

# EL MUNDO CIENTÍFICO INVENTOS MODERNOS

REVISTA TÉCNICA DE APLICACIONES PRÁCTICAS DE LA INDUSTRIA

DIRECTOR: D. SANTIAGO LOPEZ TAPIAS, INGENIERO (ESPAÑA-ALEMANIA)

## Cálculo de la magnitud de la condensación en las máquinas de vapor

El empleo de dispositivos de condensación influye notablemente en la economía de las máquinas de vapor, especialmente si sus dimensiones están calculadas exactamente.

Un ejemplo práctico dará á conocer todas las particularidades del sistema. Supóngase, pues, que en una fábrica cuya máquina ha trabajado hasta entonces con purga directa, se procede á establecer una instalación de condensación conectada á dicha máquina.

El vapor que sale del cilindro penetra primeramente en un envase cerrado, que recibe el nombre de *condensador*, en el cual entra en contacto con agua fría y se condensa. El agua caliente, resultado de esta mezcla, es alejada con una bomba.

El agua fría de inyección arrastra consigo cierta cantidad de aire atmosférico, el cual entra además por otros varios conductos.

Naturalmente, si se quiere obtener el vacío, hay que alejar este aire.

Para quitar el agua y el aire se puede hacer uso de bombas separadas, pero lo más indicado es emplear una bomba única, llamada *bomba de aire húmedo*.

La máquina que, como ejemplo, vamos á estudiar, posee las siguientes características:

Diámetro del cilindro  $D = 400$  mm.  
Recorrido del pistón  $s = 600$  "  
Revoluciones por minuto  $n = 120$

El diagrama figura 1 muestra la marcha de la

máquina, y por él se ve que la presión de origen en el cilindro es de  $p = 8,5$  atmósferas absolutas, y la contrapresión  $p_1 = 1,25$  atmósferas absolutas. La máquina trabaja con un lleno de  $f = 0,31$  y una compresión de  $c_0 = 0,20$ .

Estando dicha máquina provista de distribución de caja, se puede reducir el espacio muerto á un 7 por 100 del volumen del cilindro; consiguientemente,  $m = 0,07$ .

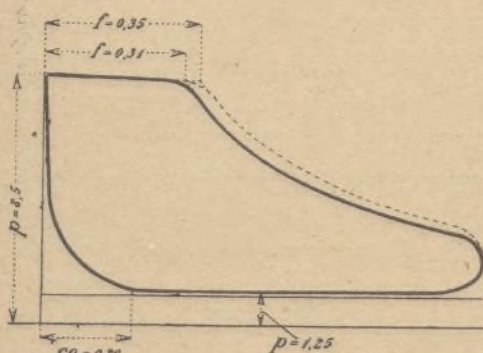


Fig. 1.—Diagrama de la máquina sin condensación.

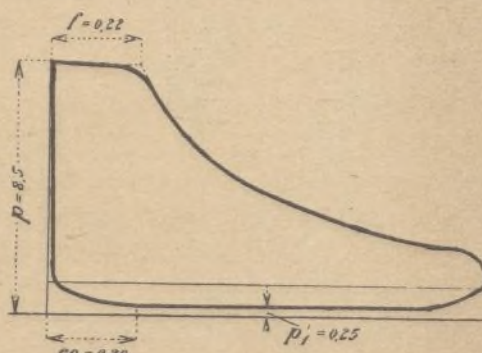


Fig. 2.—Diagrama de la máquina con condensación.

El vástago del émbolo tiene los diámetros:

$\delta_1 = 75$  mm. en la parte anterior y

$\delta_2 = 55$  " " " posterior del cilindro.

Por consiguiente, la superficie útil del pistón, es:

En la parte anterior:

$$Q_v = D^2 \cdot \frac{\pi}{4} - \delta_1^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 40^2 \cdot \frac{3,14}{4} - 7,5^2 \cdot \frac{3,14}{4} = 1242,8 \text{ cm}^2.$$

En la parte posterior:

$$Q_h = D^2 \cdot \frac{\pi}{4} - \delta_2^2 \cdot \frac{\pi}{4} = 40^2 \cdot \frac{3,14}{4} - 5,5^2 \cdot \frac{3,14}{4} = 1233,2 \text{ cm}^2.$$

La superficie útil central es:

$$Q = \frac{Q_v + Q_h}{2} = \frac{1212,8 + 1233,2}{2} = 1223 \text{ cm}^2$$

y la velocidad del pistón:

$$c = \frac{s \cdot n}{30} = \frac{0,6 \cdot 120}{30} = 2,4 \text{ m. por segundo.}$$



Para mayor seguridad en el cálculo, aumentaremos la indicación del diagrama referente al lleno de 0,3, elevándolo a 0,35, cifra que conservaremos en todas las fórmulas.

El peso de un centímetro cúbico de vapor de la tensión inicial de  $p = 8,5$  atmósferas absolutas, es de  $\gamma = 4,38$  kilogramos (cuadros de Fliegner).

Con los valores ya indicados:

$$m = 0,07; p = 8,5; p_1 = 1,25 \text{ y } c_0 = 0,20,$$

obtenemos el espacio muerto ó nocivo  $m_r$  en relación con el consumo de vapor:

$$m_r = m - \frac{p_1}{p} \cdot (c_0 + m) \\ = 0,07 - \frac{1,25}{8,5} \cdot (0,20 + 0,07) = 0,031$$

y, para el lleno aumentado de  $F = 0,35$ , el consumo de vapor, en kilogramos por milímetro, es:

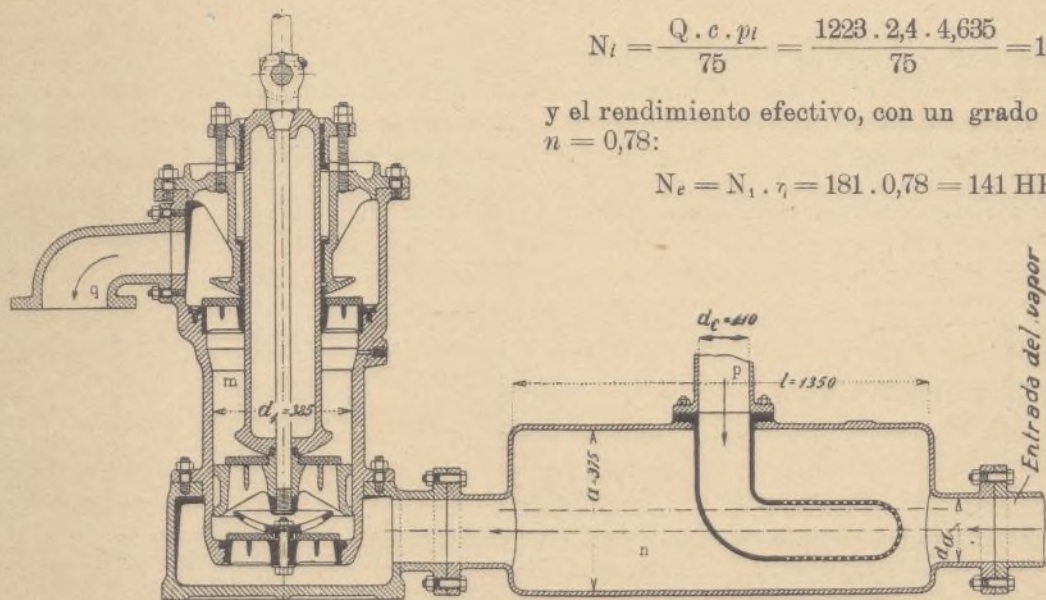


Fig. 3.

$$D_n = \frac{\gamma}{10\,000} \cdot Q \cdot 60 \cdot c \cdot (m_r + F) \\ = \frac{4,38}{10\,000} \cdot 1223 \cdot 60 \cdot 2,4 \cdot (0,031 + 0,35) = 29,3 \text{ kg.}$$

Para establecer el consumo efectivo hay que admitir una pérdida  $x$ , que resulta:

En máquinas de un cilindro, sin revestimiento, de  $x = 0,50$  á  $0,60$ ;

Con revestimiento, de  $x = 0,40$  á  $0,50$ , en tantos por ciento de vapor útil.

Nuestra máquina tiene revestimiento, y por lo tanto  $x$  es igual á  $0,40$  y el consumo efectivo de vapor por minuto resulta de la fórmula:

$$D = (1 + x) \cdot D_n = (1 + 0,40) \cdot 29,3 = 41 \text{ kg.}$$

El coeficiente de tensión  $K_h$  para el vapor posterior es, en nuestro caso:

$$K_h = F + (F + m) \cdot \log \text{nat} \cdot \frac{1 + m}{F + m} \\ = 0,35 + (0,35 + 0,07) \cdot \log \text{nat} \cdot \frac{1 + 0,07}{0,35 + 0,07} \\ = 0,74 \text{ at.}$$

y el coeficiente  $K_g$ , para el vapor anterior:

$$K_g = 1 - c_0 + (c_0 + m) \cdot \log \text{nat} \cdot \frac{c_0 + m}{m} \\ = 1 - 0,20 + (0,20 + 0,07) \cdot \log \text{nat} \cdot \frac{0,20 + 0,07}{0,07} \\ = 1,164 \text{ at.}$$

La distribución causa siempre las siguientes pérdidas de presión:

En máquinas monocilíndricas:  $p_r = 0,10$  á  $0,20$  atmósferas;

En máquinas compound:  $p_r = 0,30$  á  $0,50$ .

La presión media útil sobre el pistón será, pues, tomando por base  $p_r = 0,20$ :

$$p_l = K_h \cdot p - K_g \cdot p_1 - p_r \\ = 0,74 \cdot 8,5 - 1,164 \cdot 1,25 - 0,20 = 4,635 \text{ at.}$$

el rendimiento indicado de la máquina, siendo  $F = 0,35$ :

$$N_l = \frac{Q \cdot c \cdot p_l}{75} = \frac{1223 \cdot 2,4 \cdot 4,635}{75} = 181 \text{ HP}$$

y el rendimiento efectivo, con un grado de acción  $n = 0,78$ :

$$N_e = N_l \cdot \eta = 181 \cdot 0,78 = 141 \text{ HP}$$

Admitamos que, al enlazar una condensación, se disminuye la contratensión  $p_1 = 1,25$  atmósferas, reduciéndola á  $p_r = 0,25$ ; se obtiene, para la máquina que trabaja con condensación, el nuevo coeficiente de presión de vapor posterior  $K_h$ :

$$K_h = K_h - \frac{p_1 - p_1'}{p} \cdot K_g = 0,74 - \frac{1,25 - 0,25}{8,5} \cdot 1,164 \\ = 0,61$$

Por el mismo trabajo de  $N_l = 181$  HP, se calcula el nuevo lleno  $F'$ , según la fórmula:

$$K_h' = F' + (F' + m) \cdot \log \text{nat} \cdot \frac{1 + m}{F' + m} \\ 0,61 = F' + (F' + 0,07) \cdot \log \text{nat} \cdot \frac{1 + 0,07}{F' + 0,07}$$

que da el siguiente resultado:

$$F = 0,22.$$

A la nueva contratensión de  $p' = 0,25$  atmósferas absolutas, corresponde el espacio muerto, con relación al consumo de vapor:



$$m_r' = m - (c_0 + m) \cdot \frac{p_1'}{p}$$

$$= 0,07 - (0,20 + 0,07) \cdot \frac{0,25}{8,5} = 0,0621$$

y la economía neta de vapor:

$$E = 1 - \frac{m_r' + F'}{m_r + F} = 1 - \frac{0,0621 + 0,22}{0,031 + 0,35} = 0,26$$

ó sea 20 por 100.

El ahorro relativo de vapor será, reduciendo el lleno, de:

$$E_1 = \frac{E}{1+x} = \frac{0,26}{1+0,40} = 18,5\%$$

En máquinas que trabajan con condensación, la pérdida de vapor es más crecida que en las otras, y la proporción resultará, en el presente caso, de:

$$y = \frac{x}{2 \cdot (1+x)} \cdot [E \cdot (3 - p_1') + p_1' - 1]$$

$$= \frac{0,40}{2 \cdot (1+0,40)} \cdot [0,26 \cdot (3 - 0,25) + 0,25 - 1]$$

$$= 0,143 \cdot 0,715 - 0,75 = -0,005 = \frac{1}{2}\%$$

La economía efectiva de vapor obtenida instalando la condensación llega, pues, á:

$$E_e = E_1 - y = 18,5 - 0,5 = 18\%$$

La figura 2 representa el nuevo diagrama.

Pasemos á calcular la bomba de aire húmedo sobre la base de los datos ya obtenidos.

La cantidad de vapor precipitada en el antecondensador, por minuto, es de:

$$D_1 = D - (E_e \cdot D) = 41 - (0,18 \cdot 41) = \sim 34 \text{ kg.}$$

La cantidad de agua fría es, por minuto, de:

$$W = \frac{30}{60} = 0,5 \text{ m}^3 = 500 \text{ l.}$$

Siendo  $p_1' = 0,25$ , y debiéndose calcular una pérdida de vacío de 20 por 100, la presión en el condensador será de:

$$p_0 = 0,80 \cdot p_1' = 0,80 \cdot 0,25 = 0,20 \text{ at.}$$

La proporción de agua de refrigeración W con relación al vapor precipitado D es de:

$$n = \frac{W}{D_1} = \frac{500}{34} = 14,7,$$

y, por lo tanto, la temperatura del agua de condensación:

$$t_1 = \frac{570}{n} + t = \frac{570}{14,7} + 16^\circ = \sim 55^\circ \text{ C}$$

á la cual corresponde una tensión absoluta de:

$$d_{t_1} = d_{550} = 0,154 \text{ at.}$$

La longitud de la tubería desde el cilindro al condensador es de 6 metros, y el coeficiente para el aire que entra por los intersticios y los defectos de la empaquetadura de:

$$x = 1,8 + 0,08 \cdot 1 = 1,8 + 0,08 \cdot 6 = 2,28$$

Observando una constante de absorción de

$\lambda = 0,02$ , la cantidad de aire que entra, por minuto, en el condensador, es de:

$$L = \frac{\lambda \cdot W + x \cdot D_1}{1000} = \frac{0,02 \cdot 500 + 2,28 \cdot 34}{1000} = 0,0875 \text{ m}^3$$

La bomba debe, pues, eliminar:

$$v_1 = \frac{L}{p_0 - d_{t_1}} = \frac{0,0875}{0,20 - 0,154} = 1,9 \text{ m}^3 \text{ de aire por}$$

minuto, y una cantidad de agua caliente de:

$$v_w = \frac{1}{1000} \cdot (W + D_1) = \frac{1}{1000} \cdot (500 + 34) = 0,534 \text{ m}^3$$

siendo el trabajo total de la bomba:

$$v = v_1 + v_w = 1,9 + 0,534 = 2,43 \sim 2,5 \text{ m}^3$$

por minuto.

La figura 3 representa el tipo de bomba que admitimos para nuestro caso.

Suponiendo un recorrido del émbolo  $S_1 = 0,25$  y un recorrido  $n_1 = 100$  por minuto, la velocidad media del pistón, por minuto, será de:

$$c_1 = \frac{60 \cdot s_1 \cdot n_1}{30} = \frac{60 \cdot 0,25 \cdot 100}{30} = 50 \text{ m.}$$

y, con un grado volumétrico de eficiencia  $\eta = 0,85$ , el diámetro del pistón, para un rendimiento de  $V = 2,5 \text{ m}^3$  por minuto, será de:

$$d_1 = \sqrt{\frac{8 \cdot v}{\pi \cdot c_1 \cdot x}} = \sqrt{\frac{8 \cdot 2,5}{3,14 \cdot 50 \cdot 0,25}} = 0,387 \text{ m.}$$

ó, en cifras redondas,  $d_1 = 0,385 \text{ m.}$

La velocidad del agua en su paso por las válvulas de succión y retención no debe exceder de 1,5 á 2 m., por segundo, y, por lo tanto, la succión de las clapetelas de goma será de:

$$q = \frac{d_1^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \frac{s_1 \cdot n_1}{30}}{v} = \frac{0,385^2 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot \frac{0,25 \cdot 100}{30}}{1,5} = 646 \text{ cm}^2$$

La conducción de agua fría tendrá una sección de:

$$d_e = 0,10 \cdot \frac{s_1 \cdot n_1}{30} \cdot \frac{d_1^2 \pi}{4}$$

$$= 0,10 \cdot \frac{0,25 \cdot 100}{30} \cdot \frac{0,385^2 \cdot 3,14}{4} = 96 \text{ cm}^2,$$

ó sea 110 mm. de diámetro.

La tubería del agua caliente será algo mayor:

$$d_u'' = 1,2 \cdot d_e = 1,2 \cdot 110 = 135 \text{ mm. diámetro.}$$

La succión del tubo de purga será:

$$f_a = 0,0280 \cdot \frac{60 \cdot D_1}{v_1} = 0,0280 \cdot \frac{60 \cdot 34}{0,198} = 288,49 \text{ cm}^2.$$

ó sea  $d_0 = 200 \text{ mm. de luz.}$

Para el buen funcionamiento del conjunto, el antecondensador no deberá ser demasiado pequeño, sino que se le darán las dimensiones siguientes:

$$V_n = 2 \cdot D^2 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot s = 2 \cdot 0,4^2 \cdot \frac{3,14}{4} \cdot 0,6 = 0,150 \text{ m}^3$$



Sobre la base del diámetro admitido  $a = 0,375$ , la longitud ó luz del antecondensador  $n$  será de:

$$1 = \frac{V_n}{a^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \frac{0,150}{0,375^2 \cdot \frac{\pi}{4}} = \sim 1,35 \text{ m.}$$

La instalación del condensador es tal que hay que elevar el agua fría á una altura de  $h_1 = 5,5$  m., encontrándose el nivel del agua caliente  $H = 4,5$  metros más alto que el del agua fría. Desde la válvula de la bomba al nivel del agua caliente hay una distancia  $a = 1$  metro.

La potencia teórica de succión  $h$  del condensador será de:

$$h = 10 \cdot (1 - p_0) = 10 \cdot (1 - 0,20) = 8 \text{ m.}$$

El trabajo de la bomba para eliminar el agua caliente será, pues, el que sigue:

$$E_w = W \cdot [H + a + (h - h_s)] + D \cdot h$$

$$= 500 \cdot [4,5 + 1 + (8 - 5)] + 34 \cdot 8 = 4522 \text{ kg./m.}$$

ó:

$$E_w = \frac{4522}{60 \cdot 75} = \sim 1,00 \text{ HP.}$$

A la temperatura del agua caliente  $t_1 = 55^\circ$  y la tensión  $d_{t_1} = 0,154$  atmósferas absolutas, siendo  $V_1 = 1,9 \text{ m}^3$  la cantidad de agua por eliminar, corresponderá este nuevo trabajo á la fórmula:

$$E_l = 10000 \cdot v_l \cdot (p_0 - d_{t_1}) \cdot \log \text{nat.} \cdot \frac{1 - d_{t_1}}{p_0 - d_{t_1}}$$

$$= 10000 \cdot 1,9 \cdot (0,20 - 0,154) \cdot \log \text{nat.} \cdot \frac{1 - 0,154}{0,20 - 0,154}$$

$$\quad \quad \quad [= 2544 \text{ kg./m}]$$

ó:

$$E_l = \frac{2544}{60 \cdot 75} = \sim 0,6 \text{ HP.}$$

con una fuerza teórica de la bomba de:

$$E = E_w + E_l = 1,0 + 0,6 = 1,6 \text{ HP.}$$

Multiplicando esta fuerza necesaria por el coeficiente práctico de resistencia  $\varphi = 1,75$ , la fuerza efectiva que necesitará la bomba será de:

$$N_e = \varphi \cdot E = 1,75 \cdot 1,6 = 2,8 \sim 3 \text{ HP}$$

y, con una adición de 0,5 HP para las pérdidas de transmisión, de:

$$N = N_e + 0,5 = 3 + 0,5 = 3,5 \text{ HP.}$$

#### Ventajas de la condensación

Dijimos antes que la economía en vapor alcanzada con la condensación es  $Fe = 18$  por 100.

Admitamos que 1 kilogramo de la hulla que se emplea da por hora 7,5 kilogramos de vapor.

Se gastaría, pues, con una máquina sin condensación que trabajara con un lleno de 50 por 100:

$$\frac{60 \cdot D}{7,5} = \frac{60 \cdot 41}{7,5} = 328 \text{ kg.}$$

por hora y durante 300 días de 11 horas de trabajo:

$$\frac{300 \cdot 11 \cdot 328}{50} = 21\,668 \text{ quintales,}$$

que, á un precio de 0,90 marcos franco en la fábrica, representarían:

$$21\,668 \cdot 0,90 = 19\,500 \text{ marcos.}$$

La economía en vapor de 18 por 100 dará, pues una utilidad bruta de:

$$19\,500 \cdot 0,18 = 3\,510 \text{ marcos.}$$

Pero la instalación gasta 3,5 HP de fuerza, y hay que amortizarla además con 10 por 100 anual. La utilidad neta será, pues, algo menor.

La máquina tiene un grado de eficiencia de  $\eta = 0,78$  y, por lo tanto, la fuerza indicada será, para 3,5 HP:

$$N_i = \frac{3,5}{0,78} = \sim 4,5 \text{ HP.}$$

Elevándose el consumo de vapor, para un rendimiento de 181 HP, dicho consumo será, para 4,5 HP:

$$\frac{34 \cdot 4,5}{181} = \sim 0,85 \text{ kg./m.}$$

En carbón, esto hace, al año:

$$\frac{300 \cdot 11 \cdot 60 \cdot 0,85}{50 \cdot 7,5} = 45 \text{ quintales.}$$

y en dinero:

$$45 \cdot 0,90 = \sim 405 \text{ marcos.}$$

Admitiendo para lubricantes, empaquetaduras y demás gastos el importe de 405 á 410 marcos, y amortizando con el 10 por 100 el coste de la instalación, que será de 4.360 marcos, se tendrá:

Economía bruta. . . . .	3.510 marcos
Gastos. . . . .	510 »
Amortización. . . . .	360 »
Economía . . . . .	2.640 marcos

suma neta y real por año.

En año y medio se pagará la instalación de la condensación, gracias á la economía realizada.

EMERICH GRAF.

## Mecánica

### La turbina de gas

El perfeccionamiento de un turbocompresor eficaz fué el adelanto que primero hizo posible la

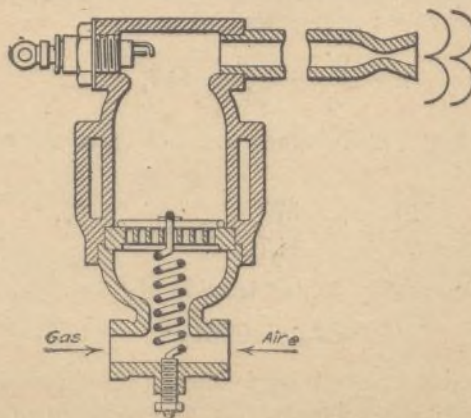


Fig. 1.—Tipo intermitente.

concepción de la turbina de gas, pues el empleo de compresores de pistón es completamente imposible en esta clase de motores, por no poder ob-



tenerse la transmisión del movimiento desde la turbina al árbol del compresor, tanto por las altas revoluciones necesarias como por razones de economía y prácticas.

#### TIPO SIN COMPRESIÓN

Primeramente se pensó en eliminar por completo el compresor y se creó la turbina de explosión, siendo su

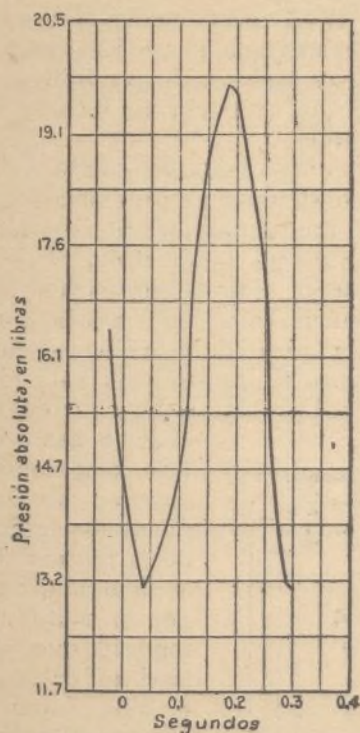


Fig. 2.—Variaciones de presión en la cámara de combustión.

se convierte en energía activa. Por la acción aspirante de los gases que abandonan el cuello y por el enfriamiento de los gases residuarios, se produce en la cámara de explosión un vacío parcial que abre la válvula positiva, dejando así libre el paso a una nueva carga. De Karavodine, en París, dibujó un motor de este tipo.

La figura 2 muestra las variaciones de presión en la cámara de combustión. Hay que notar el descenso de la presión hasta llegar a ser inferior a la atmosférica: en este fenómeno se basa el principio de la turbina de explosión. El consumo de combustible era de unas 6,6 libras de bencina por HP-hora efectivo, consumo sensiblemente superior al del primer motor Lenoir. Aparte la menor eficiencia del ciclo térmico, hay que atribuir el alto consumo de combustible a contaminación de

la nueva carga por los gases residuarios de la explosión anterior.

Para evitar este inconveniente se ideó conectar varias cámaras de combustión a un cuello solo, regularizando así la admisión del gas (figura 3). Desconocemos los resultados obtenidos.

Es indudable que cabe mejorar el consumo de combustible en las turbinas de explosión, por tener que soportar éstas hoy todos los inconvenientes de la intermitencia de acción y ser justamente el objeto principal de las turbinas el evitar esta intermitencia. La solución de este problema, y nada más, es lo que dió a la turbina de vapor la victoria sobre los motores de movimiento alterno, no ofreciendo esta última en sí misma ninguna ventaja especial en la utilización del vapor. Tiene en los motores de gas extrema importancia el evitar la intermitencia de la acción, pues las desventajas resultantes de la rápida sucesión de cambios de temperatura y presión son mucho mayores que en las máquinas

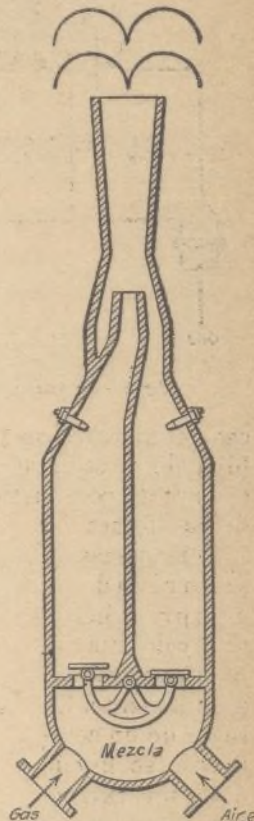


Fig. 3.—Cámaras de combustión múltiples.

de vapor. El sustituir el pistón y demás partes motrices del motor corriente por el cuello y la rueda de turbina será de utilidad solamente cuando se alcance una economía de combustible, y éste no es el caso, pues las pérdidas en el cuello y las paletas de la rueda son materialmente mayores que las en las partes motrices de un motor alterno. Estas consideraciones demuestran la imposibilidad práctica de la turbina de explosión, que adolece de todos los defectos de los motores corrientes, sin poseer ninguna de sus ventajas.

#### TIPO DE PRESIÓN CONSTANTE

La marcha de la turbina de presión constante no es intermitente;

por lo tanto, su superioridad sobre la de explosión es evidente. El gas y el aire son comprimidos y, una vez calentados por los gases residuarios de la explosión anterior, conducidos a los cuellos de expansión. El calentamiento produce un aumento de volumen, de modo que el trabajo positivo de la turbina es mayor que el negativo gastado en la compresión (fig. 4). En principio es indiferente que el calentamiento de la mezcla se efectúe por los

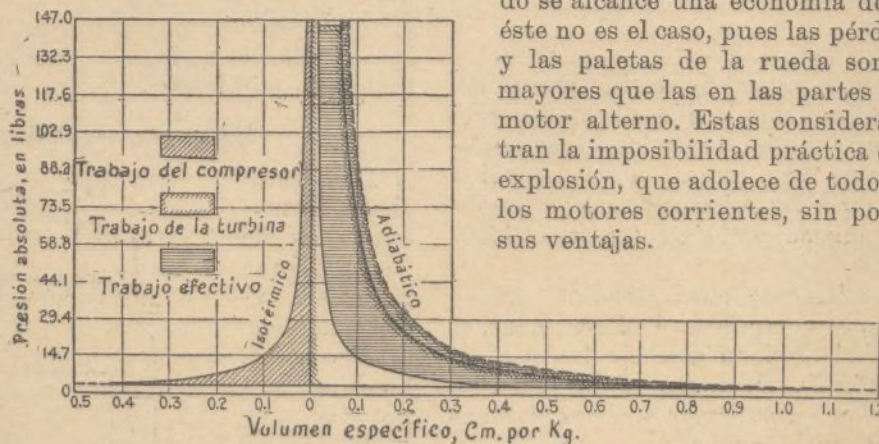


Fig. 4.—Diagrama de la distribución del trabajo.



gases de la explosión anterior ó por cualquier otra fuente extraña de calor. En este último caso la turbina de gas no será más que una turbina de

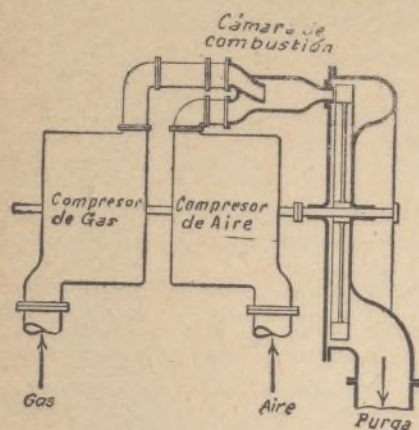


Fig. 5.—Tipo de presión constante.

aire caliente. El recalentamiento por el combustible mismo es más completo y más económico, pero se necesita en este caso un combustible muy puro que arda sin residuos y cuyos gases de combustión no ataquen las partes metálicas del motor. Las partes principales de una turbina de presión constante son el compresor, la cámara de combustión y la turbina propiamente dicha (figura 5).

Por razones de seguridad la compresión del aire y del gas debe efectuarse separadamente. En lugar de un compresor se puede usar un extractor, que conduce los gases residuales desde la cámara de la turbina, á través de un refrigerador, á la atmósfera (figura 6). Los gases

de combustión se esparcen entonces en el cuello, por efecto del vacío parcial producido por el extractor. Es térmicamente indiferente que la presión del ciclo sea superior ó inferior á la atmosférica, con tal que las leyes que rigen la compresión y la expansión sean las mismas y que en ambos casos exista la misma relación entre expansión y compresión.

La práctica solamente puede decidir cuál de los dos sistemas, el compresor ó el extractor, es más ventajoso, ó si se debe preferir la combinación de los dos (fig. 7). De todos modos el turboextractor ó el turbocompresor son los órganos esenciales de una turbina de gas.

Por lo que atañe á la posibilidad de desarrollar grandes potencias con relativa sencillez y baratura de construcción y la utilización de las áreas inferiores del diagrama, sin aumento de la carga de fricción, tiene la turbina de gas una adaptabilidad que no poseen los motores corrientes. Estas características permiten emplear una proporción de expansión superior á la de los motores alternos (alrededor de 50 %).

Uno de los principales accesorios de la turbina

de presión es el refrigerador, pero no será aconsejable dejar perder el calor sustraído á los gases residuales, sino que, por el contrario, se deberá buscar el modo de recuperarlo. Esto se logra usando como fluido refrigerante la nueva carga, comprimida para que entre en la cámara de combustión ya calentada, aumentándose así el volumen específico y el rendimiento en trabajo de los gases calientes (véase fig. 4).

Esta posibilidad de recuperar por lo menos en parte y de un modo relativamente sencillo, constituye otra ventaja de las turbinas de gas sobre los demás motores de gas, en los cuales tal recobro es prácticamente imposible.

La configuración de la cámara de combustión constituye para el constructor un problema completamente nuevo. Aunque cualquier tipo corriente bueno asegure la perfecta combustión, hay sin embargo que considerar todavía ciertos factores de no menor importancia, como son la alta temperatura desarrollada y la presión sobre las paredes de la cámara. La figura 8 muestra una solución bastante ingeniosa del problema. En este dispositivo el gas ó el

aire comprimido circulan alrededor de las paredes de la cámara de combustión, que por lo tanto no tendrán que resistir esfuerzo de presión ninguno, sino solamente las altas temperaturas de la combustión. Además ofrece este sistema de cámara la ventaja térmica de que

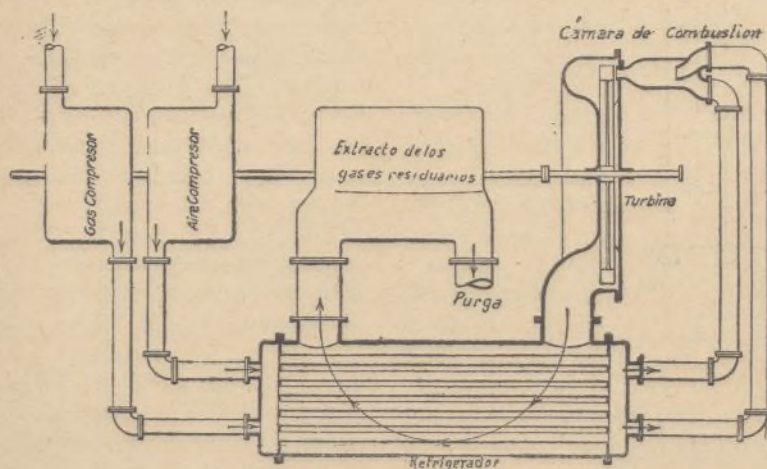


Fig. 7.—Combinación de compresor y extractor.

las pérdidas de calórico por radiación quedan virtualmente eliminadas.

#### DESVENTAJAS MECÁNICAS

Las condiciones termodinámicas de las turbinas de gas son excepcionalmente favorables. Las altas proporciones de la expansión, la posibilidad práctica de recobrar una parte del calor de los gases residuales y las pequeñas

pérdidas por radiación, le dan una marcada superioridad sobre los demás sistemas. Pero sus condiciones mecánicas son por el contrario netamente

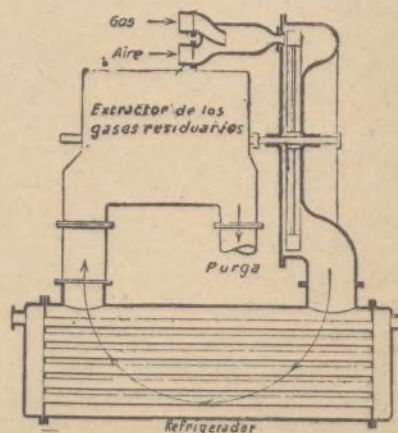


Fig. 6.—Extractor usado en lugar del compresor.



desfavorables. Para que se efectúe el ciclo de combustión á presión constante es imprescindible el empleo de compresores especiales que, además de haber de efectuar el trabajo de compresión, están

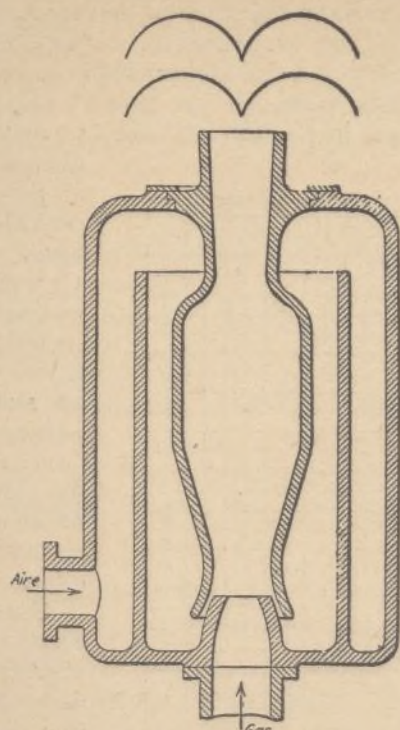


Fig. 8.

cargados con el de su propio desplazamiento, siendo así que una parte considerable de la fuerza desarrollada por la turbina es absorbida por la compresión. Las pérdidas son, pues, muy considerables y pueden llegar á tal extremo que no quede margen ninguno de fuerza libre.

Los rápidos é inesperados adelantos en la construcción de los compresores favorecen no obstante algo á las turbinas de gas. Se ha alcanzado ya un rendimiento isotérmico de 67 por 100, y no es improbable que se llegue en breve á 70 por 100. La figura 9 da los rendimientos totales con y sin recuperación de calor de una turbina cuyo compresor rinda el 70 por 100. Llegando el rendimiento de la turbina misma á un 50 por 100, podrá el motor, cuyo rendimiento total será entonces de 11 á 20 por 100, competir en consumo de combustible con una buena máquina de vapor, y si llegara la turbina al 65 por 100, oscilando entonces el rendimiento total entre 24 y 35 por 100, competirá con el mejor motor de gas del tipo alterno.

Una buena turbina de vapor puede hoy rendir hasta el 70 por 100, pero en la de gas la alta temperatura del medio circundante presenta obstáculos insuperables para la obtención de tales resultados. Si se procede, con objeto de obtener mejor rendimiento de la turbina, á una expansión gradual de los gases á alta presión, cuya temperatura se acerca á su punto de inflamación, el descenso de ésta, entre un estadio de expansión adiabática y el subsiguiente, es tan reducido que el calentamiento de las paletas de la turbina llega á ser peligroso. Dada, además, la necesidad de mantener fríos los cojinetes, la diferencia de temperatura en cada

una de las paletas es tal que éstas se tuercen y la vibración de la rueda resulta muy pronunciada. Estas dificultades pueden evitarse mediante una expansión en dos tiempos, no pasando entonces la temperatura de límites razonables. De todos modos las pérdidas mecánicas y de las paletas tienden á que el consumo de combustible de esta clase de motores sea mayor que el de las máquinas de vapor.

Se pensó repetidas veces en evitar los inconvenientes de la alta temperatura mediante una refrigeración, ya exterior, ya interior (inyecciones de agua), y sin duda ninguna hay algo que hacer en este sentido, pero solamente futuros experimentos nos dirán hasta qué punto se puede llegar á hermanar el rendimiento térmico y el de la turbina. De todos modos, creemos poder ya hoy adelantar que las turbinas de gas no llegarán nunca á aventajar en economía de combustible á los motores alternos.

Sólo nos resta considerar si las turbinas de gas pueden ofrecer ventajas en el coste de instalación y en los gastos de servicio. La necesidad de una instalación considerable en relación con el rendimiento obligan á negar este extremo. En efecto, para obtener 1000 HP útiles será menester una turbina de 2000 y un compresor de 1000 HP, por elevarse el rendimiento total máximo (véase fig. 9), en las circunstancias más favorables, á un 33 por 100

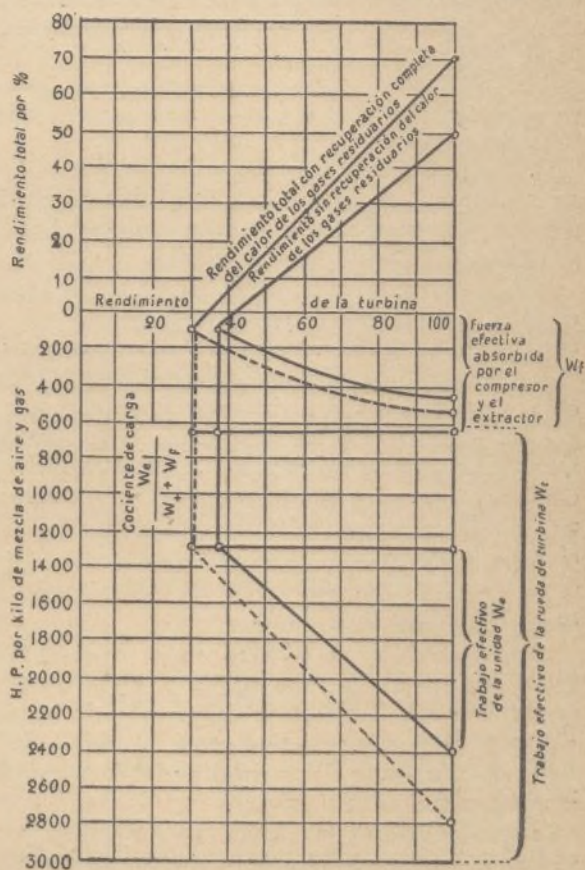


Fig. 9.—Resultados posibles.

apenas. Las turbinas de gas son, pues, hoy por hoy, utilizadas solamente en el caso que se necesite una fuerza cuyo desarrollo está fuera del alcance de los motores alternos.

• PROF. J. LANGE.



## Mecánica de los Hidroplanos

Aunque muy parecida á la de los aeroplanos, la mecánica de los hidroplanos ofrece particularidades que conviene tener en cuenta. Las ventajas que presenta un bote hidroplano bien construido son muy superiores á las que reúnen los botes ordinarios. Si se recordase esto, y se procurase además, al construir un bote, hacerlo en forma de hidroplano, podría economizarse en todos sentidos, y contribuir, por otra parte, al adelanto de la ciencia moderna, destruyendo poco á poco los antiguos botes de recreo construidos con arreglo á los métodos ordinarios. Al mismo tiempo que estudie mos la mecánica de los hidroplanos, haremos resaltar las ventajas de éstos sobre los botes ordinarios. La superficie de rozamiento del bote con el agua no debe ser parabólica, sino hidropiana. Repetidos experimentos permiten conocer hoy los efectos del agua sobre estos planos.

El bote ordinario desaloja, en estado de reposo, y aproximadamente también en marcha, una cantidad de agua igual á su peso. Si la superficie mojada del mismo bote tiene  $F$  m<sup>2</sup>, y el bote se mueve en el agua con una velocidad de  $V$  metros por segundo, resulta que ha de poner en movimiento una cantidad, en la práctica, superior á  $F \cdot V$  m<sup>3</sup> de agua, teniendo en cuenta con ello el rozamiento de la misma con las paredes del bote. La velocidad que dicha cantidad de agua adquiere, depende, naturalmente, de la forma del mismo, del material empleado y de  $V$ .

La fuerza necesaria para uno de estos botes, se obtiene de una manera bastante aproximada con ayuda de la fórmula  $PS = K \cdot F \cdot V^3$ , en la cual  $PS$  = caballos de fuerza, y  $K$  = un factor resultante de la práctica, y cuyo valor es siempre el mismo para el mismo bote.

Para un bote motor suele muy amenudo presentarse  $K \cdot F = 0,125$ , y tomando este valor como base, servirá el cuadro siguiente para obtener la relación entre  $PS$  y  $V$ :

$V =$	7	9	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	36	40	50	Kilómetros por hora
$PS =$	1,5	2,5	6,2	10	15	21	29	38	49	63	78	96	166	228	450	

Gracias á este cuadro podemos fácilmente comprender que con un bote motor de construcción ordinaria hemos de desechar por completo la idea de obtener grandes velocidades. Para la obtención de una sencilla velocidad de 36 km./hora, necesitaría el pequeño bote 166 caballos de fuerza, lo cual no deja de ser una exageración, además del enorme gasto de funcionamiento que esto representaría.

En vista, pues, de tan enorme desproporción práctica, se ha llegado á la idea de construir botes que, en lugar de ir por el agua, resbalen por el agua.

Varios inconvenientes ha presentado la construcción de estos aparatos, inconvenientes comprensibles solamente cuando se conoce la mecánica de ellos.

Según varios experimentos efectuados se ha deducido, para lo que respecta á la resistencia que opone el agua á un plano móvil, la fórmula siguiente:

$$G = \frac{\sin a \cdot (1 - \cos a) \cdot 50 F \cdot V}{\operatorname{tg} a} \text{ kgs.}$$

en la cual:

$a$  = ángulo de inclinación de los planos;  
 $G$  = capacidad de arrastre, en kgs.;  
 $F$  = superficie de resbalamiento, en m<sup>2</sup>.  
 $V$  = velocidad.

Ahora bien; tan pronto como el bote cese de moverse,  $G$  será igual al peso total de dicho bote con su carga. Para un ángulo  $a$  conocido de antemano, ó admitido á discreción, podemos obtener, por medio de la fórmula anterior, otra fórmula, que indicará la superficie necesaria en m<sup>2</sup>, para un  $G$  conocido. Esta será:

$$F = \frac{G}{50 V^2 \cdot \cos a \cdot (1 - \cos a)} \text{ m}^2.$$

Caso de conocerse  $F$  y  $G$ , podremos obtener el ángulo  $a$  en que se inclinará el hidroplano en marcha, con ayuda de la fórmula siguiente:

$$\cos a = \frac{1}{2} + \sqrt{\frac{1}{2} - \frac{G}{F \cdot 50 \cdot V^2}}.$$

Tales son las principales relaciones existentes entre los tres valores  $a$ ,  $F$  y  $G$ . Para más claridad damos las cifras siguientes, que se pueden utilizar como auxiliares:



1.º Siendo:  
 $a = 1 \quad 2 \quad 3 \quad 4$  grados.  
 es:

$$F = \frac{G}{0,0075 \cdot V^2} \quad \frac{G}{0,03 \cdot V^2} \quad \frac{G}{0,07 \cdot V^2} \quad \frac{G}{0,12 \cdot V^2}$$

2.º Siendo:  
 $a = 5 \quad 10 \quad 15 \quad 20$  grados.  
 es:

$$F = \frac{G}{0,19 \cdot V^2} \quad \frac{G}{0,76 \cdot V^2} \quad \frac{G}{1,66 \cdot V^2} \quad \frac{G}{2,84 \cdot V^2}$$

Por estos datos puede fácilmente verse que, cuanto menor sea la velocidad y el ángulo de inclinación, mayor tendrá que ser el valor de  $F$ , y por lo tanto la superficie.

Para poder apreciar la relación existente cuando se trata de obtener el valor de la fuerza necesaria para el funcionamiento de un hidropilano, haremos uso de la fórmula práctica indicada por «Fink». Ésta dice:

Caballos de fuerza:

$$HP. = \frac{\sin a \cdot (1 - \cos a) \cdot 50 \cdot F \cdot V^2 + 0,3 \cdot O \cdot V}{75}$$

ó bien:

$$= \frac{(G \cdot \operatorname{tg} a + 0,3 \cdot O) \cdot V}{75}$$

fórmulas en las cuales  $O$  es la superficie total del hidropilano. Por medio de ellas se obtiene la fuerza teórica necesaria. En realidad, el motor debe dar mayor cantidad.

Si comparamos ahora los hidropilanos con los botes ordinarios, vemos que, para un bote, la fuerza guarda relación con el *cubo de la velocidad*, mientras que, para el hidropilano, es la *velocidad sencilla*, pues no ofrece serias dificultades la construcción de un hidropilano con un ángulo de 1 ó 2 grados.

Y basta por hoy. En otro artículo diremos lo que aún nos resta por decir acerca del asunto que motiva el presente.

s. LOPEZ TAPIAS, Ingeniero.

## Electricidad

### Determinación experimental de la inducción en los conductores rectilíneos. (Véanse los números 2 y 3).

#### III

#### Efectos de un medio permeable

Hasta ahora operamos exclusivamente con conductores libres en el aire; procederemos, pues, á observar el efecto de la presencia en sus cercanías de medios más permeables al fluido eléctrico, ó sea mejores conductores.

La figura 13 muestra el efecto de inducción producido por la proximidad al conductor de un trozo considerable de metal del transformador, que sin embargo esté colocado lejos de la bobina piloto. La curva indica que la presencia del hierro produce un crecido aumento de inducción cuando

está cerca, pero que, alejándole hasta una distancia de 10 centímetros del eje del conductor, el efecto disminuye hasta su mínimo.

Sin embargo, los casos más interesantes para el constructor de dinamos, son aquellos en que el

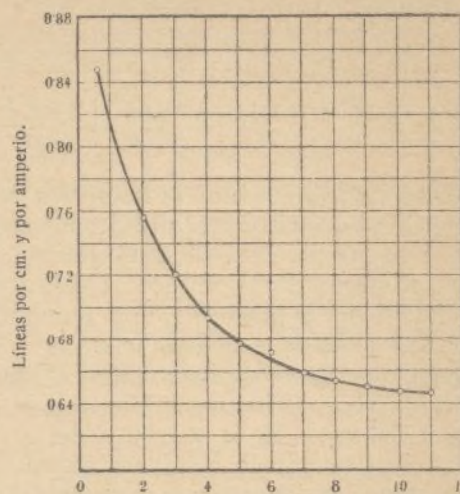


Fig. 13. Distancia del hierro al eje del conductor.

conductor está colocado en las acanaladuras del armazón. Aquí se presentan dos puntos muy interesantes: el primero es el caso en el cual el conductor magnetiza el hierro que le rodea, y el segundo aquel en que el conductor produce una inducción secundaria en los dientes ya magnetizados.

Para examinar estos casos construimos un circuito magnético de la forma indicada por la fig. 14. La pieza central (fig. 15) posee tres acanaladuras: la primera completamente cerrada, la segunda semi-abierta y la tercera completamente abierta. Establecimos el circuito magnético alrededor de esta pieza de modo tal que el fluido producido por las bobinas cuyo devanado estaba colocado sobre la línea AAA, fuera, por las aberturas BB, á saturar los dientes. Durante todos los ensayos la constancia de la corriente se mantuvo uniforme.

El conductor se montó del mismo modo que en los ensayos precedentes, luego de haberle introducido en la acanaladura del armazón, y el hilo de la bobina piloto se enrolló en él hasta alcanzar el número necesario de vueltas.

Tomamos en primer lugar el caso de acanaladuras sencillas sin sobreconstrucción de circuito magnético, caso

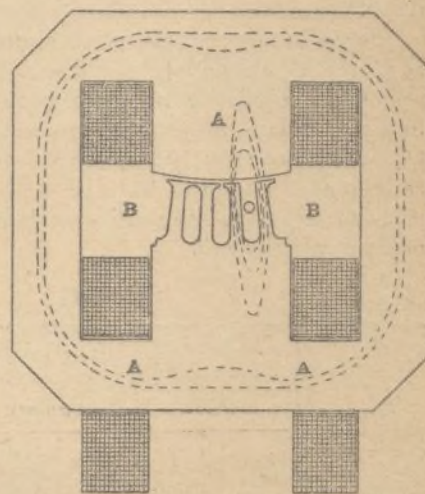


Fig. 14.

que corresponde á la armazón de dinamos de corriente continua en las cuales los dientes están colocados en los espacios interpolares. En estas condiciones la inducción del conductor es prácticamente independiente de la cantidad de corriente



te transportada, pero depende en cierto modo de su posición en la acanaladura, según se puede ver por el cuadro I.

CUADRO I

Acanaladura	Valores de Neumann en el aire	POSICIÓN		
		alta	intermedia	baja
Abierta.. . . .	0,95	1,42	2,66	3,65
Semiabierta..	0,95	2,68	3,76	5,36

Estos valores indican cuánto la inducción ha aumentado por la presencia de un circuito magnético de menor resistencia. También está claramente demostrado el efecto de la ulterior reducción de resistencia debida á la presencia de la punta de los dientes en la acanaladura semiabierta.

Con la acanaladura cerrada, sin embargo, el caso es muy diferente. Ahora la inducción depende casi exclusivamente del valor de la corriente del conductor; es máxima cuando la corriente es mínima, y baja rápidamente con el aumento de ésta. La posición del conductor en la acanaladura tiene en este caso poca importancia y se observaron variaciones medibles solamente pasando de la posición media á la inferior.



Fig. 15.

Las curvas de la figura 16 muestran la naturaleza de estas variaciones. La explicación de tan curioso resultado es fácil: cuando la corriente es reducida el puente que cierra la entalla transporta el fluido; pero, cuando la corriente aumenta, el puente queda rápidamente saturado y su conductibilidad disminuye.

Pasando ahora á las condiciones que muestra la figura 14, en las cuales las acanaladuras ó entallas están debajo de un polo y por lo tanto cada una circundada de un circuito magnético completo, encontraremos que los valores del cuadro II representan bastante fielmente el caso en que los dientes están sin magnetizar y la abertura de aire es de 3 milímetros.

CUADRO II

Corriente en el conductor	ACANALADURAS					
	cerradas		semiabiertas		abiertas	
	Líneas amp.	Líneas por c/m y amp.	Líneas amp.	Líneas por c/m y amp.	Líneas amp.	Líneas por c/m y amp.
50	1,780	70,0	1,507	59,3	1,500	59,0
30	1,132	44,6	858	33,8	930	36,0
20	1,036	40,8	628	24,7	—	—

En este momento se presenta la necesidad de tener en cuenta la corriente en el conductor y el

hecho de que la inducción ha aumentado aún más, especialmente en el caso de la entalla cerrada.

La figura 17 da la relación entre la corriente excitadora en la bobina magnetizante y la cantidad de corriente

en la abertura y los dientes. La primera fué medida mediante una espiral calibrada de bismuto y la segunda enrollando el devanado de una bobina piloto alrededor de los dientes, conectándolo con el amperímetro ó invirtiendo la corriente.

Se procedió entonces á efectuar observacio-

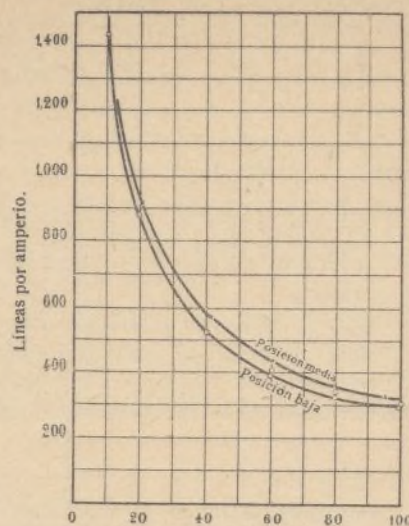


Fig. 16.

Amperios.

nes colocando alternativamente los conductores en cada una de las entallas y variando la corriente tanto en el devanado excitador como en los conductores mismos. Las curvas de las figuras 18, 19 y 20 son el resultado de estos experimentos.

Estos gráficos muestran todos de un modo notable cómo la inducción disminuye aumentando la densidad de los dientes, hasta que, á un estado de alta saturación, tienden las curvas á reunirse en un punto común, que corresponde á los valores dados en el cuadro I.

La forma general de las curvas es la misma en los casos de las entallas abiertas y semiabiertas (figuras 18 y 19), pero, en el caso de la entalla cerrada, se observa otra vez la influencia del puente de hierro cuando la saturación es reducida.

La figura 21 representa los efectos producidos por el aumento de la abertura de aire. La curva indica que un cambio en esta última de  $\infty$  á 1,5 milímetros produce en la inducción un cambio de un 50 %.

Hay variaciones en los valores indicados en las aberturas muy pequeñas, pero estas diferencias disminuyen con el aumento de las aberturas y desaparecen por completo cuando éstas han llegado á 10 milímetros.

Es muy difícil trazar gráficos que abarquen to-

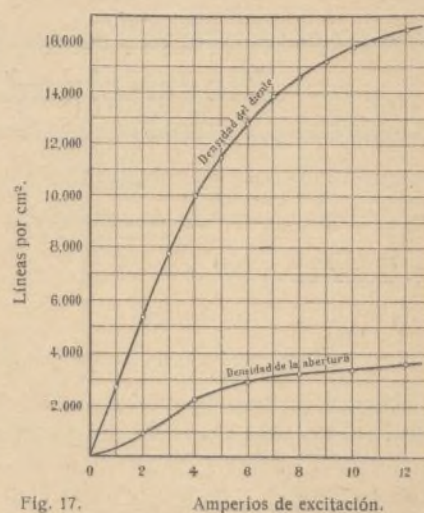


Fig. 17.

Amperios de excitación.



dos los casos prácticos tratando con conductores que tienen cerca piezas de hierro, pues la distribución de los circuitos y los campos de inducción que

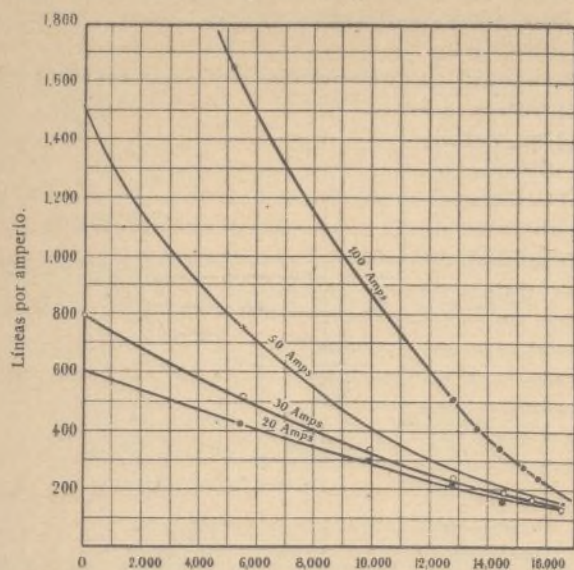


Fig. 18.  
Entalla abierta. Diámetro condicional 0.48 cm.

forman puente y que se producen en estos casos alteran bastante los resultados.

Los de nuestras investigaciones se pueden concretar como sigue:

Que la fórmula de Naumann es solamente apli-

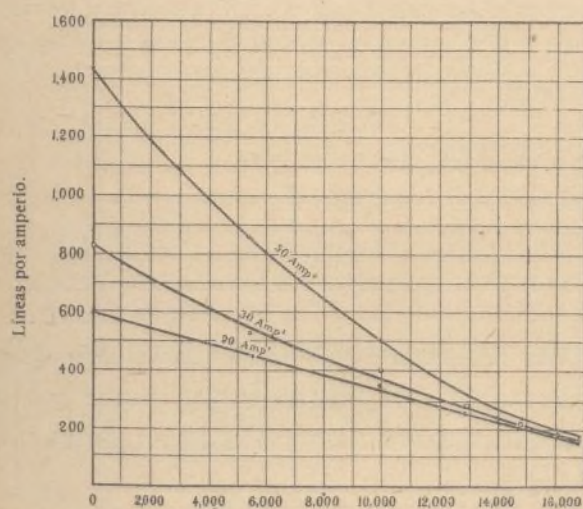


Fig. 19.  
Diámetro cond. de la entalla semiabierta.

cable a campos cuya sección principal es un área que se extiende desde el eje del conductor al infinito y limitada lateralmente por dos líneas normales al eje y cuya distancia es igual a la longitud del conductor; que no toma en consideración, aplicada a conductores limitados, el campo magnético que se extiende más allá de los extremos del conductor y que, por lo tanto, los valores calculados en estos casos serán demasiado bajos.

Que el método de integración directa empleado por nosotros da resultados que coinciden notablemente con los experimentales.

Aplicando el indicado método para determinar la inducción en alambres paralelos, tan comúnmente usados en mediciones de corrientes de alta

frecuencia, sus resultados diferirán bajo ciertas circunstancias notablemente de los obtenidos por las fórmulas corrientes. Sin embargo, los resultados coincidirán empleando el siguiente factor de corrección:

$$N_t = N_a + ny, \text{ ó sea: } n = 0.46 (\log_{10} y/a - 1)$$

Que masas considerables de hierro no afectan el valor de la inducción de un conductor limitado, estando colocadas a una distancia superior a 10 centímetros y siempre que no formen un circuito cerrado sobre el conductor.

Que el colocar el conductor en entallas ó acanaladuras abiertas ó semiabiertas aumenta la inducción, haciéndola prácticamente independiente

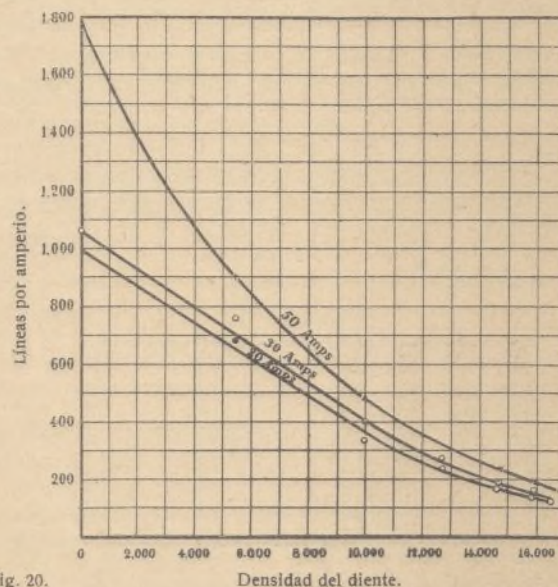


Fig. 20.  
Densidad del diente.

de la corriente en el conductor mismo, pero dependiente de la posición de este último en la acanaladura. Cerrando esta última las condiciones quedan invertidas.

Que la presencia de hierros polares aumenta aún más la inducción, que depende en este caso del tamaño de la abertura de aire, siendo también la corriente en el conductor un factor importante. Que la saturación magnética de los dientes causa una variación considerable en todos los casos,

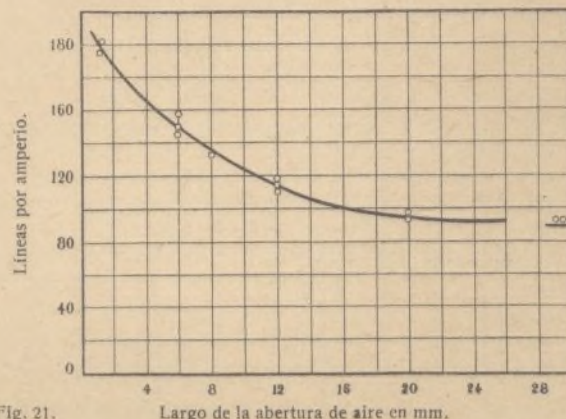


Fig. 21.  
Largo de la abertura de aire en mm.

disminuyendo la inducción con rapidez a medida que la saturación crece y limitándose esta variación a cinco líneas por centímetro y amperio.

C. JOLLEY y F. BURGESS, Ingenieros.



### Cálculo indirecto de una resistencia

Para medir pequeñas resistencias, tales como la de los cables conductores, hilos de las lámparas de incandescencia en acción, etc., etc., puede hacerse uso de un método indirecto, midiendo la intensidad y el voltaje de una corriente, y operando como sigue:

Denominemos  $i$  a la intensidad de la corriente que circula por la resistencia que deseamos medir  $X$ , y  $v$  al voltaje (de esta corriente) que se pierde. Tenemos la fórmula de Ohm, que dice:

$$X = \frac{v}{i}$$

Ahora bien; este método no da nunca un resultado exacto. Para obtener, pues, lo que se desea, efectuemos la conexión indicada en la figura 1, en la cual podemos apreciar que el voltámetro está unido directamente a los extremos de la resistencia desconocida. En este caso, el amperímetro mide también al mismo tiempo el voltaje de la corriente. La fórmula anterior da la resistencia combinada de la resistencia buscada y la resistencia del voltámetro.

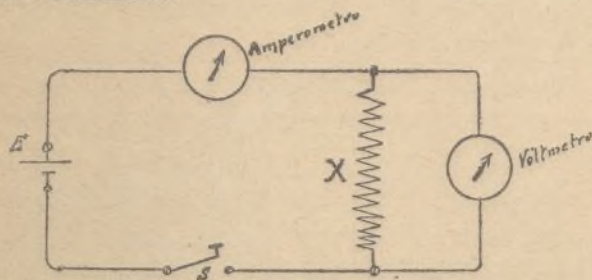


Fig. 1.

Ahora bien; si se quiere saber exactamente el valor de  $X$ , se debe restar el voltaje de la corriente de la intensidad de corriente medida. Si  $X$  es muy pequeña, puede hacerse caso omiso de esta última corrección.

Si se coloca el amperímetro en la forma indicada en la figura 2, aunque es cierto que dicho amperímetro indica la verdadera intensidad de corriente, en cambio el voltámetro mide ahora, además de la pérdida de voltaje de la corriente, la pérdida

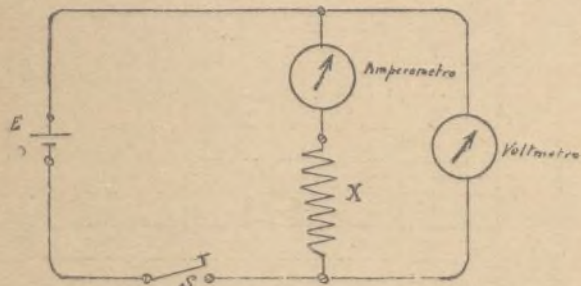


Fig. 2.

de voltaje en el amperímetro. La fórmula da entonces la suma de resistencia desconocida más la resistencia del amperímetro, y por lo tanto debe restarse esta última. Esta corrección solamente puede despreciarse en el caso de que  $X$  sea crecida en comparación con la resistencia del amperímetro.

Así, por ejemplo, si se mide la resistencia de

una lámpara de incandescencia de cerca 200 ohmios, y se utiliza para ello un galvanómetro de torsión de 1 ohmio, unión directa a  $\frac{1}{9}$  ohmio la corrección es solamente de 0,05 %.

Tanto la intensidad de la corriente como su voltaje se puede medir con un galvanómetro de torsión. En lugar, pues, de dos galvanómetros, puede efectuarse la medición con uno solo, utilizando un interruptor en la forma que

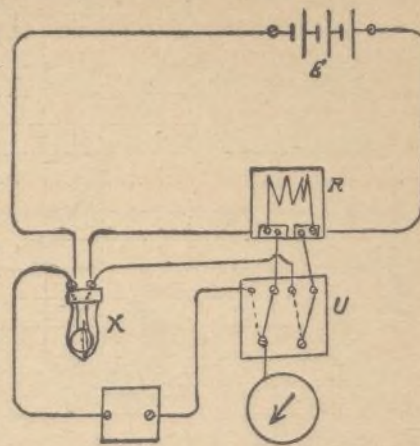


Fig. 3.

indica la figura 3, en la cual, como es fácil comprender, puede siempre despreciarse la corrección de que se hablaba anteriormente.

Si se utiliza un electrómetro, puede operarse del modo siguiente:

Se une la resistencia desconocida  $X$  con una resistencia normal, en serie, y en el circuito de la corriente de una batería de acumuladores; de este modo se logra que circule por las resistencias una corriente constante é igual. En tal estado, los voltajes existentes en los extremos de las resistencias (que denominaremos  $e$  y  $e'$ ), son proporcionales entre sí:

$$X : R = e : e'$$

fórmula de la cual se deduce:

$$X = \frac{e}{e'} \cdot R$$

El voltaje se obtiene uniendo en orden los extremos de cada resistencia con el electrómetro.

S. ANDREU, Ingeniero.

## Química

### De la mezcla del corcho con el cemento en la fabricación moderna del linóleo.

Los aparatos utilizados para efectuar esta mezcla se hallan dispuestos de tal modo que, al salir del amasador, la pasta cae directamente en el amasador inmediato por un simple plano inclinado y sin que haya necesidad de manipularla de otro modo.

Los distintos aparatos hallanse, pues, colocados en un edificio de siete pisos.

Cada piso tiene un aparato en comunicación, gracias a una trampa y un resbaladero de cajón, con el aparato inmediato inferior.

La primera operación, es decir, la dosificación, se efectúa en el piso más elevado. Los materiales son conducidos a él por medio de montacargas y pesados en proporciones que varían con la calidad del linóleo que se desea obtener.

Existen cuatro clases de linóleo liso, que se



designan con las letras A, B, C, D y D', y cuyas características son particularmente el espesor del linóleo y la finura del grano.

La primera clase es la llamada *Lino A*, que tiene 3,9 milímetros de espesor.

La segunda clase es el *Lino B*, que tiene un espesor de 3 milímetros.

La tercera clase es el *Lino C*, que tiene 2,50 milímetros de grueso.

La cuarta clase es el *Lino D*, que tiene un grueso de 2 milímetros.

Hay finalmente la clase quinta, llamada *Lino D'* ó linóleo para pintar.

Como en el caso de la tela encerada, se hacen piezas de linóleo de un solo tiro de 800, 1.000, 2.000 y 3.000 metros de longitud por 1,828 de ancho.

Se pesa, pues, por metro cuadrado de linóleo que se trata de obtener, las cantidades siguientes, que proporcionan los mejores resultados:

**LINO A, DE 3,9 MILÍMETROS DE ESPESOR**

Corcho molido muy fino. . . . .	3,160 kg.
Cemento linolígeno viejo. . . . .	2,690 »
Colorante ocre. . . . .	0,950 »

**LINO B, DE 3 MILÍMETROS DE ESPESOR**

Corcho molido fino. . . . .	2,660 kg.
Cemento linolígeno. . . . .	2,260 »
Colorante ocre. . . . .	0,740 »

**LINO C, DE 2,5 MILÍMETROS DE ESPESOR**

Corcho molido fino. . . . .	1,770 kg.
Cemento linolígeno. . . . .	1,510 »
Colorante ocre. . . . .	0,400 »

**LINO D, DE 2 MILÍMETROS DE ESPESOR**

Corcho molido fino. . . . .	1,600 kg.
Cemento linolígeno. . . . .	1,200 »
Colorante ocre. . . . .	0,425 »
«Scraps». . . . .	0,280 »

**LINO D', PARA PINTAR**

Corcho molido fino. . . . .	1,400 kg.
Cemento linolígeno. . . . .	1,015 »
Colorante ocre. . . . .	0,210 »
«Scraps». . . . .	0,310 »

Se da el nombre de «scraps» á los desechos provenientes del linóleo: raeduras, trozos rotos, linóleo viejo, etc., que se tritura entre cilindros y se utiliza nuevamente. No se les usa sino para el linóleo de calidad inferior. El linóleo que encierra «scraps» es menos elástico y menos uniforme.

Según el número que se trata de obtener se pesa las cantidades necesarias en las proporciones indicadas. Las operaciones que hay que realizar son siempre las que siguen, habiéndose adoptado para la demostración la mezcla A, encarnado continuo.

Se toma un saco de corcho, ó sea 20 kilogramos, y se le agrega 17,020 kilogramos de cemento linolígeno, que se corta en tiras con un cuchillo, luego de calentarlo ligeramente. Se pesa y se añade 6,020 kilogramos de ocre encarnado. Mézclase lo más regularmente posible con una pala estas materias, extendidas sobre el suelo, y á continuación se introduce todo, por medio de la pala, en una tolva de madera colocada sobre el primer amasador. La tolva debe de ser suficientemente capaz para recibir toda la mezcla.

Compónese este primer aparato de tres cilindros de hierro pulimentado, dos uno junto á otro y el tercero hacia abajo y colocado entre los primeros. Estos cilindros son caldeados por medio de vapor, y el espacio existente entre ellos es regulable, para poder variar el rendimiento. La tolva está dispuesta de modo que se la puede vaciar entre los dos rodillos superiores. La materia introducida en la tolva experimenta una trituración al pasar por entre los cilindros y cae, á lo largo de

un plano inclinado, en un nuevo amasador, colocado en el piso de abajo.

Este nuevo amasador se compone de un cilindro en cuyo interior hay una serie de cuchillos fijos en un eje que gira á razón de 2.000 vueltas por minuto. La masa laminada experimenta en este aparato un picado perfectísimo, que la divide nuevamente.

La masa dividida cae en una tolva que corona el aparato siguiente, colocado en el piso inferior.

Este tercer aparato es el más importante de todos. Es un cilindro horizontal atravesado en el centro por un eje en el que circula el vapor. En este eje se hallan montados los cuchillos. Uno de los lados del cilindro, la salida, está agujereado.

Puede compararse esta máquina á una picadora de carne absolutamente semejante á las empleadas en las cocinas, pero de grandes dimensiones. En la pared del cilindro también hay cuchillos fijos, por manera que, cuando la máquina funciona, las hojas fijas en el eje giran entre las fijas en las paredes. Los cuchillos son de acero cromado y están cortados en bisel, de cara á la salida.

En el momento de la puesta en marcha se calienta ligeramente el cilindro por medio de vapor. Una vez en movimiento suspéndese el caldeo. Este se efectúa por el eje y por la envoltura del cilindro, que es de doble pared. El rozamiento interior da una temperatura lo bastante elevada para poder suprimir el caldeo una vez puesto en movimiento el aparato. Debe vigilarse atentamente la marcha. Una temperatura demasiado elevada carboniza rápidamente la mezcla y la echa á perder. Si la temperatura tiende á elevarse, sobre todo en verano, se hace circular por el punto por donde pasaba el vapor una corriente de agua fría.

Al salir de esta máquina, la mezcla linolígena es absolutamente compacta é íntima. El corcho se halla incorporado al cemento de tal manera que no se le distingue á simple vista. La masa cae en una gran tolva, que la conduce á la máquina siguiente.

Esta máquina se halla constituida por dos rodillos laminados semejantes á los empleados en el trabajo del corcho.

Uno de los rodillos es calentado interiormente por medio de vapor; el otro, por el contrario, es refrigerado por una corriente de agua fría. La masa se ablanda en el rodillo caliente y va á adherirse al refrigerado, del cual la arranca un cuchillo rascador de acero apretado contra la cara de dicho cilindro refrigerado. La mezcla cae, bajo forma de películas delgadas y muy homogéneas, en una nueva tolva, que corona otra máquina algo parecida á la anterior, de la que se diferencia en el cuchillo rascador, reemplazado en ésta por un rodillo provisto de puntas, que arrancan y desmenuzan la pasta adherida al rodillo refrigerado.

Este último aparato recibe el nombre de *scratcher*.

A su salida del *scratcher*, la mezcla, que es perfecta y puede extenderse sobre la tela, parece mucho á la tierra húmeda. Calentándola se pone blanda y plástica, y exprimida en un molde conserva, una vez fría, la forma de éste. En frío no se la puede moldear ni con las mayores presiones; recobra su forma primitiva en cuanto cesa de ejercerse esta presión.

No debe dejarse en montón la mezcla á su salida del *scratcher*; propende mucho á calentarse espontáneamente, á consumirse por dentro y aun á inflamarse. Generalmente se la extiende en delgada capa sobre el suelo, con ayuda de rastras de madera.

E. DE MIQUEL.



## Saneamiento

### Bombas para aguas de alcantarillado

Los principios que rigen la construcción é instalación de las bombas para agua de alcantarillado, son en general los mismos que los de las bombas para aguas puras. Solamente las válvulas y el pistón reciben una forma especial, adecuada á los líquidos que deben elevar. Las alcantarillas de las ciudades recogen las aguas sucias y las materias fecales procedentes de las viviendas y fábricas, así como las aguas meteóricas cuya derivación á los ríos que eventualmente se encuentran en las inmediaciones no es aconsejable por razones de higiene. El agua que se acumula en las canales contiene, pues, mucha arena, trapos, papeles, pedazos de madera y toda clase de inmundicias de cierto tamaño, que deben en lo posible ser evacuadas por las bombas, evitando así instalaciones especiales para su alejamiento, instalaciones que suelen ser muy costosas y nada higiénicas. De es-

paros en la marcha de la máquinas ni embozamientos de ninguna clase. Las bombas para el servicio de alcantarillado, no están, pues, provistas, como las destinadas á las aguas puras, de válvulas de anillo, sino de válvulas de clapatela y ancho paso.

Una de estas válvulas se compone, según la cantidad de líquido que por ella debe pasar, de una ó varias clapatelas de luz suficiente para dejar pasar libremente cuerpos de cierto tamaño. Estas clapatelas se hallan sujetas á un marco común, portador de los asientos de válvula y que está construido de modo tal que, una vez quitados los pasadores de sujeción, se puede desmontar con facilidad, para eventuales composiciones ó revisiones. La parte superior de la válvula, la clapatela efectiva, está hecha de bronce y lleva un re-

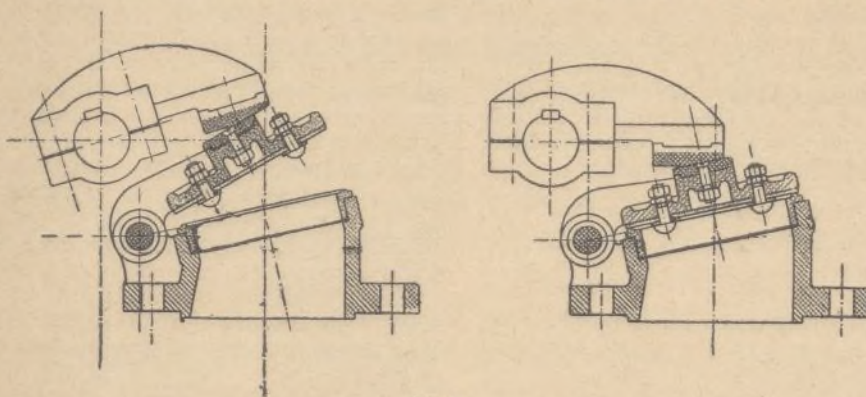


Fig. 1.

borde también de bronce, mientras que la parte inferior de la válvula, el asiento ó marco, es de hierro colado con armazón de bronce. En esta construcción, pues, el bronce cierra con el bronce, lo que presenta la ventaja de que el eventual desgaste es fácilmente remediado, no habiendo que hacer otra cosa más que renovar el reborde y el armazón de las dos partes de la válvula, operación ésta rápida y no costosa.

La figura 3 representa una bomba de doble ac-

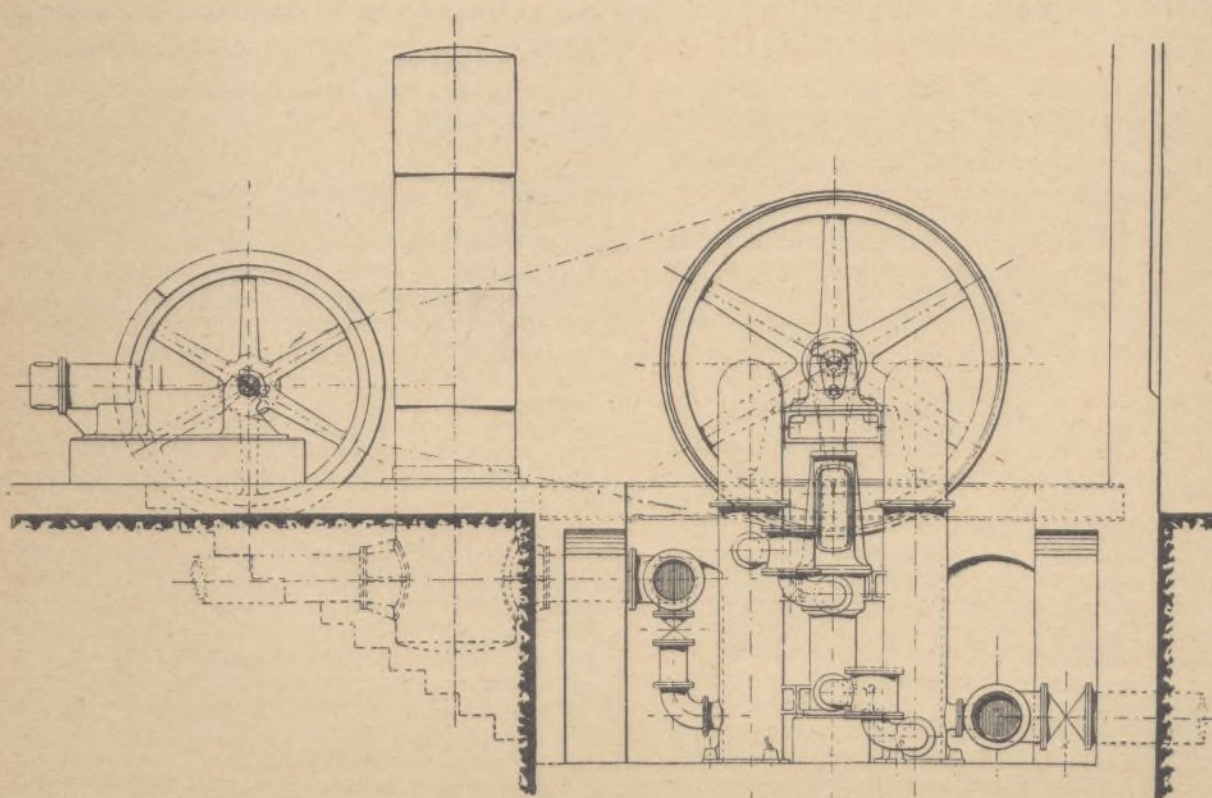


Fig. 2.

tas circunstancias resulta la necesidad de dar á las válvulas un diámetro de paso libre lo bastante crecido para que todos estos cuerpos extraños puedan pasar libremente por ellas sin ocasionar

ción. Las válvulas aspirantes é impelentes, que contienen cada una cuatro clapatelas como las descritas, están colocadas en orden vertical en los cuerpos cilíndricos de bomba, situados á su vez



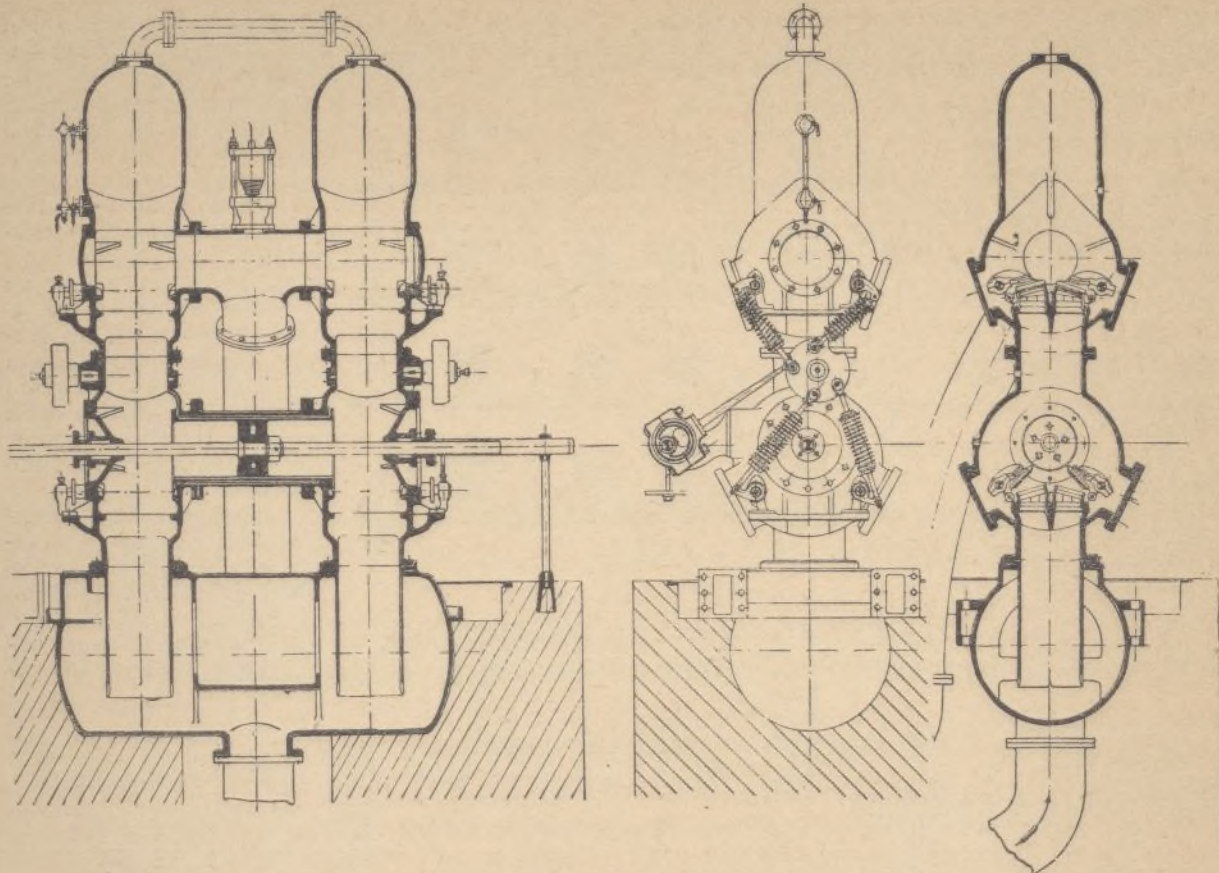


Fig. 3.

sobre grandes calderas de aspiración. El movimiento del agua en la bomba es uniforme y tranquilo.

La construcción especial necesaria para estas válvulas no permite el empleo de muelles de sujeción. Las clapatelas, que se mueven sobre charnelas, (véase fig. 1), pueden, en los pequeños modelos, cerrarse por medio de pesos, pero en este caso no se puede obtener gran velocidad de funcionamiento. En bombas mayores, que deberán trabajar á razón de un número crecido de revoluciones, se facilitará el juego de las válvulas por dispositivos externos, como por ejemplo excéntricas, palancas alternas, etc.

Será preciso escoger para la construcción de todas estas partes bronce y metal de primerísima calidad, para que el desgaste sea mínimo, el movimiento de las válvulas siempre suave y silencioso y el cierre perfecto.

La construcción de las clapatelas es tan recia que trituran con facilidad los cuerpos resistentes que se encastran en su luz, sin que haya que temer rupturas ó interrupción en el funcionamiento de las demás piezas.

Como ya se dijo también, el pistón debe ser de un modelo especial.

Las aguas aspiradas por estas bombas contienen, según ya hicimos notar, arena y otras sustancias capaces de rayar y desgastar con rapidez las partes metálicas de cualquier máquina. Queda por lo tanto completamente excluido el empleo de un pistón de superficie frotante metálica, y se recurrió con muy buen éxito al empleo de revestimientos de cuero. La parte inferior del cilindro es un tubo de hierro fundido que se puede con gran facilidad quitar de su asiento y cambiar cuando su desgaste hace imperfecta la aspiración de la bomba.

La figura 2 da el esquema de una bomba de doble acción, vertical, con válvulas sin timonaje y

construida según los principios indicados en estas líneas.

## Calefacción

### Sistema unitubular de calefacción central por vapor

Con el sistema unitubular de calefacción, basta un solo tubo por cada cuerpo radiante para obtener una satisfactoria circulación del vapor. En ca-

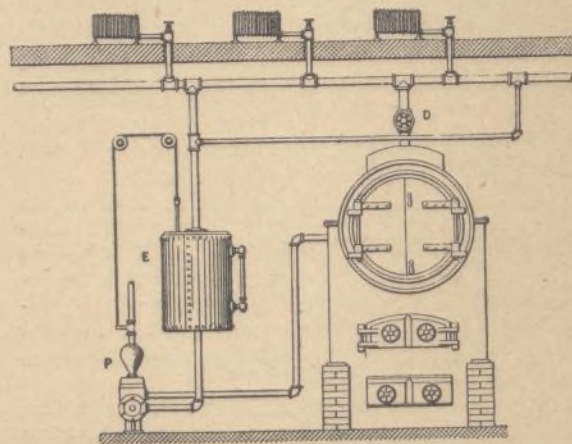


Fig. 1.—Diagrama de un sistema unitubular.

sas cuya altura no pasa de doce pisos, el diámetro de los tubos ascendentes es generalmente de 2 1/2 á 3 pulgadas, y el de los tubos de los radiadores de pulgada y cuarto. Para edificios más altos se elevarán estas dimensiones á 3 1/2 ó 1 1/2 á 2 pul-



gadas respectivamente. En los sistemas unitubulares generalmente en uso, el vapor condensado que vuelve es descargado en un depósito situado á la altura del nivel del agua en la caldera, de modo que el agua caliente pasa por gravedad á la bomba de alimentación. Este método es desde luego ventajoso, pero demostraremos más adelante que tanto el depósito como la bomba de alimentación no son indispensables para el regreso del agua de condensación á la caldera.

A primera vista, parece imposible obtener la circulación del vapor por el sistema unitubular; sin embargo, ésta es perfecta, especialmente cuando los radiadores están debidamente colocados y provistos de válvulas automáticas de aire. Se facilita la circulación del vapor á través de todo el sistema prolongando la terminación de cada tubo ascendente y dotándole de una válvula de aire. Los radiadores se construyen de modo tal que el extremo por el cual entra el vapor sea  $\frac{3}{4}$  de pulgada más bajo que

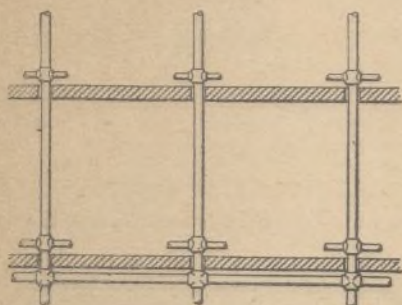


Fig. 3.

el otro. Esta inclinación de los cuerpos radiantes permite que el agua de condensación retroceda por su propio peso á la caldera. Si se usa un depósito receptor éste se hallará provisto de un tubo de nivel y de un flotador que controle la bomba de vapor ó eléctrica que descargue el agua de condensación en la caldera. La figura 1 muestra un conjunto así dispuesto. El vapor pasa por el conducto principal D á los varios tubos ascendentes, y las aguas de condensación regresan al depósito E, provisto de un flotador controlador. Se pueden omitir tanto el depósito E como la bomba P haciendo convergir todos los tubos de retorno á un conducto común, que á su vez se halle conectado á la purga ó á la parte más baja de la caldera.

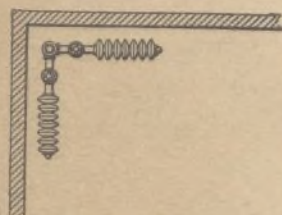


Fig. 4.

Cuando se lanza el vapor á través del sistema, todas las válvulas deberán primeramente abrirse para evitar chillidos y golpes en las tuberías y en los radiadores. De este modo todo el sistema resulta ser una parte de la caldera y se alcanzará una circulación perfectamente silenciosa. Pero, si se levanta primero el vapor y luego se le permite apenas entrar en las tuberías, habrá bastante ruido.

La figura 2 representa un método de colocación de los tubos ascendentes y de enlace de los radiadores, y la figura 3 otro, que es excelente porque permite la conexión independiente de cada tubo ascendente con el depósito ó el tubo de retorno, asegurando así un perfecto desagüe de todo el sistema.

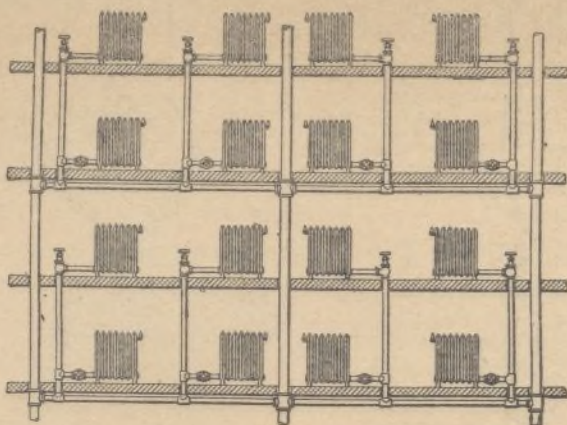


Fig. 2.

ascendente que remata en el último piso. El tubo se eleva por encima del radiador y tiene una válvula A que deja escapar el aire y fomenta la circulación. En algunos edificios esta prolongación de los tubos ascendentes sobresale del techo.

Constituye una mejora importante del sistema unitubular de calefacción la adición de una tubería de aire, que desde cada cuerpo radiante conduce á una bomba aspirante, que facilita la extracción del aire aprisionado, adelanta la circulación y permite una presión menor en la caldera.

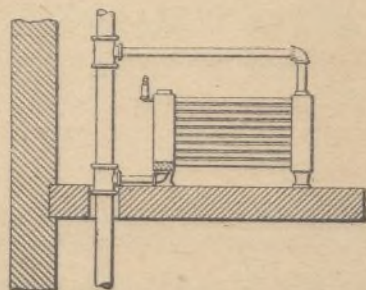


Fig. 6.

Con la instalación de esta tubería de aire será suficiente una presión de 1 á 3 libras para asegurar una excelente circulación en todo el sistema. En una casa de

14 pisos se obtuvo una circulación satisfactoria con una presión de solo  $\frac{1}{2}$  libra, y en los días más fríos ésta no pasó de 3 libras.

Tanto por los resultados enumerados, fruto de repetidos y concienzudos experimentos, como por la sencillez del dispositivo descrito, no dudamos en augurarle el más brillante porvenir, ya que, con justísima razón, tanto preocupan los adelantos relacionados con el perfeccionamiento y el confort de la habitación humana.

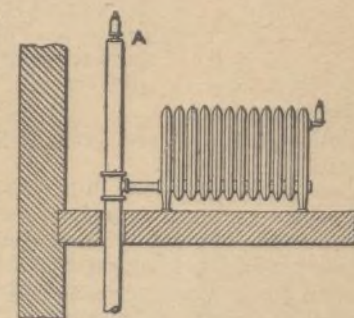


Fig. 7.

WILLIAM KAVANAGH.

FELIU Y SUSANNA — EDITORES — BARCELONA

Talleres tipográficos de EL MUNDO CIENTÍFICO - INVENTOS MODERNOS



ación  
radia-  
porque  
n in-  
tubo  
depó-  
corno,  
erfec-  
el sis-

se ve  
radia-  
rin-  
estra  
exión  
deba  
cuer-  
ismo

esen-  
cone-  
n ra-  
tubo  
tubo  
vál-  
cir-



a ex-  
cula-  
dera.  
esta  
sufi-  
1 á 3  
a ex-  
todo  
a de  
oria  
más



ana.

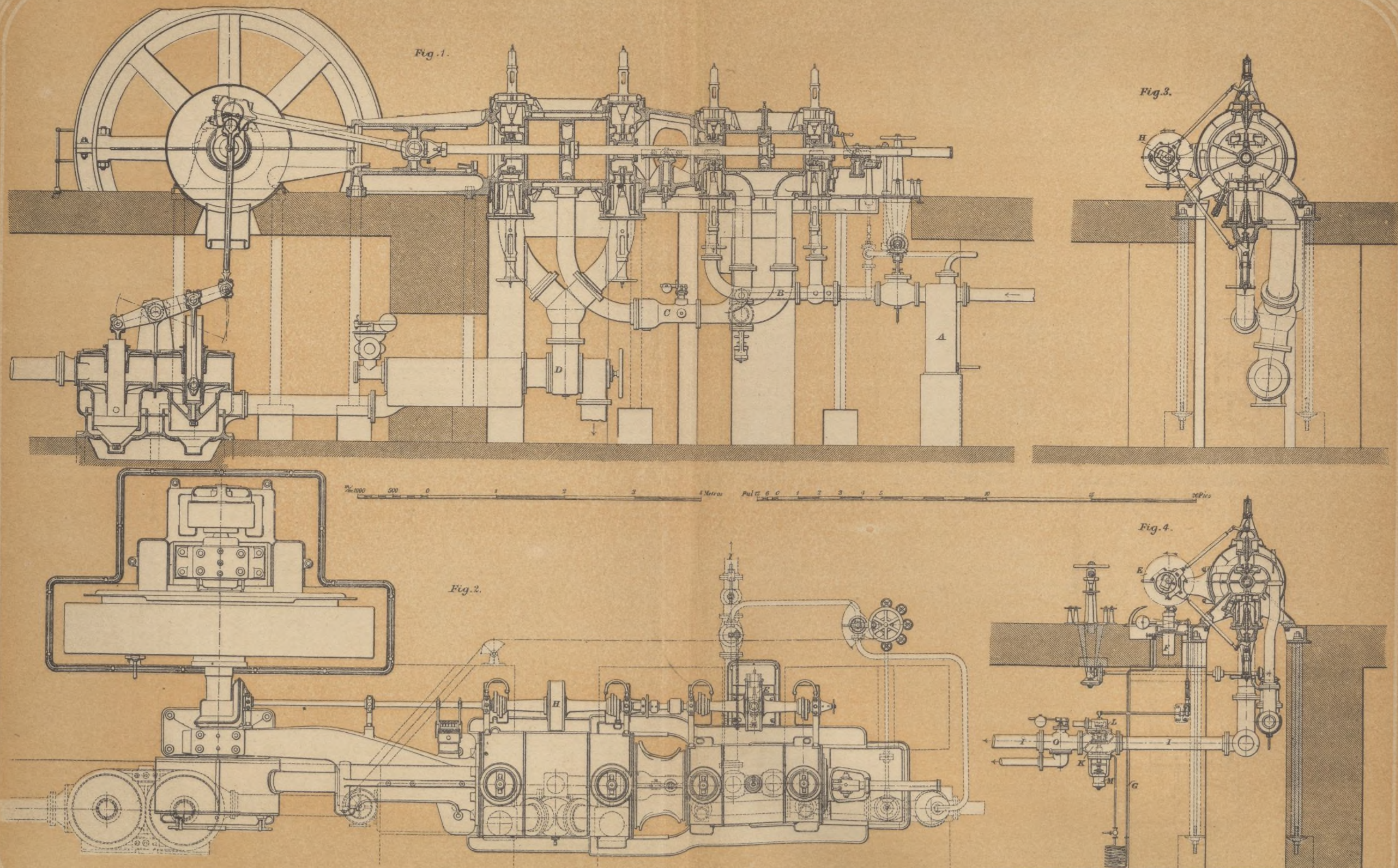
==

RNOS



# MOTOR HORIZONTAL COMPOUND EN TANDEM

CONSTRUIDO POR F. TOSI, INGENIERO DE LEGNANO



Ayuntamiento de Madrid



1.-R  
2.-C  
3.-B

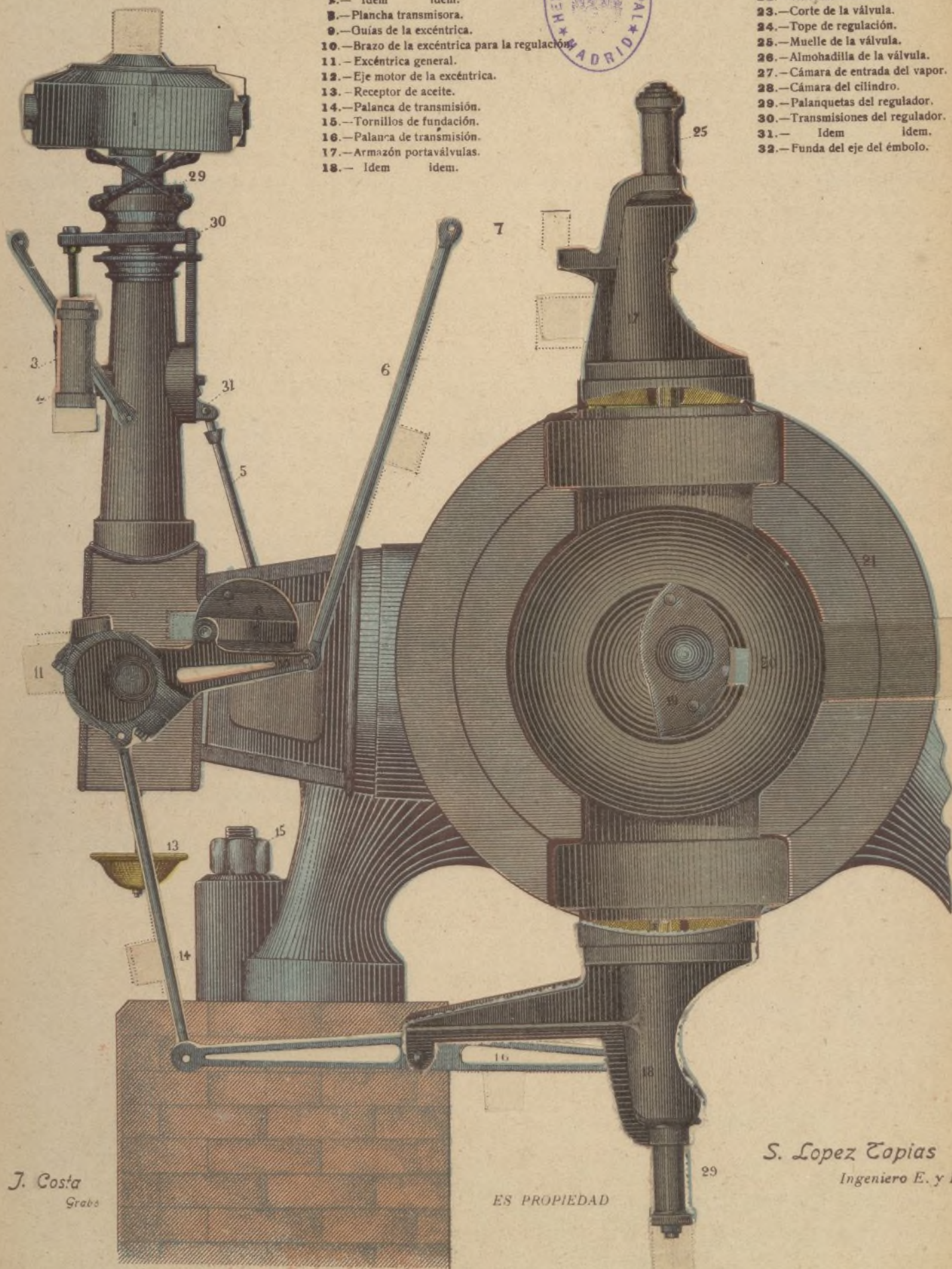


# DISTRIBUCIÓN DE VAPOR SISTEMA CORLISS

- 1.—Regulador.
- 2.—Contrapesos del regulador.
- 3.—Bomba de freno.

- 4.—Émbolo de la bomba.
- 5.—Palanca de transmisión.
- 6.— Idem idem.
- 7.— Idem idem.
- 8.—Plancha transmisora.
- 9.—Guías de la excéntrica.
- 10.—Brazo de la excéntrica para la regulación.
- 11.—Excéntrica general.
- 12.—Eje motor de la excéntrica.
- 13.—Receptor de aceite.
- 14.—Palanca de transmisión.
- 15.—Tornillos de fundación.
- 16.—Palanca de transmisión.
- 17.—Armazón portaválvulas.
- 18.— Idem idem.

- 19.—Plancha de resguardo.
- 20.—Tapa del cilindro.
- 21.—Recalentador del cilindro.
- 22.—Válvulas de acción.
- 23.—Corte de la válvula.
- 24.—Tope de regulación.
- 25.—Muelle de la válvula.
- 26.—Almohadilla de la válvula.
- 27.—Cámara de entrada del vapor.
- 28.—Cámara del cilindro.
- 29.—Palanquetas del regulador.
- 30.—Transmisiones del regulador.
- 31.— Idem idem.
- 32.—Funda del eje del émbolo.



J. Costa  
Grabs

ES PROPIEDAD

S. Lopez Tapias  
Ingeniero E. y M.





El  
zamia  
máqu  
(450 d  
comp  
del v  
nadas

En  
sin d  
toria  
que,  
ser i  
apart  
práct  
publ

*E*  
*mien*  
*bucio*  
en c  
func  
tribu  
en c  
que  
moto  
na,  
el p  
efec  
núm  
cion  
do,  
aco  
men  
con  
go c  
gra  
rec  
que  
cen  
dist  
pos

bia  
la f  
vul