del eje, recibe directamente del motor el movimiento de rotación.

Fácil será ya comprender el modo de funcionar esta bomba. El rápido movimiento de rotación del eje y por consiguiente de las paletas *D*, obliga á las moléculas del líquido contenido entre aquéllas á marchar á la circunferencia, obligándole á elevarse en el tubo de expulsión. Y como al mismo tiempo aquella rotación produce una aspiración en el centro, el agua será absorbida siguiendo los tubos *C* y cilindros *B*, obteniendo de esta manera la salida continua del líquido.

463. γ—Bomba de Appold.—Las diferencias esenciales de esta bomba con la de Gwynne que se acaba de describir, estriban en que la rueda que produce la absorción y expulsión del líquido se compone de seis paletas curvas colocadas de manera, que en el movimiento de la rueda, todas ellas marchen hacia el lado respecto al cual presente su convexidad.

El cuerpo de bomba ó tambor, está fundido en una sola pieza, con una abertura arreglada al grueso y forma de las paletas, para introducirlas; facilitándose de este modo la operación de armarla y desarmarla.

Como para el funcionamiento de las dos bombas que acabamos de describir, debe de estar el aparato completamente lleno de agua, es necesario colocar en la extremidad inferior del tubo de aspiración una válvula que se abra de abajo á arriba para impedir que el agua se vuelva á salir. Durante el trabajo de la bomba, permanecerá constantemente abierta, puesto que de una manera contínua se hace la aspiración; pero cerrándose en cuanto cesa la marcha, la mantiene siempre cargada en los intervalos de suspensión, y dispuesta para que continúe de nuevo sin llenarla otra vez.

464. Apreciación de las bombas centrífugas.—Comparando los diversos tipos de bombas, se deduce que bajo el punto de vista del efecto útil, en nada desmerecen unas de otras, y empleándolas convenientemente, podrán obtenerse con todas ellas, análogos resultados.

Pero las centrífugas tienen en cambio la ventaja de que no entrando en su constitución émbolos ni válvulas, no están expuestas á las descomposiciones que en estos elementos son tan frecuentes. Además, ya se dijo en las bombas ordinarias la dificultad de emplearlas en las aguas fangosas que entorpecían el juego de las válvulas, mientras que estas bombas podrán ser empleadas aun cuando el líquido no esté perfectamente purificado.

465. Resulta, pues, que cuando se disponga de un motor que pueda proporcionar el rápido movimiento de rotación que las ruedas de las bombas centrífugas necesitan, será más conveniente su empleo, puesto que no exijen otro cuidado que el mantener perfectamente engrasado su eje para evitar el consiguiente deterioro al recalentamiento que en otro caso sufriría.

c—3.er tipo.—*Ariete hidráulico.*

466. Principio fundamental del ariete.—Cuando se dispone de un salto de agua, puede utilizarse su energía en

elevar parte de su caudal á una altura cualquiera, con el empleo del transportador que nos ocupa, de la manera siguiente (*).

Supongamos que el agua de que se dispone corre por un tubo vertical que se acoda en ángulo recto y desemboca en el extremo del horizontal. Si el extremo de este tubo está abierto, saldrá libremente el agua; pero si se cierra repentinamente, la detención brusca del líquido originará la transformación de toda su fuerza viva (suponiendo el tubo inestensible), en una presión sobre sus paredes, cuyo fenómeno recibe el nombre de *golpe de ariete*.

467. Descripción.—El ariete construído por Montgolfier, consta de un depósito superior cuyo nivel es NN (fig. 81), del cual parte un tubo A llamado *cuerpo del ariete*. Una válvula B se suspende por su varilla á un estribo colocado sobre la abertura, por la cual sale el líquido después de haber pasado alrededor de la válvula y sobre ella. Desde el momento en que empieza la salida del agua, aumenta su velocidad y la válvula B sufre una presión creciente de abajo á arriba, que llega á levantarla, y aplicándola contra la abertura, queda ésta repentinamente cerrada. La brusca detención de la columna líquida, trae consigo la presión considerable sobre las paredes del tubo; presión que trasmitiéndose á las válvulas EE las abre, lanzándose el agua al depósito de aire F, del cual pasará, en virtud de la presión del aire que regula la salida del agua, al tubo de ascensión G. Al cabo de un tiempo muy pequeño, se anulará toda la fuerza viva del agua, y cerrándose las válvulas E, se abrirá la B y volverán á reproducirse los mismos fenómenos.

468. El pequeño depósito de aire C colocado entre las válvulas E, tiene por objeto impedir que el choque del agua pueda desorganizar la máquina.

(*) Para la elevación del agua, utiliza este transportador la energía que ella misma posee. Resulta, pues, que el agua ejecuta un verdadero trabajo; pero como éste no es utilizable más que para la elevación del agua y en manera alguna para ejecutar ningún otro trabajo, creemos más en su lugar hacer su estudio en el de los transportadores hidráulicos que en los receptores, como la mayoría de los autores lo verifican.

Por último, como el aire de ambos depósitos llegaría á desaparecer por disolución si no se renovase, se ha practicado una abertura horizontal H por debajo de una de las válvulas E, cerrada con una válvula que se abre de fuera á adentro. El movimiento retrógrado del agua en el tubo A produce una aspiración interior, en virtud de la cual, cierta cantidad de aire entra por H y viene á mezclarse con la que existe en el depósito C; otra parte atraviesa las válvulas E y pasa al depósito superior F.

469. Efecto útil.—Si por P se representa el peso del agua elevada en la unidad de tiempo á una altura H en el depósito superior, el valor del trabajo útil será evidentemente

$$T_u = PH.$$

Si de la misma manera designamos por P' el peso del agua que en la misma unidad de tiempo sale por la válvula B, y por H' la distancia vertical de este orificio al nivel del líquido en el depósito, NN, el trabajo motor tendrá por valor

$$T_m = P'H'$$

470. El valor del rendimiento vendrá, pues, expresado por la relación

$$R = \frac{T_u}{T_m} = \frac{PH}{P'H'} \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

Morín ha deducido de las experiencias hechas por Eytelwein, el siguiente valor para el rendimiento

$$R = 0{,}258\sqrt{12{,}80 - \frac{H}{H'}} \ldots\ldots\ldots (2)$$

Como la cantidad subradical ha de ser necesariamente positiva, el máximo valor de $\frac{H}{H'}$ será

$$\frac{H}{H'} = 12{,}80;$$

es decir que

$$H = 12{,}80\, H'$$

en cuyo caso el rendimiento es nulo.

Además, como la altura de ascensión no puede ser menor que H', el límite inferior de dicha relación será la unidad, y entonces se verifica

$$H = H'$$

en cuyo caso haciendo operaciones, se llegaría para el rendimiento al valor

$$R = \frac{T_u}{T_m}\, 0{,}855$$

471. **Determinación del volumen de agua elevado.**— Igualando las expresiones (1) y (2) que acaban de obtenerse, se tendrá

$$\frac{PH}{P'H'} = 0{,}258 \sqrt{12{,}80 - \frac{H}{H'}}$$

de donde

$$P = 0{,}258\, P' \frac{H'}{H} \sqrt{12{,}80 - \frac{H}{H'}}$$

y conocido el peso, fácilmente podrá deducirse el volumen.

El volumen de agua perdido será, por consiguiente, el correspondiente á la diferencia

$$P' - P$$

El diámetro del cuerpo de ariete está ordinariamente comprendido entre los límites $0^m,25$ y $0^m,025$, y puede calcularse por la fórmula empírica

$$l = H\left(1 + \frac{0,628}{H'}\right)$$

El rendimiento del ariete, es de 0,60 próximamente; pero no debe ser empleado más que para elevar cantidades de agua poco considerables, y aún así exige este transportador frecuentes recomposiciones.

472. Golpes de ariete en las cañerías de agua.— Cuando por una cañería circula una gran cantidad de agua, si repentinamente se cierra una llave colocada en ella, la fuerza viva de la masa líquida se traduce en un choque sobre las paredes del tubo, cuyo choque ha recibido el nombre de golpe de ariete, por analogía al fenómeno que se produce en el transportador que acaba de estudiarse.

Podría evitarse este choque cerrando paulatina y gradualmente esta llave, pero lo general es colocar á una pequeña distancia de ella un depósito de aire. De esta manera, el agua al ser bruscamente detenida, se introduce en dicho depósito comprimiendo el aire que en él existe, y se amortigua casi en absoluto el choque contra las paredes de la cañería.

ESTUDIO VIII

3.er grupo de máquinas hidráulicas

Propulsores hidráulicos

CUADRO DEL ESTUDIO VIII

Preliminares.

1.ª Especie.....	Remos.
2.ª Especie.....	Ruedas de paletas.
3.ª Especie.....	Hélices.
Apéndice al estudio.....	Propulsión á la sirga y á la espia.

PRELIMINARES

473. Consideraciones generales.—En la clasificación que de las máquinas hidráulicas se hizo, consideramos comprendidas en el tercer grupo que ahora va á ser objeto de nuestro estudio, aquéllas que utilizan la acción del agua como medio de movimiento.

Es sabido que una de las resistencias que en el movimiento de los cuerpos se origina, es la que á él opone el medio en que lo verifica. Esto sentado, considérese un cuerpo flotante y unido á él otro que alternativamente puede sumergirse en el medio en que aquél flota, teniendo un cierto movimiento durante su inmersión. Al comunicar un esfuerzo á este último, ó sea al propulsor cuando está sumergido, el líquido desarrollará sobre él una resistencia dirigida en sentido contrario al de su movimiento, y si el que al propulsor se proporciona es de sentido contrario al que ha de tener el cuerpo flotante, dicha resistencia será á su vez causa del movimiento de este último.

474. División.—Tal es el fundamento de los propulsores hidráulicos que aquí hemos de dar á conocer, y que para su mejor estudio dividiremos en las tres especies siguientes:

1.ª ESPECIE.—*Remos.*

2.ª ESPECIE.—*Ruedas de paletas.*

3.ª ESPECIE.—*Hélices.*

La propulsión á la sirga y á la espía, son otros dos procedimientos que pueden seguirse para obtener el movimiento de un cuerpo flotante; pero en ellos el propulsor no es hidráulico, pues se obtiene el movimiento por una simple tracción, y por esta razón no los clasificamos como tales.

CAPÍTULO I

1.ª ESPECIE DE PROPULSORES.—Remos

475. **Constitución y modo de actuar.**—El primero y más antiguo propulsor es el remo. Son estos propulsores palancas rectas que se unen al barco, al cual han de poner en movimiento de tal manera, que esta unión no impida el giro que se les ha de imprimir. Uno de los extremos del propulsor se sumerge en el líquido, mientras que los marineros sentados en el barco y vuelta la espalda hacia la proa, ejercen el esfuerzo en sentido conveniente.

476. Resulta de la indicada disposición, que este propulsor no es otra cosa que una palanca que tiene su punto de apoyo en el líquido en que el barco flota, ejerciéndose la potencia y resistencia en el extremo manejado por el hombre y en el punto de unión del remo con el barco, respectivamente.

477. El punto de apoyo que el remo encuentra en el líquido, no es debido á otra causa sino á la resistencia que

éste le presenta á moverse en su interior. Pero como esta resistencia aumenta según es sabido, con la sección que se presenta en dirección normal al sentido del movimiento, de aquí que sea más conveniente que la parte del remo que se ha de sumergir tenga mayor sección; reservándola únicamente el espesor conveniente, para que pueda soportar sin romperse el esfuerzo á que se encuentra sometida.

478. El manejo del remo se verifica, efectuando su inmersión en un punto avanzado de la dirección del movimiento que se ha de imprimir al barco; en este momento es cuando el hombre ejerce sobre él la tracción hacia sí y como por efecto de la marcha del barco habrá dejado de estar el remo en posición conveniente para proseguir su trabajo, el hombre descendiendo el extremo que maneja, hace salir del líquido el otro extremo y dándole en el aire un movimiento en sentido contrario, vuelve á sumergirlo en el líquido en disposición conveniente para seguir verificando el trabajo.

479. Número de remos que ha de llevar un barco.— Para conseguir que un barco marche convenientemente con el empleo de estos propulsores, es necesario que estén colocados en igual número en cada una de las bandas. Si no fuese así, la resultante de todos los esfuerzos distaría mucho de estar en dirección de su eje y tendería constantemente á desviarle de su camino.

CAPÍTULO II

2.ª ESPECIE DE PROPULSORES.—Ruedas de paletas

480. Constitución de estos propulsores.—Los propulsores que se acaban de dar á conocer, tienen todos los inconvenientes ya señalados al tratar de los motores animados; así que en los viajes de larga duración y cuando el barco tiene grandes dimensiones, es necesario reemplazarlos por los que ahora vamos á estudiar y que se conocen con el nombre de *ruedas de paletas*.

Estas ruedas en número de dos, se hallan colocadas cada una en los dos costados del buque, encontrándose montadas en los dos extremos de un árbol horizontal, que cruza el buque perpendicularmente á su longitud ó eslora y que recibe un movimiento de rotación de una máquina de vapor.

481. El movimiento comunicado al eje es tal, que al sumergirse en el agua, marchan las paletas en la dirección de proa á popa; enseguida salen del agua y moviéndose en el aire en sentido contrario, vuelven á sumergirse actuando según lo efectuaron antes. Son además giratorias, de tal

manera, que se sumergen y efectúan su acción presentando toda su sección y salen de canto; con lo que se consigue mayor aprovechamiento del trabajo motor.

Resulta de lo expuesto, que la acción de las paletas es la misma que la que se ha visto ejercían los remos, con la única diferencia de que la de aquéllas es contínua, mientras que en los remos es alternativa.

482. **Ecuación de efecto útil.**—Para estudiar la teoría de esta clase de máquinas hidráulicas y en el supuesto de que el movimiento se verifique en aguas estancadas, partiremos como siempre de la ecuación de las máquinas en régimen

$$T_m = T_u + T_f,$$

en la que como ahora se indicará, podremos sustituir los valores de T_m y T_u, deduciendo por diferencia el de T_f.

483. **Cálculo del trabajo útil.**—La fuerza que produce el trabajo útil es la resistencia que el agua opone al movimiento del barco y que según es sabido (*) viene expresada por la fórmula,

$$F = KAV^2 \ldots\ldots\ldots\ldots (1)$$

Luego el trabajo útil por segundo tendrá por valor

$$T_u = KAV^3 \ldots\ldots\ldots\ldots (2)$$

484. **Cálculo del trabajo motor.**—Si por F' se representa la resultante de todas las componentes horizontales de las reacciones del agua sobre las paletas, aplicadas en el centro de gravedad de la paleta sumergida, y por v la velocidad lineal del centro de gravedad de aquélla, el trabajo motor por segundo tendrá por valor

$$T_m = F'v$$

(*) Los Mecanismos, párrafo 124.

Ahora bien; como hemos partido del supuesto de que la máquina estaba en régimen, el valor de F' en cada instante es igual á la acción del agua sobre el barco, luego

$$F'=F=KAV^2 \ldots\ldots\ldots\ldots (3)$$

y por lo tanto

$$T_m=KAV^2v \ldots\ldots\ldots\ldots (4)$$

485. Sustituídos ambos valores en la ecuación de trabajos, resultará

$$KAV^2v=KAV^3-T_f$$

de donde

$$T_f=KAV^2(V-v) \ldots\ldots\ldots\ldots (5)$$

486. Rendimiento teórico.—Su valor vendrá expresado por la relación entre T_u y T_m, luego

$$R=\frac{V}{v} \ldots\ldots\ldots\ldots (6)$$

487. Rendimiento práctico.—Teniendo en cuenta que T_m no representa sino una parte del trabajo absoluto T de la máquina, porque al comunicarse del órgano motor á las paletas hay pérdida de trabajo, el rendimiento práctico tendrá por valor

$$R'=\frac{T_u}{T}=\frac{T_u}{T_m}\cdot\frac{T_m}{T}=\frac{V}{v}\cdot\frac{T_m}{T} \ldots\ldots\ldots (7)$$

fórmula que nos dice, que el rendimiento práctico se obtiene multiplicando el teórico por el de la máquina considerada en sí misma.

488. Influencia de las dimensiones de las paletas.— Haciendo aplicación del teorema que dice «que el incremento de la cantidad de movimiento durante un tiempo cualquiera t, es igual á la impulsión de las fuerzas F' durante ese mismo tiempo;» y representando por P el peso del agua que en un segundo ponen las paletas en movimiento, podrá establecerse la ecuación

$$F't = \frac{Pt}{g}(v - V)$$

ó también

$$F' = \frac{P}{g}(v - V)$$

y sustituyendo el valor antes hallado para F'

$$KAV^2 = \frac{P}{g}(v - V)$$

Pero el valor de P tiene por expresión

$$P = K'\delta aV$$

en cuya fórmula representan,

δ —peso del m^3 de agua
a —superficie de dos paletas
K'—coeficiente conveniente

Se deducirá por lo tanto,

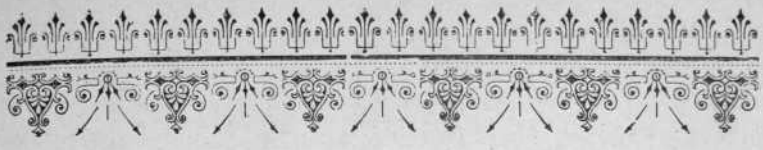
$$KAV^2 = K'\frac{\delta}{g}aV(v - V)$$

$$V = \frac{v}{1 + \frac{K}{K'}\frac{A}{a}\frac{g}{\delta}} \quad \ldots\ldots\ldots (8)$$

fórmula que nos dice que suponiendo constantes A y v, la velocidad de traslación V varía directamente con las dimensiones de las paletas.

489. Los valores del trabajo motor, del trabajo útil y del rendimiento, podrían obtenerse en función de las expresadas dimensiones, con solo sustituir el valor de V en cada una de sus expresiones formulares.

490. Aplicación en el caso de aguas corrientes.—En la teoría que acaba de explicarse, hemos supuesto que el movimiento se verificaba en aguas estancadas; pero si el barco ha de moverse en una corriente animada de una velocidad v', tendríamos los valores de los diversos trabajos con solo reemplazar en vez de V, la suma $V+v'$ si el barco marcha contra la corriente, ó la diferencia $V-v'$ si lo efectúa á favor de ella.



CAPÍTULO III

3.ª ESPECIE.—Hélices

491. Carácter distintivo.—Las ruedas de paletas presentan el inconveniente de que su acción no es regular. Efectivamente, al inclinarse el buque, las dos ruedas se encuentran sumergidas desigualmente, y por consiguiente, las presiones que por parte del agua experimentan, son entre sí muy diferentes en repetidas ocasiones, resultando de aquí que el buque tiende á desviarse de su camino. En las hélices, como ahora se va á ver, actúa siempre de la misma manera, cualquiera que sea la inclinación del buque y el sentido de ésta, trasmitiéndole constantemente una presión en el sentido de su eje. Por esta razón, son éstos los propulsores casi exclusivamente empleados en las modernas construcciones marítimas.

492. Para comprender la acción de este propulsor, que ha recibido muy variadas formas, supongamos que un buque se encuentra provisto de un tornillo cuyo eje, dispuesto horizontalmente, se halle dirigido en el sentido de la longitud del buque; supongamos además, que el tornillo, pudiendo

girar al rededor de su eje, en collares fijos en el buque, se introduzca en una tuerca mantenida sólidamente en una posición invariable con relación al medio en que el buque se encuentra. Si al tornillo se le imprime un movimiento de rotación, marchará en la tuerca y arrastrará consigo el barco. La hélice que se adapta á los buques, es un verdadero tornillo que funciona de una manera análoga á la que acabamos de describir, no existiendo otra diferencia, que la de estar reemplazada la tuerca fija, por el agua en la cual gira la hélice.

493. Forma del propulsor.—La hélice se sitúa en la popa del buque hacia su parte inferior y en el plano vertical que pasa por su eje. Tiene dos ó varias aletas de superficie helicoidal, dispuestas alrededor de un eje horizontal y que se hallan animadas de un rápido movimiento de rotación. Los sistemas de hélices son muy numerosos, pero sin detenernos á enumerarlos, indicaremos tan solo que es extremadamente variada su forma y que suelen hacerse movibles para lograr el fin indicado en las ruedas de paletas.

494. Aplicación de las fórmulas.—Las fórmulas encontradas para las ruedas de paletas se aplican igualmente á los buques cuando es la hélice su propulsor, con solo reemplazar en vez de la velocidad v, la velocidad de la hélice; es decir, la velocidad de rotación de un punto cualquiera de la rueda, multiplicada por la relación entre el paso de la hélice y la circunferencia descrita por dicho punto.

Si se quisiera hacer uso de la fórmula (8) para deducir los trabajos útil y motor y rendimiento, en función de las dimensiones de la hélice, además de la sustitución ya indicada, habría que reemplazar el valor de a por el área de la base del cilindro circunscrito á la hélice, menos la sección del árbol de rotación.

APÉNDICE DEL ESTUDIO VIII

Propulsión á la sirga y á la espia

495. Condiciones características de estos modos de propulsión.—Los propulsores que se han dado á conocer, fundados en la resistencia que el agua opone á su movimiento, proporcionan un pequeño rendimiento, debido à que una gran parte del trabajo motor es empleado en comunicar á una cierta masa de agua, un movimiento de sentido contrario al que el barco debe tener.

En otros términos; proviene esta pérdida de trabajo, de que el punto de apoyo del propulsor no es fijo, sino que es el agua misma en que el barco se mueve.

La idea de que el punto de apoyo sea fijo, es la que se ha realizado en los dos medios de propulsión que vamos á dar á conocer.

496. Sirga.—Este medio de propulsión empleado en los canales, consiste en tirar del barco por medio de una cuerda fija à un mástil colocado en la proa. Al otro extremo de la cuerda, se aplica la fuerza de tracción desarrollada por

hombres ó caballos que caminan á lo largo de la orilla del canal, sobre un camino especial denominado de *sirga*. Como la cuerda, por larga que sea, se presenta siempre oblícuamente á la corriente, es necesario dar al timón una inclinación tal, que tienda á alejar la proa del barco de la orilla desde la cual se ejerce la tracción. Este método de propulsión es muy lento.

497. Espía.—Se llama *espía* ó *espiada* á una cuerda ó cadena fija por un extremo al lecho de un canal, río, etc. y sostenida por cilindros horizontales colocados perpendicularmente á la corriente sobre un barco especial, al cual se designa con el nombre de barco espiador. Una máquina de vapor que el barco lleva, proporciona un movimiento de rotación á los cilindros, los cuales engranando en la cadena fija, la arrollan y recogiéndola, obligan al barco espiador y á los remolcadores á él unidos, á avanzar.

Este método no es aplicable, sino para distancias muy pequeñas; pero para estos casos es más económico que el empleo de un propulsor hidráulico.

ESTUDIO IX

APLICACIONES

CUADRO DEL ESTUDIO IX

Preliminares.

1.ª Clase.—Acumuladores hidráulicos.

2.ª Clase.—Aparatos diversos:

- **1.ª Especie**..... Compresores hidráulicos.
- **2.ª Especie.**—Elevadores..
  - Ascensor de varilla.
  - Id. de cadena y contrapeso.
  - Gruas hidráulicas.
  - Crik hidráulico.
- **3.ª Especie.**—Moderadores
  - Moderadores de flotación.
  - Id. de presión ó frenos.

PRELIMINARES

498. Máquinas que han de estudiarse.—Muchas y muy variadas son las máquinas constituídas por combinaciones de las que se han descrito en los estudios anteriores, que en la Industria son utilizadas con fines bien diferentes.

En la imposibilidad de abarcarlas todas, hemos de concretarnos á dar una ligera idea de los principales tipos y que más aplicación pueden tener, debiendo indicarse que las combinaciones más importantes comprenden en general á las máquinas de columna de agua y las bombas.

499. Clasificación.—Las máquinas que pasamos á considerar, podemos dividirlas en dos clases bien diferentes, caracterizadas por el fin que cada una se propone.

Consideraremos incluídas en la primera, aquéllas que pueden proporcionar en un momento determinado, una energía considerable con relación á la fuerza que ha servido para acumularla.

Y en la segunda, aquellas otras que, por el contrario, gastan paulatinamente la energía que van recibiendo; la cual modifican en la forma conveniente.

CAPÍTULO I

1.ª CLASE.—Acumuladores hidráulicos

500. Idea fundamental.—Si se considera un cilindro en el interior del cual y por medio de una bomba impelente se inyecta el agua, que proporciona un movimiento ascensional á un émbolo cuyo vástago está cargado de un peso considerable, y en el momento que el émbolo ha llegado al punto más alto de su carrera, se interrumpe la comunicación del tubo de inyección, se habrá acumulado en dicho cilindro una gran cantidad de energía, que podrá gastarse en un momento dado y en la forma que sea conveniente, con solo abrir la llave que corresponda á un tubo de eyección. El agua saldrá por este tubo con una velocidad proporcional á la carga que soporta el émbolo y podrá ser conducida al receptor ó receptores convenientemente dispuestos, para ponerlos en movimiento y consumir la energía que paulatinamente se ha comunicado al cilindro ó cuerpo de bomba.

Tal es en principio la idea que sirve de fundamento á los acumuladores hidráulicos, tan usados hoy en gran número de talleres, por el buen servicio que prestan.

501. Para comprender la importancia de éste, basta observar que, según la idea apuntada, el acumulador no es otra cosa que un depósito artificial de agua, que proporciona la salida del líquido á gran presión, en las mismas condiciones que uno natural, situado á gran altura. Las dificultades de construcción de un depósito de esta última naturaleza, se salvan con suma facilidad al emplear dichos aparatos, y si bien es verdad que en absoluto no pueden sustituirse unos por otros, no es menos cierto que en muchos casos, la industria aprovecha con notable ventaja la sencillez, reducido volumen y facil manejo del acumulador.

Parece, á primera vista, que sería más conveniente y económico emplear de un modo directo el trabajo que se gasta en inyectar el agua en el cuerpo de bomba, que en general lo proporciona una máquina de vapor, puesto que empleando el acumulador, hay siempre mayor pérdida de trabajo; pero este inconveniente, único que puede aducirse, se halla compensado en los casos en que se emplean dichos aparatos; porque sería necesario para sustituirlos, una máquina de una colosal potencia, que trabajara por intermitencias y durante intérvalos de tiempo excesivamente cortos. La máquina consumiría inútilmente una gran cantidad de combustible, necesario para tenerla constantemente en tensión, y el trabajo realizado no cumpliría con las condiciones económicas que son inherentes á toda instalación industrial.

502. Principio de las grandes presiones hidráulicas. —El punto de partida de los acumuladores, asi como de la prensa hidráulica y de otros aparatos derivados de ellos, que hemos de describir, es el principio que nos ocupa, relativo al modo de trasmitirse las presiones entre dos cuerpos de bomba comunicantes y de distinto diámetro.

Considérese una bomba impelente, ó aspirante impelente de pequeño diámetro, que comunica con otra de gran

diámetro, en cuyo interior se mueve un émbolo cuyo vástago es susceptible de experimentar una resistencia considerable y determinada.

Sean P y ω la presión y superficie respectivamente, que corresponden al émbolo motor, ó de menor diámetro; y P' y ω' los análogos elementos del otro émbolo. Las presiones por unidad de superficie serán respectivamente $\frac{P}{\omega}$ y $\frac{P'}{\omega'}$, y trasmitiéndose éstas con igual intensidad en todos sentidos, se verificará la igualdad,

$$\frac{P}{\omega} = \frac{P'}{\omega'}$$

de la que se deduce inmediatamente

$$P' = P\frac{\omega'}{\omega}$$

cuyo resultado nos manifiesta, que *la presión producida en el émbolo mayor, es igual á la del émbolo inyector multiplicada por la relación de sus áreas.*

503. Este resultado nos pone en evidencia las grandes ventajas que pueden obtenerse con el empleo de los émbolos comunicantes de distintos diámetros; pues haciendo muy grande la diferencia de éstos, grande será también su relación geométrica, y por lo tanto una presión ó esfuerzo cualquiera, podrá multiplicarse cuanto se desee. Es claro que los recorridos de cada uno de los émbolos, estarán en una relación inversa de sus esfuerzos correspondientes; mas esta propiedad inherente á todo aparato multiplicador de esfuerzos, en nada afecta á la bondad de los que utilizan el principio enunciado; pues al calcular las dimensiones convenientes y el esfuerzo motor necesario, en función del efecto

útil que ha de obtenerse en un momento dado, se tendrá en cuenta el tiempo que dicho motor ha de estar actuando, para que la suma de los trabajos correspondientes á las diversas impulsiones que recibe, agregada á las pérdidas naturales por rozamientos, escapes, etc., sea igual al efecto útil total.

504. Acumulador Armstrong.—Explicado el principio fundamental que sirve de base, daremos idea del acumulador Armstrong, del cual son derivados los diversos sistemas que se emplean, variando solamente en los detalles de construcción y en los referentes al modo de admisión del agua y á la manera de interrumpirse la comunicación en el momento que sea conveniente.

El que vamos á dar á conocer, es el empleado en las prensas que para la fabricación de las pólvoras, se halla montado en la fábrica de Murcia.

505. Consta el acumulador (fig. 82) de un gran cuerpo de bomba *H*, en el interior del cual un émbolo *H'*, puede tener un movimiento de ascenso y descenso. El sólido vástago de este émbolo se une á una barra *dd*, de la que penden otras dos *cc*, en las que se pueden colocar los discos *pp*, que por su número pueden hacer variar el peso que el vástago del émbolo ha de soportar.

El cuerpo de bomba tiene por su parte exterior unas ranuras que sirven de guías de movimiento á los extremos de la armadura que soporta el peso.

El conducto *n* conduce el agua al cuerpo de bomba, partiendo de la caja *a*. A esta caja concurre asímismo el tubo *m* que lleva el agua procedente de las bombas impelentes que la inyectan; parte asímismo de dicha caja un conducto *f* que como veremos ahora, permite la salida del líquido al exterior por el giro de la palanca *ss'*, que produce el ascenso de una válvula colocada en dicho tubo *f*. Por último, el tubo *h* permite la salida del agua en presión, y comunica directamente con los receptores que han de utilizar su trabajo.

506. Desde el momento en que las bombas impelentes, por medio de una máquina cualquiera, (generalmente de

vapor) inyectan el agua por el tubo *m*, ésta por el intermedio de la caja *a* y tubo *n*, ejerce su acción sobre el émbolo *H'* y le obliga á elevarse hasta llegar al punto más alto de su carrera. En este momento es cuando la cadena *G*, colocándose en tensión, hace girar la palanca *ss'* y abriendo la válvula del tubo *f*, dá salida al líquido; con lo que se obtiene la doble ventaja de que el agua que las bombas continúan inyectando, no ejerce una presión que sería perjudicial sobre el cuerpo de bomba y que el obrero al ver la salida del agua por el tubo *f*, sea avisado que el émbolo está en el punto más alto de su curso.

En este momento el operario impide que las bombas impelentes sigan funcionando y abriendo la llave del tubo *h*, se empieza á verificar la salida del agua con una velocidad, que ya se ha indicado cómo podrá ser calculada.

El agua que sale del acumulador pasa á obrar directamente á los receptores ó máquinas dispuestas al efecto, y que en el aparato que nos ocupa son prensas hidráulicas; pero que suelen ser también los receptores explicados en la 3.ª clase ó máquinas de columna de agua, y los compresores y elevadores que en el capítulo siguiente describimos.

507. **Instalaciones de acumuladores.**—Los aparatos hidráulicos, movidos por agua á gran presión, de algunos de los cuales damos la descripción en el siguiente capítulo, son muy empleados hoy día para toda clase de maniobras de fuerza; su servicio es muy cómodo, funcionan sin choques y con gran precisión, y no necesitan más que un mínimum de personal.

Generalmente se les proporciona el movimiento por medio de acumuladores, en cuyo caso la instalación completa comprende un juego de bombas impelentes, las que inyectan el agua á un acumulador cargado de modo que se mantenga en él la presión necesaria, que generalmente es de 52 atmósferas. De este acumulador principal, parte una red de tubos que transportan el agua á los aparatos de maniobra.

En los puntos de la red donde se hallen montados varios aparatos susceptibles de consumir mucha agua, se instalan otros acumuladores en libre comunicación con los tubos, los que proporcionan el líquido cuando por efecto de un consumo excesivo, descienda la presión más de lo debido. Estos acumuladores están cargados de manera, que en marcha normal se hallen elevados antes que el acumulador principal comience á ascender. De esta manera se disminuyen notablemente las pérdidas de carga y se regulariza la marcha de todos los aparatos.

El acumulador principal debe montarse á la inmediación de las máquinas motrices, y en lugar de obrar sobre la válvula del tubo *f*, cual se ha indicado al dar la explicación de la fig. 82, acciona sobre la llave ó compuerta que dá acceso al motor (generalmente es el vapor) para cerrar la entrada en el momento en que se encuentre en lo más alto de su curso, y abrirla cuando empiece el descenso (*). Las máquinas receptoras que utilizan la acción del agua en presión, deben hallarse dispuestas de tal modo que el operario pueda ponerlas en movimiento con suma facilidad, por un simple juego de válvulas.

Debemos indicar por último, que es indispensable establecer la red de tubos en condiciones de prevenirse contra las heladas, á cuyo fin se colocan á profundidad suficiente, y se tiene cuidado de vaciar los aparatos cuando cesan de funcionar, por medio de llaves de purga. También se emplea en muchos casos el medio de adicionar al agua un poco de glicerina, y en algunos talleres usan también el aceite en vez del agua, lo que tiene la ventaja de mantener constantemente lubrificados los aparatos, sin otro género de precauciones.

508. Otros empleos del acumulador hidráulico.—Si se supone que el vástago del émbolo está unido á su cara inferior

(*) Las máquinas de vapor que se emplean para este objeto, deben constar por lo menos de dos cilindros acoplados á 90° y la distribución debe ser tal, que cualquiera que sea la posición del volante, haya admisión en alguno de los émbolos.

y que atravesando aquél una caja de estopas sostenga una gran masa, podrá utilizarse el efecto de la percusión producida por esa masa en su descenso.

Es preciso en este caso, que al llegar el émbolo al punto más alto de su carrera exista un embrague automático que le retenga en esa posición, mientras se dá salida al líquido contenido en el cuerpo de bomba. Una vez verificada dicha salida, estará en condiciones el peso suspendido del émbolo de verificar un trabajo, que es sabido será proporcional al peso elevado y camino recorrido.

No viene, pues, á ser esta máquina otra cosa, que un *martillo pilón hidráulico* que sustituye con ventaja al de vapor, por presentar sobre éste la de ser más constante la presión ejercida, dada la incompresibilidad del líquido y el no existir pérdida alguna por conductibilidad.

CAPÍTULO II

2.ª CLASE.—Aparatos diversos.

509. Especies comprendidas en este capítulo.—Se ha indicado ya el carácter distintivo de los aparatos comprendidos en la 2.ª clase y que son derivados también del principio que sirve de base á los acumuladores. Su clasificación ha de referirse exclusivamente al objeto industrial á que son destinados, y por tal motivo no se considera como fundamental de nuestros estudios, y sí solamente como un medio de facilitar las explicaciones, separando convenientemente las principales aplicaciones de los aparatos hidráulicos.

Presentaremos exclusivamente las especies de aparatos más comunmente usadas, cuales son los *compresores*, *elevadores* y *moderadores*, en los cuales su nombre indica ya el objeto á que cada una de estas especies se destina.

Habrá de observarse, antes de pasar á la explicación de cada una, que es muy general el empleo de estos aparatos, surtidos por agua procedente de acumuladores, que por las ventajosas condiciones que según hemos indicado presentan,

suelen montarse en los talleres que han de contar con algunos pertenecientes á la clase que ahora estudiamos, á tenor de lo expresado en el anterior capítulo.

A—1.ª Especie.—*Compresores hidráulicos.*

510. Prensa hidráulica.—Consta este utilísimo aparato, de una bomba impelente, ó aspirante impelente de pequeño diámetro (fig. 83) que comunica con otra de mayor diámetro, provista de su émbolo correspondiente, cuya cabeza se halla dispuesta convenientemente para comprimir un objeto cualquiera, contra una plancha fija.

Una válvula de seguridad *N*, dá salida al agua encerrada en el gran cuerpo de bomba, en el momento en que la presión producida por el líquido, rebase los límites para que están calculados los espesores de aquél.

511. Esta ligera descripción basta para comprender los notables resultados que pueden obtenerse con este aparato, con el cual pueden verificarse compresiones considerables empleando solamente el esfuerzo de un hombre que actúe sobre la palanca que mueva la pequeña bomba. En los grandes talleres, el esfuerzo del hombre es sustituído por el de una máquina de vapor, y muchas veces también, llega el agua á las prensas por el intermedio de acumuladores, verificándose en este caso la compresión con más rapidez que la que proporciona el aparato elemental que hemos descrito. Resultan derivadas de la prensa hidráulica, un gran número de máquinas industriales para las que se hace preciso emplear esfuerzos de suma consideración, como sucede en las de estampar, taladrar, cortar, etc.

512. Por la descripción hecha, parece que podría llegarse con esta máquina á obtener una presión tan grande como se desee; pero si se tiene en cuenta que en el momento en que la presión en el émbolo mayor sea muy grande, el juego de la válvula *a* se hace con gran dificultad, se comprenderá

que esto es obstáculo suficiente para que no pueda la prensa proporcionar hasta un límite indeterminado los resultados que parecen desprenderse directamente de la teoría explicada en el párrafo 502.

513. Mr. Desgoff, ha evitado el inconveniente que acaba de señalarse con sus prensas ester-hidráulicas, en las cuales en el momento que no se hace con facilidad el juego de la válvula, se sustituye al movimiento alternativo de los émbolos, la acción contínua de un tornillo que penetra en el seno del líquido. Con este procedimiento, se han conseguido presiones que llegan á la enorme cifra de millares de atmósferas. (*)

El cálculo del peso que habrá de colocarse en el extremo de la palanca de la válvula de seguridad, no debe ofrecer dificultad alguna, conocidas como nos son las propiedades de la palanca.

B—2.ª Especie.—***Elevadores hidráulicos.***

514. **Ascensor de varilla.**—Esta máquina, la más sencilla de todas cuantas son empleadas en la elevación de pesos, consta de un cuerpo de bomba, en el interior del cual se mueve un émbolo provisto de su correspondiente vástago ó varilla, que atravesando una caja de estopas, sostiene una plataforma donde son colocadas las personas ú objetos que han de ser transportadas á un piso superior. El cuerpo de bomba, tiene en su parte inferior dos conductores, que comunicando con el depósito de agua y con el desagüe, permiten la entrada del líquido que ha de producir el ascenso y la salida del que ha trabajado, y que es producida por el mismo descenso del aparato.

Con el fin de no tener que gastar más que la energía necesaria á la elevación del peso que en la plataforma se coloca,

(*) Tresca. Bulletin de la société d' encouragement pour l' industrie nationale.

se equilibra el peso muerto ó sea el de las diferentes partes que constituyen el ascensor, con un pesado contrapeso.

Por último, para evitar cualquiera avería, que en el aparato podría ocurrir si al verificarse el descenso se produjese la rotura de alguna de las cadenas que sostienen el contrapeso, se disponen frenos automáticos que moderan la fuerza viva del descenso.

515. Ascensor de cadena y contrapeso.—El ascensor que se acaba de describir tiene el inconveniente de que ha de recorrer un camino igual al del émbolo, lo que supone una extremada longitud del cuerpo de bomba, así como también de su vástago, que como es el que directamente soporta el peso, necesita dimensiones exajeradas para que resista á la flexión por compresión que en él tenderá á producirse.

Este inconveniente es el que se evita en el ascensor que nos ocupa, representado en la fig. 84. Su simple inspección revela que el émbolo á simple efecto encerrado en el cuerpo de bomba *A*, sufre la acción del agua; la varilla de aquél obrando sobre las cadenas y poleas móviles y el contrapeso *B*, verifican el ascenso de la plataforma *C*. Cerrando la válvula de alimentación, la plataforma venciendo la acción del contrapeso, menos pesado que ella, verificará su descenso, expulsando el agua contenida en el interior del cilindro y que ya ha verificado su trabajo.

516. Gruas hidráulicas.—El acumulador Armstrong, ha permitido el empleo de estos poderosos elevadores, que tienen sobre las gruas de vapor, la ventaja de ser más económicas, porque aquéllas han de trabajar continuamente para serlo. La representada en el fig. 85, es giratoria, pudiendo el agua que el acumulador suministra producir la ascensión del peso y la rotación del conjunto alrededor de un eje sobre que va la grua.

La cadena que sostiene el peso que se trata de elevar, pasa por la polea fija situada en la parte superior, desciende guiada por unos rodillos, atraviesa el árbol de fundición del

aparato, desciende por la polea inferior situada en la vertical de este árbol, viene á pasar sobre la polea móvil unida al extremo de la varilla del émbolo, vuelve sobre una polea fija situada por encima de la primera, y de aquí retorna á la polea móvil en cuya chapa termina. La armadura de la polea móvil unida á la varilla del émbolo, es soportada por cuatro rodillos laterales que ruedan sobre pequeños carriles.

El agua comprimida por el peso que obra en el acumulador, es inyectada en el cuerpo de bomba, que produce el movimiento del émbolo, arrastrando en él á su vástago, polea móvil y demás mecanismos que dan el resultado apetecido de la elevación del peso.

Para producir la rotación de la grua en ambos sentidos, es necesario el empleo de una máquina de columna de agua á doble efecto. El émbolo de ésta, termina en dos vástagos que se unen á dos cremalleras, las que comunican su movimiento á dos ruedas dentadas que determinan el giro de la grua en uno ú otro sentido. La máquina de columna de agua, es alimentada por el mismo acumulador.

517. Crik hidráulico.—Este aparato elevador, derivado directamente de la prensa hidráulica, resulta muy ventajoso cuando se trata de elevar pesos á pequeña altura, y es de extraordinaria aplicación en las remociones y transportes del material de artillería.

Consta (figuras 86 y 87) de un recipiente, en el interior del cual existe un cuerpo de bomba que sirve para inyectar agua al gran cuerpo de bomba *M*; el recipiente superior tiene dos orificios, el *a* llamado *tubo de aire* y el *b* llamado *tubo de carga*, que tienen por objeto; el primero, poner este recipiente en comunicación con la atmósfera, y el otro que está terminado en forma de embudo, para llenarle de agua. Un tornillo *p* establece ó cierra á voluntad la comunicación entre el gran cuerpo de bomba y la parte superior del aparato, cuando deba desalojarse de aquél, el agua que había sido inyectada.

518. Lleno de agua el recipiente *N* y supuesto el émbolo en la parte inferior de su curso, se le eleva merced á la palanca *P* (fig. 88) que ejerce su acción sobre el cuadradillo *P'* de la fig. 87 para hacer girar al eje *E*, y produciéndose el vacío bajo el émbolo, se abre la válvula de aspiración (está representada á la izquierda del pequeño cuerpo de bomba, en la fig. 86), y llena el cuerpo de bomba; en el descenso del émbolo, se cierra la expresada válvula y se abre la de inyección, colocada en la parte inferior del pequeño cuerpo de bomba, lo que permite el paso del agua al gran cuerpo de bomba *M*.

Continuando de esta manera y después de un cierto número de emboladas, se comprende que el agua comprimida en el gran cuerpo de bomba hará elevar á éste y con él á la uña *R* que va en la parte inferior y que se coloca bajo el cuerpo que se ha de elevar, ó bien se apoya éste sobre la cabeza del aparato.

519. Con objeto de que la unión entre el gran émbolo y el cuerpo de bomba sea más perfecta y no haya pérdidas, se adapta á este émbolo un disco de cuero que roce suavemente con las paredes del cuerpo de bomba, y para que por efecto de la presión sea el ajuste más perfecto, se hace su superficie superior cóncava.

Elevado el peso con el crik, para volver el gran cuerpo de bomba á su primitiva posición, bastará destornillar el tornillo *p*, con lo que el agua comprimida por el mismo peso del aparato, pasará á la parte superior, volviendo el conjunto á la mencionada posición de partida.

520. Todas las partes de esta máquina están perfectamente calculadas, pues hasta la manera de ejercer la potencia, lo cual se verifica en el descenso del émbolo, favorece al gran efecto que con ella se obtiene de elevar enormes pesos, los que pueden al mismo tiempo trasladarse horizontalmente, á favor del tornillo *TT* colocado en la base del aparato. La palanca ó llave *P* es de las llamadas de carraca para la mayor comodidad en el servicio.