

# TÉCNICA

REVISTA TECNOLÓGICO - INDUSTRIAL

AÑO XLI

MAYO 1918

NÚM. 5

## LATONES LAMINADOS

**A**CTUALMENTE tienen un verdadero valor práctico todos cuantos datos o detalles se aporten referentes al problema de «Laminaje de latones». Con este modesto trabajo me propongo exponer un medio fácil, en virtud del cual el director de la fabricación, sin asistir personalmente a las operaciones que requieren la colada y laminado del latón, puede fiscalizarlas con todo rigor y encontrar rápida solución a las muchas sorpresas que se presentan.

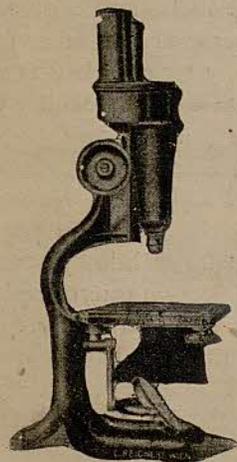
Para obtener este medio tan eficaz, no hay más que descender al mundo microscópico, deteniéndose en los primeros peldaños, ya que en la mayoría de los casos un aumento de 30 diámetros es suficiente. Así se comprende que para las observaciones expuestas en el presente estudio me haya servido de un microscopio binocular de visión directa (tipo Greenough) de la casa C. Reichert, de Viena, constructora asimismo del *photomicroscopio metalúrgico* que posee la Escuela de Ingenieros Industriales de Barcelona, con el que he obtenido las fotografías que acompañan el texto.<sup>1</sup>

El observar con el microscopio requiere preparación de una cara plana de la probeta que se ha de examinar. Esta preparación comprende dos fases, el pulido y el atacado de la muestra.

Para el pulido de la muestra, después de desbastada, todos los autores prescriben el uso de telas de esmeril de grados de finura decrecientes hasta los 0000, y por último, el acabado con alúmina precipitada de varias horas. Debido a las anormales circunstancias de la época presente, no ha habido posibilidad de usar tales elementos, y el acabado de las muestras ha debido de hacerse con papel menos

fino, aunque igualmente apto en la práctica, pues aun a través de las rayas que deja se ha podido estudiar la imagen, no diré con tanto placer, pero si con igual provecho que en los clisés inmaculados que presentan algunas de las pocas obras que se ocupan de este asunto.

Previo desengrase, por inmersión de la cara especular de la probeta en una disolución concentrada y caliente de potasa cáustica, se procede al desarrollo



*Binocular de Greenough*

de la estructura que ponga de manifiesto los diversos constituyentes de la aleación.

Una de las fórmulas recomendada es la siguiente:

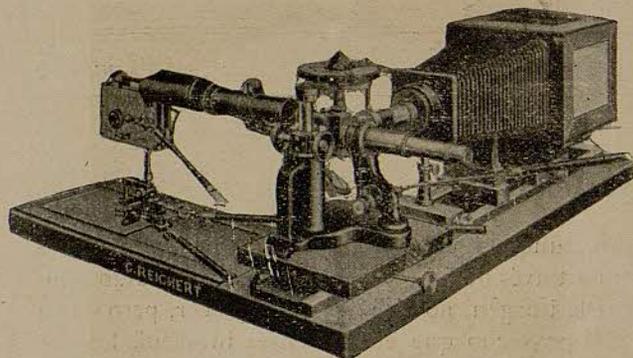
Cloruro férrico . . . . .	19 gramos
Agua destilada . . . . .	100 »
Acido clorhídrico . . . . .	6 cm.

Con mayor lentitud, y por tanto con más regularidad, cabe desarrollar la imagen colocando la probeta sobre un soporte de platino inmersido en una disolución de ácido sulfúrico al 10 por 100, actuando de anodo de un par electroquímico, cuyo catodo lo constituye otro electrodo de platino, introducido

<sup>1</sup>) Antes de pasar adelante he de hacer pública mi gratitud hacia el reconocido ingeniero Sr. D. Enrique Gil, director de los laboratorios metalúrgicos de nuestro primer centro docente, a cuyos consejos debo la orientación de mis pasos, y de cuya amabilidad he recibido los medios necesarios para desarrollar mis conocimientos.

en un vaso poroso con disolución saturada de sulfato de cobre. Cerrando el circuito, se ve aparecer gradualmente la imagen.

Es rápido y da buenos resultados, para la clase de latones que tratamos, el llamado cloruro de cobre amoniacal.



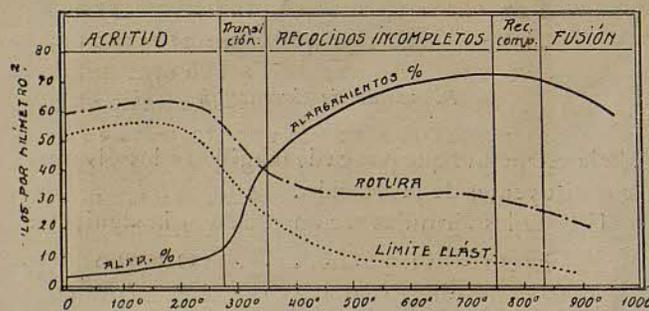
Fotomicroscopio metalúrgico

Se prepara:

Cloruro de cobre. . . . . 5 gramos  
 Agua destilada . . . . . 100 »

precipitado y redisoluelto con la necesaria cantidad de amoníaco. Por ser enérgico debe vigilarse continuamente su acción, y terminada ésta se sigue un lavado con abundante agua corriente, y en caso de presentarse algo de polvillo que empañe la imagen, puede pasarse suavemente por encima de ella el dedo durante el lavado. Una vez secada la muestra, operación que puede acelerarse por ligera compresión contra un paño de hilo, ya está en disposición de ser examinada con el microscopio.

Antes de examinar la imagen que nos ofrece el objetivo, es bueno que sepamos lo que vamos a ver:



Según se dice en el primer artículo, los latones comprendidos en la categoría de laminables contienen un máximo de 35 por 100 de zinc y poca proporción de elementos extraños. Microscópicamente constan de cristales de disolución sólida *alfa* y del cemento que los une.

Quisiera poder emitir, de fuente más autorizada que la mía, una hipótesis que resuelva los problemas con que nos brinda la observación de las preparaciones microscópicas; pero tropiezo con el raro hecho de que ningún autor se ha preocupado de citar las propiedades de los componentes arriba señalados, y menos de ligar la estructura de los mismos con las propiedades mecánicas de las muestras. Quizá peca, por tanto, de atrevido al subscribir la siguiente teoría, a la que no garantizo más vida que la que pueda disfrutar hasta el momento en que aparezca el primer hecho contradictorio.

«Los cristales del constituyente alfa son duros y frágiles, no así el cemento que los une, caracterizado por su plasticidad.» En estado de cristalización perfecta, los constituyentes están perfectamente des-

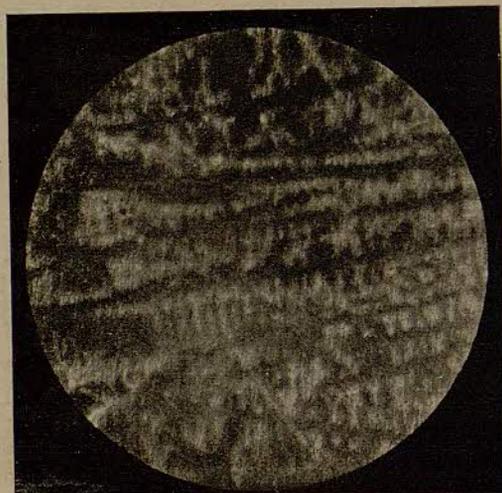


Fig. 1. — Latón de colada (50 diámetros)

lindados; de ahí que sea relativamente fácil la rotura por tracción, ya que no implica más trabajo que el de deshacer un mosaico heterogéneo en cuanto a propiedades mecánicas; en cambio, la plasticidad de las masas aisladas de cemento da la maleabilidad característica de un latón bien recocido. Supongamos ahora que se lamina el producto: el esfuerzo mecánico necesario rompe los cristales e incrusta sus fragmentos en la masa del cemento, y lo que antes era un conjunto en que se deslindaban los componentes, es ahora un aglomerado que, gracias a su homogeneidad, resiste mucho más a la tracción, pero no es plástico, pues el cemento contiene en su seno partículas duras que lo impurifican.

El gráfico siguiente traduce la variación de propiedades mecánicas de una muestra que desde una acritud pronunciada pasa sucesivamente por diversos

grados de temperatura hasta llegar a una próxima a la de fusión.

Un latón agrio tiene al microscopio un aspecto completamente homogéneo, que paralelamente al crecimiento de las ordenadas de la curva de alargamientos va transformándose en producto cristalizado, y a medida que pierde tenacidad va ganando en maleabilidad. Todo latón que deba recibir deformaciones violentas deberá prepararse por medio de un recocido adecuado.

Dispuestos a seguir todos los pasos de la fabricación de la aleación cobre-zinc, examinemos detenidamente una muestra de lingote de colada. Se observan unas agujas largas, dentriticas, con salientes ortogonales, que dan lugar a una imagen parecida a un abeto, siguiendo los troncos sensiblemente en el sentido del enfriamiento o sea el de penetración.

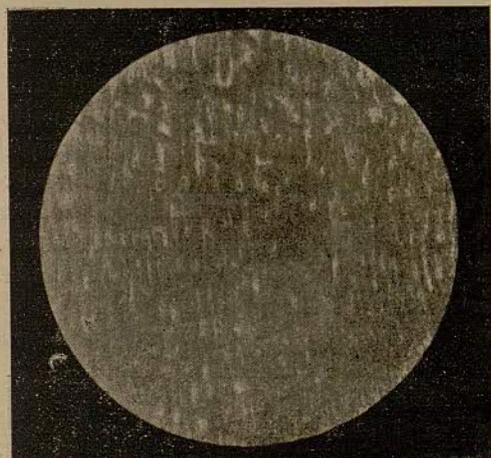


Fig. 2. — El mismo martillado (50 diámetros)

Si aparecieran las hojas deformadas, y sobre todo sin perpendicularidad al eje, siendo éstos marcadamente divergentes, puédesse afirmar que el lingote ha sufrido trabajos externos que han modificado su estructura interna. (El que presento en la figura anterior ha recibido multitud de golpes de martinete con los que se pretendió hacerle cambiar de estructura.)

Recuérdese que una de las prescripciones de la colada es que la lingotera debe estar caliente para evitar un rápido enfriamiento. Examinemos al microscopio un lingote enfriado rápidamente:

En la masa del cemento se observan unos núcleos brillantes, puestos de manifiesto en la fotografía por manchas blancas, que adquieren relieve en el pulido de la muestra, lo cual acusa su mayor dureza. Estos núcleos no se solubilizan con la acción de los reco-

cidos, de modo que subsistirán durante toda la laminación del latón, y cuando éste sufra deformaciones debidas al trabajo externo, estos núcleos desgarrarán la masa precipitando su acritud. Por esto los lingotes en que aparezca este defecto deberán someterse a

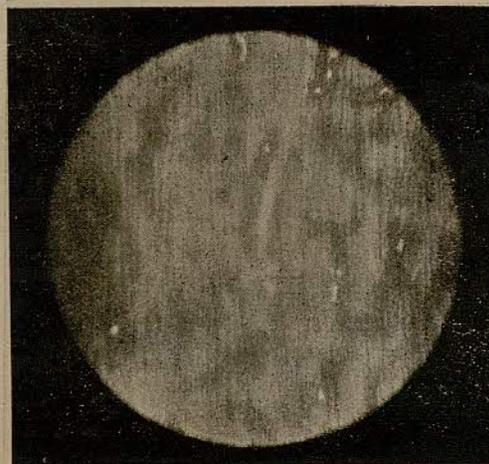


Fig. 3. — Latón de colada fría (500 diámetros)

una nueva fusión y ser objeto luego de una colada más cuidadosa.

Como se ve, un latón bien colado consta de cristales muy alargados que se entrelazan entre sí, no dejando grandes masas de cemento que permitan la formación de núcleos plásticos, de modo que, como

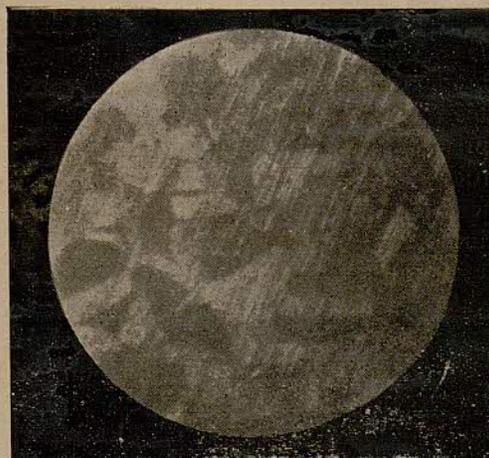


Fig. 4. — Recocido (200 diámetros)

es en la realidad, el latón de colada no es muy maleable. A poco que lo laminemos, romperemos las largas agujas que en él hemos descubierto, y sobrevendrá una acritud muy notable en perjuicio de la calidad ulterior del producto. Por este motivo, antes

de laminar se procede al recocido de los lingotes de colada.

Es esta operación quizá la más delicada de las que comprende la fabricación de latones, dependiendo de ella la bondad del producto obtenido. ¿Qué tem-

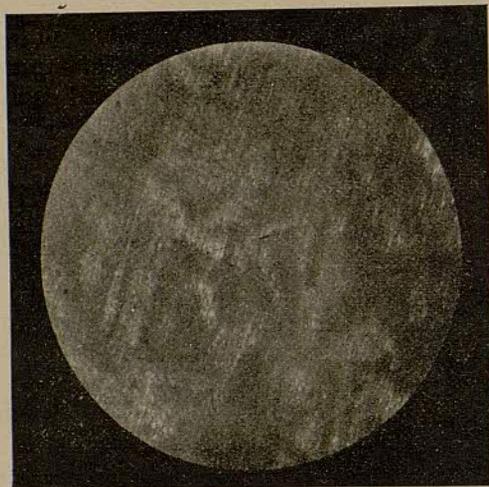


Fig. 5. — *El mismo, agrio (200 diámetros)*

peratura es la más conveniente para dicha operación?

En el gráfico de los recocidos, página 68, observamos varias zonas; en la primera, llamada de acritud, no se aprecia variación sensible en las propiedades mecánicas de las muestras, y el microscopio tampoco observa cambio de estructura; pero pasados los 275 grados, desaparecen los vestigios de la estructura primera, adquiriendo un aspecto completamente homogéneo, apreciándose, como se indica en el gráfico, grandes variaciones de propiedades mecánicas. Entrados en la zona de recocidos incompletos, aparecen primero unos puntitos que son los gérmenes de la nueva cristalización, cuyo tamaño va en aumento con la temperatura, siguiendo paralelamente el crecimiento de los alargamientos por 100 y consiguiente disminución del coeficiente de rotura.

Vese claramente que mientras la temperatura varía entre 600° y 800° C., permanece sensiblemente estacionaria en el valor máximo de la ordenada de los alargamientos; según esto, es racional el admitir como temperatura conveniente para los recocidos la de 650° C. No conviene apurar el límite de los 800° C., porque pasados los 650° C. aumenta considerablemente el tamaño de los cristales, y dada su fragilidad, a mayor tamaño mayor peligro de rotura y consiguiente acritud.<sup>1</sup>

1) En el Memorial de Artillería de julio de 1911, el capitán J. Izquierdo presenta una serie de fotografías de las diversas fases del recocido a que me acabo de referir.

El lingote de colada, debidamente recocido, presenta el aspecto correspondiente a un latón que se puede laminar, quedando por tal operación transformado en agrio.

Como se ve, la acritud destruye los cristales, quedando sólo vestigios esparcidos en una masa mal definida, que ha perdido toda la limpieza que le comunicó el recocido.

A cada temperatura de recocido de un latón de calidad definida corresponde un tamaño de cristalización, y a cada número de acritud un determinado grado de desagregación; de modo que, microscópicamente, podemos conocer si en ambas operaciones han regido las normas establecidas en el taller.

Con un nuevo recocido tendremos el latón regenerado en cuanto a propiedades mecánicas.

Pero supongamos que por descuido en la conducción del horno de recocidos, la temperatura se eleva más allá de los 800° C. establecidos como límite máximo, no llegando a fundir el producto.

Recordemos que el latón no es más que una disolución en un metal fijo, que es el cobre, de otro muy volátil, el zinc. Al calentar la aleación, el zinc tiende a escapar, siendo retenido por la cohesión del cobre; pero si tanto elevamos la temperatura, vence la tensión del zinc y desaparece en forma de vapor, descajando el latón, quedando el producto inservible en la categoría de latón quemado.

Como se ve, la estructura microscópica denuncia

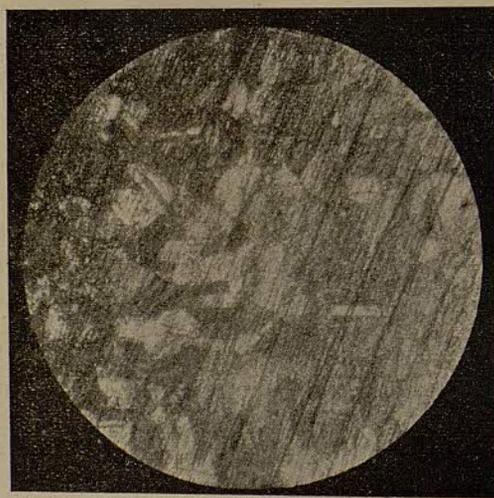


Fig. 6. — *Latón recocido (50 diámetros)*

a las claras este estado del que no se puede salir más que fundiendo y dosificando de nuevo la aleación. Si únicamente se hubiera iniciado tal defecto, cabe corregirlo con una pronunciada acritud seguida de un concienzudo recocido.

Hasta aquí hemos hablado del tratamiento térmico fijando sólo la temperatura, sin decir nada del tiempo que debe durar el recocido. En el primer artículo se fija este punto, y el microscopio que observe la sección de un lingote que no haya estado el tiempo

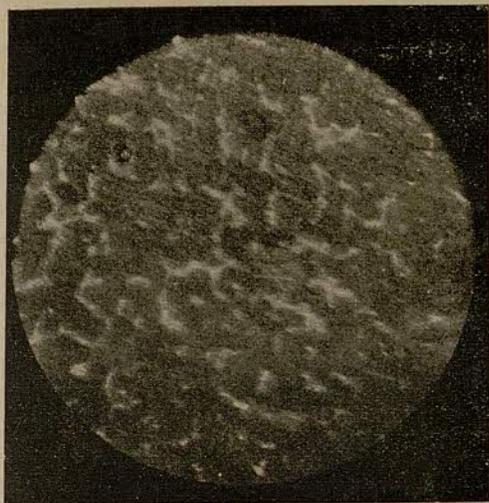


Fig. 7. — Latón quemado (50 diámetros)

prefijado en el horno, descubrirá en los bordes una cristalización normal, que a medida que penetra disminuye de tamaño, subsistiendo todavía zonas amorfas en la parte central del mismo. Cabe preparar una muestra para esta observación, dejando descansar un lingote en contacto inmediato con el suelo de una mufla calentada más allá de la temperatura necesaria.

El microscopio nos ha denunciado en las diversas fases de la fabricación del latón estructuras elementales muy distintas, que comunican apariencias muy diversas a la fractura de las muestras. La acertada observación de dicha fractura con un lente puede dar indicaciones no tan precisas como las microscópicas, pero sí de aproximación suficiente para que una persona habituada pueda juzgar del producto.

Así, la fractura de un latón de colada presenta fibras alargadas; en cambio, la fractura de una muestra bien recocida es perfectamente granular, siendo este grano función del tamaño de la cristalización y, por tanto, de la temperatura de la misma. La fractura de un latón quemado es también granular, pero con granos redondeados y dejando entre sí pequeñas cavidades que la asemeja a un aglomerado de moluscos formando arrecife.

De lo dicho resulta que no hay fase en la fabricación de latones que escape a la observación microscópica. Con esto he pretendido demostrar la gran utilidad que el microscopio presta en la obtención de «Latones laminados», y añadiendo ahora que este precioso instrumento ofrece conclusiones importantísimas en la fabricación de bronce, antifricciones y demás aleaciones industriales. No es gratuito el afirmar que en la instalación de toda perfecta fundición metalúrgica debe ocupar lugar preferente el laboratorio micro-cristalografía, que resolviendo las dudas y presidiendo todas las operaciones garantice el éxito de la producción.

HIGINIO NEGRA

Barcelona, octubre de 1917



## LOS CANALES O RANURAS EN LAS FRESAS ESPIRALES

RELACIÓN DE LOS CANALES EN UNA FRESA CON LOS RESULTADOS OBTENIDOS  
CONDICIONES TÉCNICAS NUNCA OBTENIDAS EN LA PRÁCTICA

**A**L trazar una fresa y una vez considerados los detalles del engranaje de vis-sin-fin, la cuestión de cuantas ranuras deben cortarse es probablemente la más difícil de tratar de un modo general. Usualmente se ha tratado esta cuestión como una cantidad arbitraria, de modo que existe gran variación en el número de ranuras cortadas en fresas que prácticamente tienen los mismos detalles. Aunque la cuestión ya ha sido discutida, un estudio más detenido será de interés para los que usan fresas o para los que tienen la intención de trazar una fresa adecuada para cualquier fin determinado. Al-

guna de las teorías presentadas no se amoldan del todo a los trabajos prácticos de un taller, debido a las limitaciones que confinan al mecánico por todas partes y que parecen estar en directa contradicción con la teoría según se aplica al trabajo corriente. Considerado desde un punto de vista puramente teórico, es necesario que la fresa tenga un número infinito de cortes: esto, precisamente, está en oposición con el punto de vista práctico, puesto que la duración de una fresa depende de que tenga el menor número de cortes para darle la mayor aproximación posible a la forma teórica de diente y permi-

tiendo, además, que se afile el mayor número de veces.

Si se examina un vis-sin-fin que ha trabajado en combinación con el correspondiente engranaje, se verá que el contacto en el lado del filete del vis-sin-fin no cubre toda la superficie del filete, sino que dejará ver una curva espiral, y si se desenrolla este filete del vis-sin-fin, aparecerá como en A de la figura 1.

Este contacto que en la práctica tiene mayor extensión en medio del vis-sin-fin que hacia los extremos del filete, es, en teoría, una línea, y se compone de una serie de puntos. La posición de estos puntos cambia gradualmente de arriba a abajo o de abajo a arriba mientras gira el vis-sin-fin; y en un vis-sin-fin de filete sencillo, cada punto en el filete corresponde a un solo punto en cada diente del engranaje. Estos

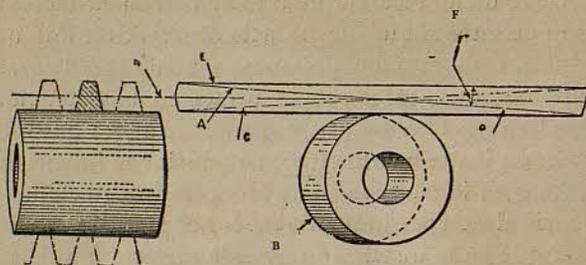


Fig. 1 — Contacto teórico sobre el filete del vis-sin-fin

N. Línea de paso. — E. Filete del vis-sin-fin desenrollado sobre el cuerpo en el arranque del filete. — F. La tangente del ángulo es igual al ángulo de presión de la tangente  $\frac{1}{3.1416}$ . — A. La dirección de la línea queda invertida en el lado opuesto del filete. — D. La línea nunca llega a este punto en la práctica. — B. Vis-sin-fin colocado a ángulo helicoidal. El filete paralelo con el papel

puntos en cada diente del engranaje están en idéntica situación y cada punto en el filete del vis-sin-fin se pone en contacto con el punto correspondiente en cada diente del engranaje, sea cual sea el número de dientes. La parte del filete que se halla al exterior de la línea de contacto no tiene, en teoría, otra razón de ser que un soporte, y suprimido, su falta no interrumpe la acción giratoria continua del vis-sin-fin y del engranaje.

Lo que antecede será de más fácil comprensión si consideramos un engranaje de vis-sin-fin de una anchura de cara infinitamente pequeña, lo cual daría por resultado un contacto puramente puntual en el plano axial del vis-sin-fin. Si se toma una sección axial del vis-sin-fin y se unen los puntos de contacto en dicho plano por medio de una línea paralela al mismo, como en la figura 2, se obtendrá las líneas de presión de los dientes; y si el filete es de sección involuta, la línea de presión será recta. Todo

contacto entre los dientes se verifica en esta línea y se limita a esa parte de la línea que se extiende entre A y B.

Lo mismo que la línea en la figura 1 se compone de puntos de contacto, haciendo rodar el vis-sin-fin y siguiendo la trayectoria de estos puntos de contacto tal como aparecen en el plano axial, se verá que la línea de presión se compone de estos puntos de contacto y que éstos siguen dicha línea y coinciden con el punto correspondiente del diente del engranaje. Entonces será fácil imaginar que cada punto de contacto es una herramienta de punta de diamante, que posee un movimiento recíproco perpendicular al plano axial y que funciona a tal velocidad que los golpes se suceden con intervalos de tiempo suficientemente frecuentes para dar forma a los dientes del engranaje, mientras funciona en debida relación con el movimiento del porta-herramientas en el plano axial a lo largo de la línea de presión A B. Este es un tipo de mecanismo motor que, según el conocimiento del autor, no se ha usado en práctica, pero que es teóricamente correcto en sus principios.

En la figura 2, los puntos A y B son los límites de contacto. La distancia entre A y B, proyectada en la línea de paso, limita la longitud del filete en contacto (en una fresa éste es el límite de la acción motor; en la práctica nunca se aproxima este límite). C y C' son puntos de contacto en lados opuestos de los dientes. Las líneas que pasan por medio de los puntos e intersectan el círculo primitivo en el punto P son las llamadas líneas de presión.

Si se substituye el punto de diamante por una herramienta de punta ancha cuya cara sea perpendicular a la línea de progresión, se observará en seguida que el número infinitamente grande de golpes que la herramienta debía haber dado en el primer caso, es ahora innecesario puesto que el aumento de anchura de la herramienta permite mayor intervalo entre los golpes y el punto de contacto puede convertirse en una línea de longitud considerable. El diseño del diente de engranaje entonces resulta ser no una curva formada por un número infinito de puntos, sino un número fijo de tangentes de una curva. Si regulamos convenientemente los golpes de la herramienta, estas tangentes serán de longitudes iguales desde la raíz hasta la punta del diente: esto se obtendrá mediante un movimiento de alimentación constante de la corredera a lo largo de la línea A B.

Por otra parte si se hace el borde de la herramienta lo suficientemente largo para que se extienda de abajo arriba del filete del vis-sin-fin imaginario y

se alimenta en sentido paralelo al eje del tornillo sin fin por medio de agregaciones infinitamente pequeñas mientras el engranaje del tornillo sin fin gira en debida relación, se observará que el diente de engranaje puede formarse tan fácilmente como antes, pero la punta cortante de la herramienta se desviará a lo largo del borde de la base a la cima o viceversa, estando siempre en la intersección de la línea de presión y el borde cortante. Si se divide el filete de la figura 1 en partes iguales y se coloca un borde cortante en cada división, se obtendrá un efecto análogo. Estos bordes cortantes son necesariamente limitados en cuanto a colocación con respecto al plano del lado del filete. Ya que toda fresa tiene la parte cortante formada por las ranuras. Este borde queda relevado forzando la herramienta de filete hacia el eje de la fresa en rotación; esto permite que los dientes formados por el corte se afilen sin afectar su forma o tamaño.

La mejor solución del presente problema será aquella que nos permita espaciar los cantos cortantes para obtener un modelo en el que se equilibren la forma del diente de engranaje deseado con la duración de la fresa.

Siempre hemos opinado que la fresa más práctica, es aquella que posee menos ranuras, puesto que las variaciones de forma producidas al templar contrarrestan cualquier ventaja que pueda obtenerse de un número crecido de ranuras, ya que estas variaciones son directamente proporcionales con el número de dientes templados. Además, por ser los dientes más finos, más débiles, sufren mayor variación que los más gruesos que se encuentran en fresas con menor número de ranuras.

#### NÚMERO MÍNIMO DE RANURAS EN UNA FRESA

Analizando la significación de las tangentes directamente proporcionales al número de ranuras, determinaremos el minimum de ranuras de una fresa dada.

Hay casos en que las variaciones sufridas al templar o el poco cuidado al afilar hacen perder esta proporcionalidad a dichas tangentes.

La acción rotativa del engranaje de vis-sin-fin sobre el vis-sin-fin es análoga a la del diente recto sobre la cremallera, estando la cremallera representada por la sección axial del vis-sin-fin y el diente recto por un engranaje de vis-sin-fin de una cara de superficie muy estrecha. Las posiciones sucesivas de los dientes de la cremallera pueden ser representadas por medio de la rotación del vis-sin-fin hasta

que cada plano radial llegue a coincidir con el plano axial. La figura 3 representa esta operación, en donde cada plano radial representa una ranura en la fresa del mismo paso y proporciones que se emplearían para fresar el engranaje.

Se observará que el paso del vis-sin-fin está dividido en tantas partes iguales o divisiones como planos radiales haya, de modo que el número de posiciones alcanzadas por la cremallera en cada revolución del vis-sin-fin es igual al número de planos radiales. Aquí la distancia entre cada división es el paso dividido por el número de planos radiales o ranuras del vis-sin-fin o fresa, respectivamente.

Como el engranaje rueda sobre la línea de paso del vis-sin-fin, el círculo de paso puede dividirse en espacios iguales a las divisiones en la línea de paso del vis-sin-fin. Entonces cada división representará un avance angular del engranaje correspondiente al movimiento lateral de la sección del filete del vis-

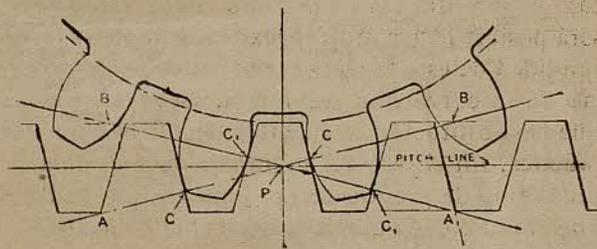


Fig. 2. — Diagrama demostrando la línea de presión o de contacto

sin-fin sobre el plano axial, y un avance equivalente por la cremallera imaginaria.

En la figura 4 estas divisiones iguales han sido espaciadas; el espacio desde un plano radial al otro en el vis-sin-fin es igual al avance de la fresa dividido por el número de ranuras. Este diagrama demuestra que, en este caso, veintidós dientes generan la parte involuta de la curva del diente, teniendo la fresa doce ranuras. Al rodar la cremallera sobre el engranaje, es evidente que la línea de presión será siempre perpendicular a una línea trazada a través del punto de tangencia de esta línea sobre el círculo de base, cuya línea está trazada en sentido tangente a la línea de presión, tomando el eje del engranaje como centro. Trazando una línea para representar la línea de presión a cada posición de la cremallera, cuando rueda ésta sobre el engranaje, se obtendrá la serie de tangentes como aparece en la figura 4. Estas tangentes dividen la curva del diente en partes desiguales, la distancia entre las cuales aumenta gradualmente al acercarse las divisiones a la punta del diente. La

distancia varía casi en proporción a la distancia desde el punto de tangencia en el círculo de base, es decir, aumenta según la curva va disminuyendo. El punto que gobierna el número de estas tangentes es el ancho de la tangente en el punto de contacto, porque en dicho punto los dientes ruedan uno sobre el otro, y cualquier condición que corresponda allí probablemente corresponderá con cualquier otro punto del diente.

Por una disposición similar a la figura 4, se observará que un ancho de tangente de 0.0625 de pulgadas en un diente de un paso diametral sobre un engranaje de doce dientes, no será excesivo ni perceptible. El ancho de la tangente en el punto de contacto de todos los engranajes cortados con una fresa del mismo número de ranuras será igual. Tomando el radio de la curva como equivalente al largo de la línea de presión entre la curva y el punto de tangencia (y dicho radio será muy aproximado a éste en el caso de una tira tan corta como la que estudiamos), será posible llegar muy aproximadamente a la profundidad de esta tangente, en tanto que se diferencie de la curva que reemplaza, asegurándonos así que la substitución está dentro de los límites de la práctica. En el caso del engranaje de doce dientes y un ángulo de presión de  $14\frac{1}{2}$  grados, puede decirse que el radio de la curva es igual al radio del paso del engranaje multiplicando por el seno del ángulo de presión o sea en este caso, 1.5024 pulgadas.

La profundidad de la tangente se encuentra por la fórmula modificada para el alzamiento de un arco:

$$H = F^2 : 4R$$

en donde

H = Profundidad

F = Ancho del allanado o tangente

R = Radio del círculo tangente

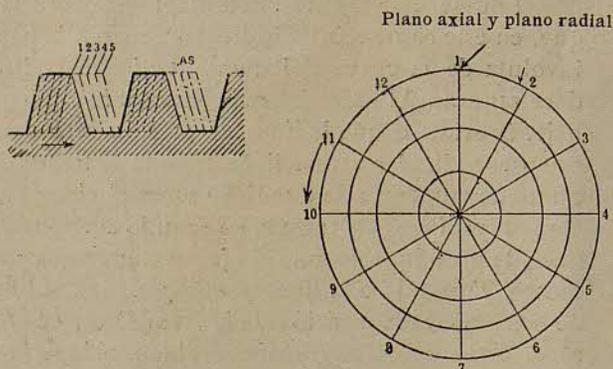


Fig. 3. — Sección radial en el plano axial y posiciones sucesivas de la cremallera

1, 2, 3, 4, 5. Posiciones que toman los planos radiales mientras gira el vis-sin-fin

La profundidad en este caso especial es de 0.000333 pulgadas. Esto parece ser una buena aproximación a la curva, ya que dicha profundidad no podría causar diferencias de importancia en la rotación de los engranajes. La profundidad de la tangente en el punto de contacto varía en razón inversa el número de dientes en el engranaje, de modo que cabe preguntar: ¿Qué número de ranuras producirá este resultado? En una involuta de  $14\frac{1}{2}$  grados, el espaciado de la línea de contacto será aproximadamente cuatro veces el de la curva en el punto de contacto, o el espaciado sobre el círculo de paso será  $4 \times 0.0625 = 0.25$  pulgadas aproximadamente, visto que el círculo de paso está dividido igualmente en tantos espacios por pulgada como la línea de paso de la cremallera imaginaria. Como estos espacios se obtienen por la división del avance del vis-sin-fin en tantos espacios como bordes cortantes hay por enroscadura de filete, por inversión de la operación se encuentra que el número de divisiones radiales en la fresa representan  $3.1416 : 0.25 = 12.56$ , o sean doce como número par. Este número sería igualmente adecuado para cualquier paso, porque en los pasos más estrechos, la profundidad y ancho de la tangente disminuye en proporción directa al paso diametral de la fresa. El empleo de menor número de dientes en la fresa, por ejemplo diez, es aceptable, porque el error es solamente un poco mayor que con el empleo de doce dientes, y en pasos más estrechos no sería apenas perceptible. Por regla general pueden considerarse doce dientes como promedio conveniente para fresas de engranaje rectos y espirales con una tendencia ligera a menor número de ranuras.

#### FRESAS DE FILETE MÚLTIPLE

En las fresas de engranaje a vis-sin-fin se encuentran frecuentemente condiciones que limitan el número de dientes o ranuras, de manera que la precedente advertencia no puede ponerse en práctica. Por ejemplo, el diámetro y paso del vis-sin-fin puede ser tal que necesite un número de ranuras mucho menor para obtener la resistencia debida de diente. Existen muchas fresas a vis-sin-fin con cinco o seis ranuras que parece ser que llenan completamente su cometido, mientras que otros darían mejores resultados si el número de ranuras fuese mayor.

Repasando los anteriores datos y figuras llegamos a dudar fuesen prácticos siendo la tangente tan ancha; pero cuando se tiene en cuenta que los resultados que se obtienen son del todo satisfactorios, se

considera uno plenamente autorizado al recomendar un número pequeño de ranuras. Estas condiciones no deben permitirse en el caso de fresas de engranaje de diente recto, puesto que esto sería llevar el asunto demasiado lejos; pero conocemos muchos casos en que se emplean fresas de filete múltiple con doce ranuras con resultados satisfactorios. Estas fresas tiene solamente seis ranuras por filete. Las fresas de filete múltiple se usan comúnmente para el acabado de engranajes de diente recto. Para obtener tan buenos resultados como con fresas de filete sencillo de igual paso—siendo las demás condiciones iguales—deberán tener el mismo número de ranuras que una fresa de filete sencillo multiplicado por el número de filetes; por lo tanto, una fresa de filete doble deberá tener doce ranuras por filete, o sean veinticuatro ranuras en total.

Cuando se usan fresas de filete múltiple para el acabado de engranajes de diente recto o espirales, la fresa debe tener el número de ranuras suficientes para dar al diente la forma más cercana a la teórica. Esto es únicamente posible en los pasos más estrechos; los pasos anchos no deben tratarse de esta manera. Existen condiciones de fabricación y de empleo que deben tenerse en cuenta al usar fresas de filete múltiple, dentro de la probabilidad de obtener condiciones que no tienen influencia ninguna tratándose de fresas de un solo filete.

En el caso de fresas de filete sencillo no existe relación entre el número de ranuras y el número de dientes cortados. Cada diente se produce exactamente por la misma acción y por los mismos dientes de la fresa, de modo que cada diente debe ser un duplicado exacto de su compañero. Esto no sucede con los engranajes cortados con fresas de filete doble. En este caso el número de dientes está dividido en grupos, habiendo un grupo por cada filete de la fresa cuando el número de dientes en el engranaje es divisible por el número de filetes. Si el número de dientes en el engranaje es número primo con respecto al número de filetes, los dientes del engranaje obran en combinación con todos los dientes en la fresa, lo cual produce el efecto de una fresa con un número de ranuras doble al del caso anterior.

De esto ha nacido la teoría de que las ranuras en fresas de filete múltiple deben ser en número primo al número de filetes, estando, naturalmente, esta teoría basada sobre condiciones perfectas; pero en vista de encontrarse tan raramente dichas condiciones en la práctica, nada se ganaría con el empleo de tales fresas. Si fuera posible obtener una fresa que no variara en grado alguno en el espaciado de los

filetes ni en los dientes cuando llegan éstos a su posición generadora, los dientes de la fresa, teniendo un número de ranuras primo al número de dientes en el engranaje, no seguirían la pista, sino que partirían las tangentes en tangentes más estrechas, produciendo de este modo una forma más aproximada a la verdadera forma deseada. Pero en vista de no obtenerse nunca estas condiciones en la práctica usual, es preferible emplear métodos más sencillos de fabricación, construyendo una fresa con un número divisible de ranuras, siendo posible obtener así mejores resultados que con otros métodos más complicados.

Enumerando algunas de las dificultades que se presentan en la construcción de una fresa con el número de ranuras primo al número de filetes, quedará demostrada la conveniencia de abandonar su fabricación siempre que sea posible. La mayoría de las fresas de filete múltiple poseen un filete de ángulo considerable, de modo que están ranuradas en sentido espiral, haciéndose más difícil relacionar el filete que si las ranuras corriesen en sentido axial. La desigualdad entre el número de ranuras y el número de filetes complica esta relación, porque la relación de la herramienta a la ranura queda deshecha cuando entra en operación el filete siguiente, lo que implica un ajuste nuevo de la herramienta, o bien otro manejo diferencial para llevar la herramienta otra vez en relación con la ranura en la fresa. Esta multiplicidad de operaciones no puede efectuarse sin gran riesgo de equivocarse en el espaciado del filete, y este solo error quizá sea suficiente para contrarrestar cualquier otra ventaja obtenida por la relación prima de las ranuras con los filetes, pues da como resultado un filete grueso que anulará el trabajo del otro filete cuando pasa por el diente ya formado por dicho filete. Cuando el número de dientes cortados es divisible por el número de filetes en la fresa, el resultado será dientes gruesos y delgados. Cuando el número de ranuras es igual al número de filetes, el

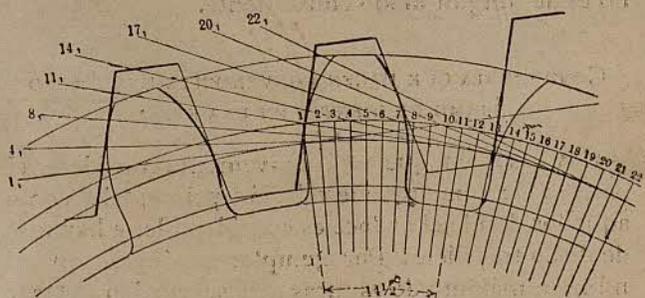


Fig. 4. — Relación entre la línea de presión y la curva del diente

registro de la fresa es sencillo y se hace en una sola operación el formar los filetes, asegurando así una exactitud absoluta.

Al entrar en el empleo de la fresa hallamos dificultades que contrarrestarían cualquier ventaja que pudiera resultar de la relación prima entre los filetes y las ranuras, porque aun en el caso de una fresa absolutamente perfecta en modelo y construcción, las condiciones relacionadas con su empleo jamás llegan a ser tan ideales. Suponiendo que la fresa se halla en perfecto estado y ha sido cuidadosamente afilada, la operación de colocarla en la máquina de fresar para que funcione perfectamente nivelada no puede efectuarse sin gran dificultad, y un desvío sencillísimo echará a perder las ventajas que de otro modo pudieran realizarse con la fresa de relación prima. Un simple desvío convierte esta fresa en otra que posea un filete grueso y produzca un engranaje

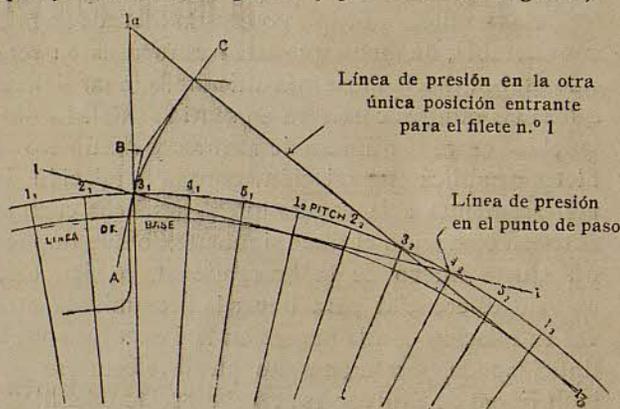


Fig. 5. — Caso extremo de insuficiencia de ranuras

con dientes gruesos y delgados cuando el número de dientes es par, y una superficie desigual en engranajes espirales y hélicos si el número de dientes es primo. Cuando el número de ranuras puede hacerse bastante numeroso, de manera que las tangentes calculadas, como anteriormente explicamos, no resulten de ancho excesivo, la «relación prima» en la fresa no es de ningún modo conveniente.

#### CONDICIONES QUE HACEN CONVENIENTE UN NÚMERO PRIMO DE DIENTES EN UNA FRESA

Hay casos en que será conveniente considerar el empleo de una fresa de relación prima, tales como aquellos donde el avance es considerable, y hay más de dos o tres filetes. Por ejemplo: supóngase que el número máximo de ranuras que se pueden obtener son cinco, debido al pequeño diámetro del vis-sin-fin y avance o guía pendiente; que hay cuatro filetes;

que la acción del filete es común, o sea: que la profundidad que trabaja es  $0.636 \times$  el paso, y que el engranaje tiene diez y siete dientes.

En la figura 5 se demuestra la forma dentada de este engranaje. ABC señala la tangente producida por un filete sobre una fresa de cuatro filetes y cinco ranuras en un engranaje de diez y siete dientes, y demuestra la forma de diente producida en una sola revolución del engranaje de vis-sin-fin con la fresa cortando la profundidad entera en una sola revolución. Los espacios iguales  $1_1 - 5_1$ ,  $1_2 - 5_2$ , etc., correspondientes a los planos cortantes de la fresa, quedan señalados en la línea de paso y las tangentes a la curva del diente relativas a un filete quedan indicadas. Esta condición demuestra que si los dientes en el engranaje son un múltiplo del número de filetes, la unión de las dos tangentes producidas por los únicos bordes cortantes—en este caso existen solamente dos—dejarán el saliente como indicado en «B». De consiguiente, una fresa de proporciones tan extremadas sería un fracaso, y el único remedio sería tener mayor número de dientes o emplear alguno de los sistemas de fresar en que la fresa corre sobre su eje en debida relación con la rotación del engranaje para producir mayor aproximación a la curva teórica. En el caso de tener el engranaje un número de dientes primo al número de filetes, los filetes pasan alternativamente por los espacios, y por razón de ser del número las ranuras de la fresa primo al de filetes, los dientes de la fresa no siguen la pista. Cada diente se pone en contacto con la curva del diente a un ángulo distinto, y de consiguiente las tangentes producidas se confunden entre sí, obteniéndose de este modo una aproximación muy notable a la curva verdadera. Esto se aplica únicamente a los engranajes que poseen un número de dientes impar al número de filetes en el vis-sin-fin. Si el número de dientes en el engranaje no es un múltiplo del número de filetes, pero es par cuando los filetes son también par, el número de tangentes obtenidos en la curva del diente es solamente una fracción del que se obtiene cuando los dientes son impar al número de filetes; o viceversa. En el ejemplo actual, si el número de dientes resultase par, pero no un múltiplo del número de filetes, el número de tangentes sería solamente la mitad del número obtenido cuando los dientes son impar. Pueden obtenerse varias combinaciones, dependiendo del número de filetes en el vis-sin-fin y el número de filetes en la fresa.

Un diagrama como el indicado en la figura 6 demuestra muchos hechos interesantes estudiándolo en relación con la construcción de la fresa para casos

extremos de la índole de los que actualmente nos ocupa. Dicho diagrama no solamente demuestra el número de bordes cortantes que posee la fresa, sino también si éstos siguen o no la pista. El diagrama está formado indicando el paso de los filetes sobre las líneas horizontales y el paso de las ranuras sobre las líneas verticales, y entonces dibujando los filetes al ángulo de los puntos indicados sobre la horizontal. Los puntos de intersección de estas líneas serán la posición de los bordes cortantes. Los bordes cortantes en hileras 1, 2, 3 y 4 obran sobre los dientes primero, segundo, tercero y cuarto del engranaje, respectivamente, cuando el número de dientes es un múltiple del número de filetes. Los bordes cortantes en las hileras 1 y 3 y 2 y 4 obran alternativamente sobre dientes alternos cuando el número de dientes es par, pero no un múltiple del número de filetes. Los bordes cortantes en las hileras 1, 2, 3 y 4, obran sobre todos los dientes del engranaje cuando el número es impar.

En conclusión, puede decirse que para engranajes de diente recto y hélicos, cuando se emplea la fresa con máquinas de fresar del tipo usual, aquélla debe proyectarse con diez o doce ranuras. En casos donde las condiciones son especiales y necesitamos conservar un diámetro indicado, debe determinarse el número de ranuras por los métodos ya explicados, reteniéndose la tangente dentro de los límites de 0.075 a 0.050, divididos por el paso diametral del engranaje. En el caso de fresas de filete múltiple debe evitarse la relación prima, siendo los filetes igualmente divisibles por el número de ranuras. Sin embargo, cuando es necesario emplear la relación prima, deben observarse las siguientes reglas: Si el número de filetes es par, el número de dientes en el engranaje y de ranuras en la fresa deben ser impares, y si el número de filetes es impar, el número de dientes y ranuras puede ser par o impar, pero no múltiplos.

Se emplean actualmente muchas fresas que producirían material de mucha mejor calidad si se hubiera abandonado la relación prima. Dichas fresas fueron proyectadas (podemos decir construidas) según la regla, sin el debido conocimiento de los límites de las condiciones prácticas relacionadas con su construcción.

Sería conveniente para muchos compradores de fresas entenderse confidencialmente con el constructor con referencia al modelo de sus fresas, y no in-

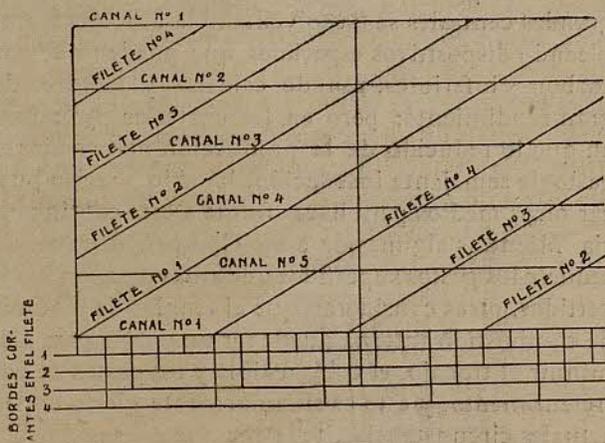
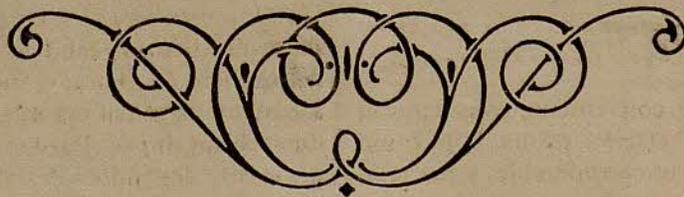


Fig. 6. — Desarrollo de los bordes cortantes de una fresa de cinco ranuras y de cuatro filetes

sistir en especificaciones determinadas que solamente representan obstáculos hacia la obtención de fresas eficientes, que podrían construirse con exactitud y dar completa satisfacción en todo detalle si se evitasen restricciones que dificultan su buen servicio. Todas las ranuras que pueden amontonarse en una fresa no proporcionarán buenos engranajes sin que el empleo inteligente y debida conservación entren en su proyecto y construcción.



# LOS MOTORES DE ACEITE EN SUBSTITUCIÓN DE LOS DE VAPOR CON MOTIVO DEL AUMENTO DE PRECIO DEL CARBÓN

CONVENIENCIA DE CONSIDERARLOS COMO UN MEDIO DE REDUCIR LOS GASTOS CARACTERÍSTICOS  
Y APLICACIONES VARIAS DE DIVERSOS TIPOS DE MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA

EL constante aumento de precio del carbón, la dificultad de procurárselo y el elevado coste de la mano de obra han decidido a muchas Compañías a buscar medios encaminados a reducir el coste de producción de la energía eléctrica. En las grandes centrales se ha solventado la dificultad empleando dispositivos especiales que pueden quemar carbones inferiores, usando calderas y motores de gran rendimiento; pero en las centrales pequeñas, en que lo reducido de la producción no permite el gasto de semejante instalación, ha sido preciso buscar otros medios para hacer frente a esta contingencia. Mientras algunas de estas Compañías tratan de reducir los gastos superfluos que antes pasaban inadvertidos, otras consideran que el empleo de motores de combustión interna puede ser un medio para disminuir el trabajo, el combustible y los gastos de entretenimiento, y esto es singularmente cierto en las actuales circunstancias, toda vez que es muy posible que el precio del carbón tarde todavía en disminuir.

Los motores de aceite que emplean distintos combustibles empiezan a desempeñar un importante papel en el Sudoeste de los Estados Unidos, donde pueden procurarse grandes cantidades de aceite a un precio que puede competir ventajosamente con el del carbón en un mismo territorio. Varias instala-

ciones recientes de motores de aceite que emplean combustibles pesados compiten con éxito con los motores de vapor en centrales de 200 a 1,000 kw. La circunstancia de que los motores de combustión interna sean igualmente económicos en todos los tamaños hace que este tipo de motor sea particularmente ventajoso en las centrales pequeñas, en las que varios motores de aceite suministran la potencia necesaria para la carga total, con un factor de potencia elevado por unidad y aumento de seguridad en el servicio. Los motores de aceite se emplean también con cierta frecuencia como auxiliares en las pequeñas centrales hidráulicas, y como recurso en casos de compromiso en las centrales eléctricas de vapor.

Las destilaciones del petróleo son las que se emplean generalmente en los motores de combustible líquido; no obstante, se usan también con frecuencia alcohol, alquitrán, esquistos y fenoloid (combustible líquido de los altos hornos). Los primeros motores de combustión interna en que se utilizaron con éxito combustibles líquidos fueron los de gasolina, toda vez que ésta es el más ligero de todos los hidrocarburos del comercio y se vaporiza a la temperatura ordinaria. Los motores de gasolina consumen de un octavo a un noveno de galón de

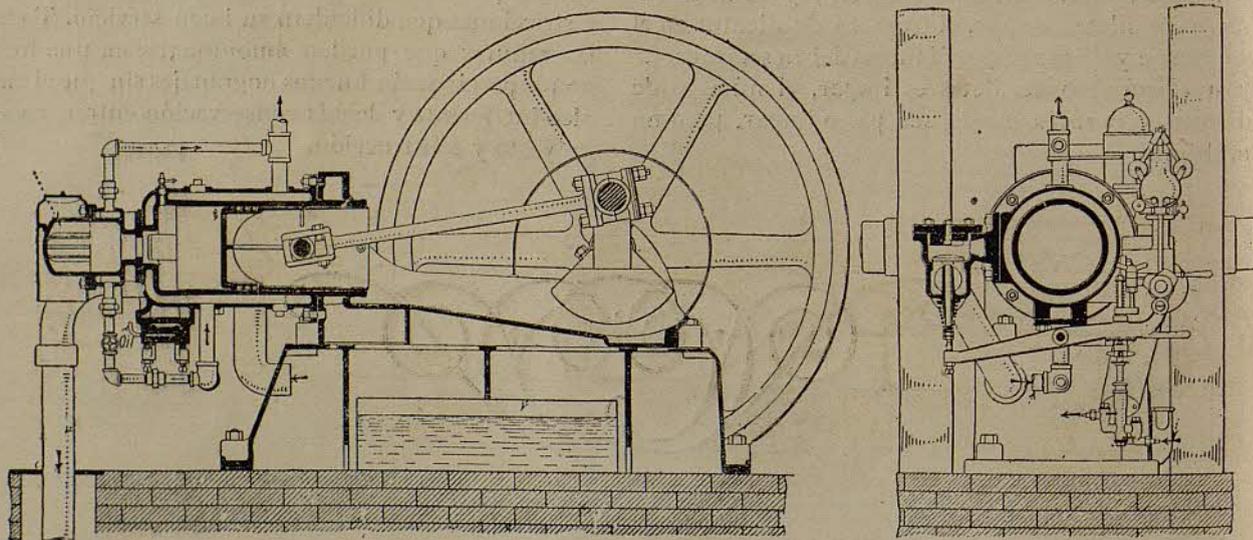


Fig. 1. — Cortes, longitudinal y transversal de un motor de aceite de baja presión de cámara caliente

gasolina por caballo-hora efectivo, equivalente a un consumo de calor de 2,770 a 3,830 calorías por caballo-hora efectivo.

A consecuencia del desarrollo de los motores de gran velocidad y poco peso empleados en los automóviles y en los aeroplanos, ha habido tal aumento en el consumo de gasolina, que el precio de este producto permanecerá elevado no obstante los nuevos y perfeccionados procedimientos empleados en la obtención de la gasolina del petróleo crudo y en la licuefacción del gas natural. A pesar de ello, la gasolina será por varios años el más importante de los combustibles propios para los pequeños motores fijos y móviles, debido a la facilidad del arranque y a la mayor seguridad que ofrecen los motores que emplean este combustible, comparados con otros motores de combustión interna.

La kerosina, que puede adquirirse en mayores cantidades que la gasolina y tiene un consumo más limitado, ocupa el segundo lugar entre los productos del petróleo crudo empleados en los motores de aceite. Este combustible se vaporiza con mayor dificultad que la gasolina a la temperatura ordinaria y ofrece más inconvenientes que ésta en el funcionamiento de los motores. El motor de kerosina tiene que arrancar con gasolina, o debe estar provisto de una placa caliente que prepare la kerosina para la combustión. Como combustible, la kerosina se emplea en la actualidad en motores fijos de 5 a 75 caballos. El consumo de combustible en los motores de kerosina es aproximadamente de un décimo de galón por caballo-hora efectivo, o sea de 3,530 a 4,540 calorías por caballo-hora efectivo.

Por regla general, los combustibles líquidos, aun siendo de una densidad de 0,849, que corresponde a 35° Baumé, pueden emplearse en motores que difieren sólo ligeramente de los motores ordinarios de gasolina, demostrando la experiencia que cuanto mayor es la densidad del combustible, mayor dificultad hay en el arranque y más frecuente debe ser la limpieza de las válvulas y de los pistones.

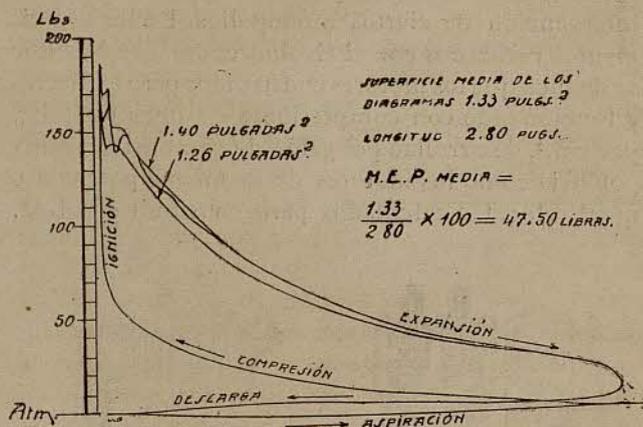


Fig. 2. — Diagrama obtenido con un motor de aceite de baja presión de cámara caliente

Los motores de aceite que emplean la ignición eléctrica no pueden funcionar satisfactoriamente con combustible de petróleo cuya densidad sea superior a 30° Baumé. Varios de los llamados de *cámara caliente* (fig. 1) dan resultados bastante aceptables con aceites de petróleo de 28° Baumé. Para emplear aceites más pesados, los motores tienen que ser del tipo semi-Diesel (fig. 3) con una compresión

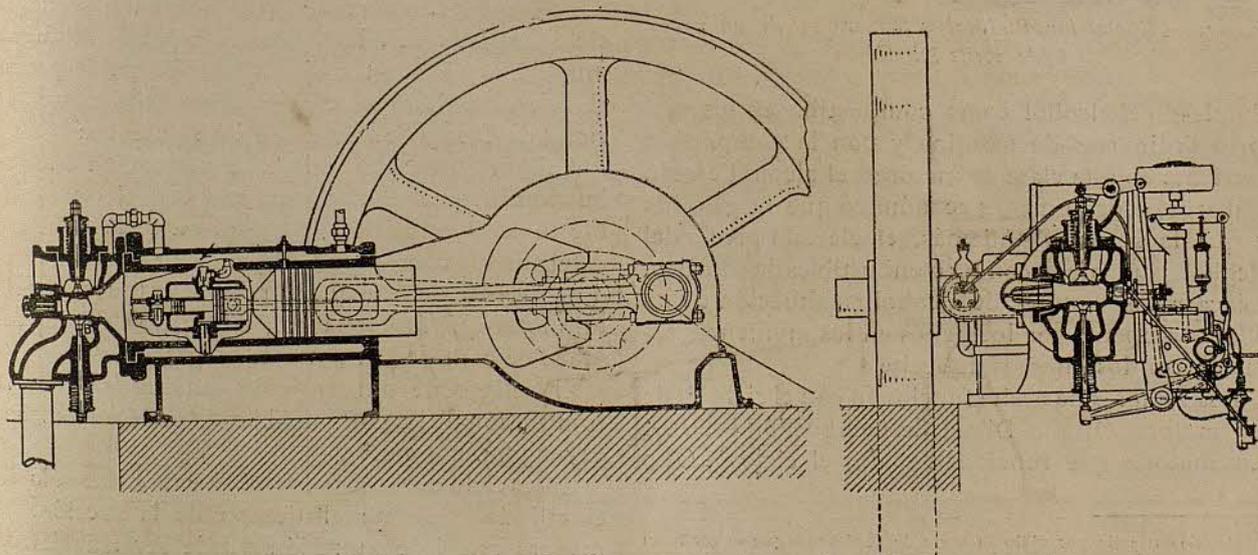


Fig. 3. — Cortes longitudinal y transversal de un motor semi-Diesel

de unos 21'09 kg. por cm.<sup>2</sup>, o tiene que adoptarse un motor de aceite que funcione con el ciclo del motor Diesel de combustión interna (fig. 4).

El alcohol ha merecido especial atención, tanto en América como en Europa, como combustible para los motores de combustión interna. Este combustible es casi inagotable y tiene la ventaja de que extiende el mercado de combustible más allá de la intervención de ciertos monopolios. De los experimentos realizados con el alcohol como combustible se deduce que los motores contruidos para utilizarlo y funcionando con compresiones de unos 12'65 kg. por cm.<sup>2</sup>, desarrollan por galón de combustible tanta potencia como los motores de la misma potencia e igual velocidad calculados para consumir gasolina.

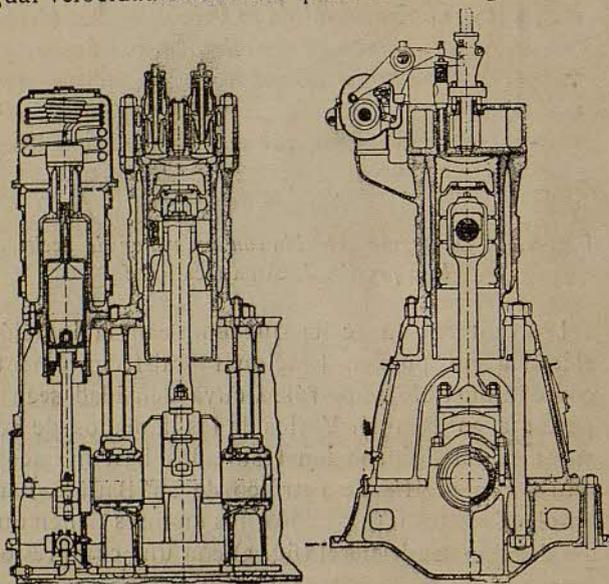


Fig. 4. — Cortes longitudinal y transversal de un motor de aceite Diesel

Empleado el alcohol como combustible en los motores ordinarios de gasolina y con la compresión corriente en esta clase de motores, el alcohol es, sin embargo, mucho menos económico que la gasolina y que la kerosina. Además, el elevado precio del alcohol, comparado con los combustibles de petróleo, coloca a los motores de alcohol en situación de no poder competir, por lo menos en los momentos actuales, con los motores de aceite.

Los motores de aceite funcionan con el ciclo <sup>(1)</sup> de los motores Otto o Diesel de combustión interna. Los motores que funcionan según el ciclo de Otto

1) Se entiende por ciclo la serie de fenómenos que se verifican para la transformación de la energía calorífica de un combustible en trabajo.

son de construcción más económica, exigen menos atención y constituyen en los Estados Unidos el tipo normal para los motores de gas y de aceite. Los motores del tipo Diesel acusan mayor economía de combustible y pueden funcionar con los combustibles de petróleo más pesados tan bien como con aceite de alquitrán o con alquitrán de gas. Los motores Diesel tienen, en las condiciones ordinarias, un rendimiento térmico de cerca 30 por 100, mientras que los motores de aceite que funcionen con el ciclo de Otto convierten a lo sumo 20 por 100 del calor contenido en el combustible en energía útil.

El precio de un motor Diesel es de dos a cuatro veces el de uno Otto de la misma potencia. En los Estados Unidos, la existencia de enormes cantidades de combustible ha impedido el empleo de motores de precio elevado. La relación entre los pedidos de motores Diesel en los Estados Unidos y en Europa resulta evidente por el hecho de que sólo unos 100,000 caballos se desarrollan con motores Diesel en los Estados Unidos y más de 15,000 en Europa, antes de la guerra. Esta diferencia se explica por la relación entre el precio del motor y el del combustible; pero el uso de motores Diesel va extendiéndose en América, especialmente en el Sudoeste. Los campos de aceite recientemente descubiertos en la región Sudoeste de los Estados Unidos y en las fronteras de Méjico aumentarán, sin duda, el empleo de motores de aceites pesados.

El ciclo de Otto, lo mismo que el de Diesel, comprende cinco fases: Succión, compresión, ignición, expansión y escape. Ambos tipos de motores pueden construirse tanto para cuatro tiempos como para dos tiempos. Los motores que funcionan según el ciclo de Otto o de Diesel tienen un par de arranque muy débil y deben trabajar con un factor de potencia elevado. Las principales diferencias entre los ciclos de Otto y de Diesel son los siguientes:

A fin de obtener el ciclo en el motor Otto de combustión interna, el aire se mezcla con el combustible en proporción definida y se somete la mezcla a determinada compresión. De consideraciones termodinámicas se deduce que el rendimiento térmico de un motor que funciona con este ciclo depende del grado de compresión antes de la ignición.

El peligro de una ignición anticipada limita la compresión de los combustibles de petróleo a menos de 7'03 kg. por cm.<sup>2</sup>

En el ciclo del motor Diesel el aire entra sólo en el cilindro durante el tiempo de la succión, de manera que la compresión puede ser tan elevada como se desee sin correr el riesgo de una ignición

prematura. La compresión usada en estos motores varia de 31'6 a 35'1 kg. por cm.<sup>2</sup> En este caso la compresión está limitada no por la composición de la mezcla en el interior del cilindro sino por las dificultades de la construcción. Al final del período de compresión el aceite es inyectado en el interior del cilindro por un compresor de aire. El aceite penetra en el cilindro en forma de pulverización, se mezcla con el aire fuertemente comprimido que tiene una temperatura de unos 537° C. y se quema a una presión casi constante. La duración de la entrada del aceite se gradúa mediante la carga del motor y este período de la inyección del aceite, así como la compresión del aire antes de la ignición influye en el rendimiento térmico del motor Diesel.

En el ciclo de Otto la combustión de la mezcla se verifica a volumen casi constante. Comparada con pólvora, la mezcla explosiva del motor de aceite de Otto tiene una velocidad de propagación mucho menor, y la presión máxima al final de la combustión es raras veces superior a cuatro veces la presión que existe antes de la ignición.

El precio relativamente elevado de los motores Diesel se debe en parte a que en este tipo las presiones máximas deben producirse por compresión, lo cual exige un ajuste muy perfecto del pistón, así como la más extremada alineación de las diferentes partes. En los tipos Otto el combustible se prepara en un carburador o en un vaporizador separado del cilindro del motor. En el tipo Diesel la preparación del combustible y su inyección requiere sólo unas 0'04 de segundo en las cargas ordinarias, de modo que el trazado de la válvula de combustible constituye un problema extremadamente difícil. Además, el compresor de aire empleado en los motores Diesel debe no sólo proporcionar el aire para el arranque, sino comprimirlo a la presión de unos 70'3 kg. por cm.<sup>2</sup> para inyectar el combustible en el interior del cilindro, contribuyendo todos estos factores a justificar el elevado precio de los motores Diesel.

En los motores Diesel de gran potencia el aumento de precio está compensado por una mayor economía de combustible y por la posibilidad de funcionar con cualquiera clase de combustible líquido sin dejar apenas residuo. Estos motores funcionan actualmente con éxito en Tejas, California y otros Estados de Norteamérica, con aceites procedentes del Oeste, a base de asfalto, que son mucho más pobres que los del Este. Según varios experimentos llevados a cabo, la economía de combustible obtenida con los motores Diesel es de unas 0'45 libras de aceite combustible por caballo-hora efectivo.

Los tipos que funcionan a mediana compresión, llamados a menudo motores semi-Diesel (fig. 3) tienen asimismo un importante campo en la utilización de los aceites pesados. Esta clase de motores se viene construyendo para potencias de 75 a 400 caballos, por varias casas constructoras de los Estados Unidos, y al igual que los motores Diesel (fig. 4) comprimen únicamente aire; pero tienen menor presión, debido en parte a las superficies caldeadas para producir la ignición de la carga. Al iniciarse el desarrollo del motor Diesel en los Estados Unidos, el motor semi-Diesel ocupaba un lugar prominente en la utilización de los combustibles líquidos pesados. Los motores Diesel modernos han reducido las aplicaciones de los semi-Diesel, no estando compensada la ligera disminución de precio de los últimos por la mayor economía de combustible de los primeros. El consumo de calor de un motor semi-Diesel varía entre 2,190 y 3,280 calorías por caballo-hora efectivo, mientras que el de un motor Diesel

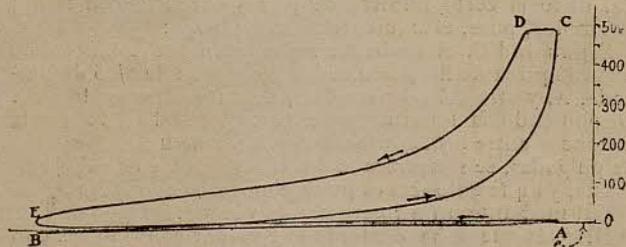


Fig. 5. — Diagrama de un motor de aceite Diesel

varía entre 1,760 y 2,400 calorías por caballo-hora efectivo.

A continuación consignamos algunos datos relativos al coste de varias clases de combustible por caballo-hora efectivo empleando diferentes tipos de motores. Debe, no obstante, recordarse que la economía de un motor de aceite disminuye considerablemente cuando la carga es pequeña y aumenta cuando se envía al cilindro del motor la carga a su máximo de densidad:

Combustible	Coste en pesetas por litro	Coste en pesetas por Caballo-hora efectivo
Gasolina . . . . .	0,265 . . . . .	0,075 a 0,125
Kerosina . . . . .	0,0795 . . . . .	0,030 a 0,050
Aceite combustible . . . . .	0,0265 . . . . .	0,0055 a 0,0075 (1)
Aceite combustible . . . . .	0,0265 . . . . .	0,0075 a 0,010 (2)

El coste aproximado de varios tipos de motores de aceite es, en tiempo normal, como sigue:

- 1) Con motor Diesel.
- 2) Con motor semi-Diesel.

Tipo y potencia del motor	Coste por caballo en pesetas
Diesel (1,000 HP. y 75 HP.) . . . . .	250 y 425
Semi-Diesel (60 HP. y 400 HP.) . . . . .	250 y 350
Tipo de combustible ligero hasta 75 HP. con regulador de estrangulación . . . . .	175
Tipo de gasolina con regulador de fallos . . . . .	75 a 150

Resumiendo cuanto llevamos dicho sobre los motores de aceite:

Los motores que funcionan con el ciclo de Otto son más propios para el uso de gasolina, kerosina, alcohol y petróleo aun cuando alcancen 30° Baumé. Para los combustibles de petróleo más pesados y para otros inferiores deben elegirse los motores Diesel o semi-Diesel. En general, el motor de aceite está destinado a ocupar un lugar muy importante en la producción de fuerza.

A. A. POTTER

Decano de la División de Ingeniería y Profesor de Mecánica del Kansas State Agricultural College, Manhattan, Kansas

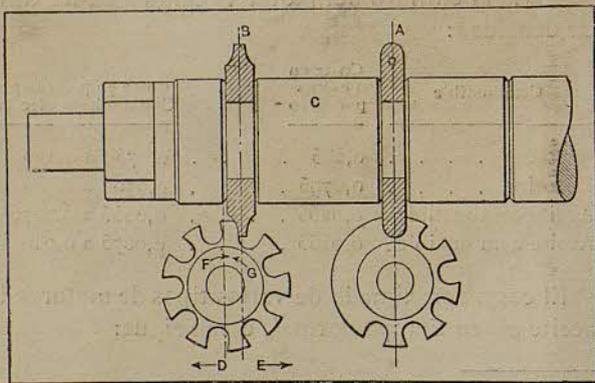
## MÉTODO PARA TALLAR UNOS CUANTOS TRINQUETES

SE trataba de tallar cierto número de trinquetes de nueve dientes, para una cadena sin fin de media pulgada. No había en el taller herramienta especial para ese objeto y su adquisición no estaba justificada, dado el corto número de piezas que se debían tallar; se empleó, pues, el siguiente procedimiento:

Según indica el grabado, se montan sobre el árbol de una máquina de filetear una fresa convexa de 5/16 de pulgada, A, y otra del número 8, B, de nueve dientes de paso. Disponiendo la longitud del collar, C, de tal modo que la distancia entre los centros de A y B sea de un número par de pulgadas, se simplifica considerablemente el trabajo de ajuste, ya que entonces es posible mover la corredera transversal mediante un número par de vueltas.

Después que se ha centrado el cortador convexo, A, con respecto al huso del cabezal y se ha puesto al cero el cuadrante de alimentación, se da vuelta a la tabla y se centra la fresa B, notándose su posición en el cuadrante. Luego se vuelve atrás la tabla, de manera que el cortador convexo A esté alineado con el huso del cabezal; se colocan entre los centros las ruedas que han de ser talladas y se efectúan las nueve entalladuras hasta la debida profundidad.

Hecho esto, se desplaza de nuevo la tabla de manera que la fresa B esté en la línea del eje. Se labran entonces las aristas de los dientes, dándoles la forma conveniente, mediante una ligera descentralización de la tabla en la dirección D, mientras se hace girar la rueda en la dirección que indica la flecha F, para poner una cara del diente en contacto con el cortador.



Método para ajustar la máquina de filetear

La amplitud de ese desplazamiento se determina experimentalmente. En cuanto se ha efectuado una entalladura completa alrededor de la rueda, se baja la tabla de manera que dicha rueda quede a salvo del cortador. Se desplaza después la tabla en la misma proporción en dirección E., al otro lado del centro, y se hace girar la rueda en la dirección señalada por la flecha G, para formar la cara opuesta del diente. La profundidad a que debe ajustarse la fresa se determina por medio de un ensayo, pues depende de la descentración que se ha dado a la rueda.

Aunque parezca algo larga y complicada esta descripción, el procedimiento es sencillo y el ajuste se verifica rápidamente. Con tal de que se tenga algún cuidado, el resultado será igual al que se obtendría mediante el empleo de una fresa especial para trinquetes. Si se toma nota de las posiciones correspondientes a los diversos ajustes, será posible duplicar el trabajo y efectuarlo con gran rapidez.

## CONSULTORIO

J. P.—Bilbao.

¿QUÉ ALEACIÓN METÁLICA FUNDE A BAJA TEMPERATURA?

Suponemos que pide usted una aleación que funda por debajo de 100°. De éstas hay varias, debiendo observar:

En toda aleación que contenga 50 por 100 de bismuto y proporciones variables de plomo y estaño, funde por debajo de los 100°.

Las más conocidas aleaciones fusibles son:

Aleación de	Proporciones	Temperatura de fusión: C
D'Arcet . .	Bismuto 3. Plomo 1. Estaño 1.	96°
Newton . .	Bismuto 8. Plomo 5. Estaño 3.	94°,5
Wood . . .	Bismuto 7. Plomo 6. Cadmio 1.	88°
Rose . . . .	Bismuto 42. Plomo 23. Estaño 20. Cadmio 8 . . . . .	75°
Lipowitz . .	Bismuto 15. Plomo 8. Estaño 4. Cadmio 3 . . . . .	70°
Wood . . .	Bismuto 75. Plomo 20. Estaño 20. Cadmio 13 . . . . .	68°
»	Bismuto 50. Plomo 27. Estaño 13. Cadmio 10 . . . . .	55°
Newton . .	Bismuto 72. Plomo 45. Estaño 27. Mercurio 16 . . . . .	50°

A. Artís, impresor : Calle de Gerona, 116 : Teléf. G. 1471 : Barcelona