

A black and white photograph of a steam locomotive on a railway track. The locomotive is dark-colored with a large smokestack emitting a plume of white steam. The number '258' is visible on the front. The train is on a track with gravel bed, and there are some people and structures in the background.

Manual de Vapor

Capítulo III: Motor

José Gabriel Naranjo

CAPÍTULO III

MOTOR

51. Adherencia. — Los émbolos hacen girar a las ruedas motrices, que empujan la locomotora circulando sobre el carril, sin deslizarse o patinar. La fricción impide el patinaje. Cuando un objeto reposa sobre una tabla plana, por ejemplo, una corredera de locomotora sobre un mármol de taller, es necesaria una determinada fuerza para desplazarla: esta fuerza depende del peso del objeto, y de la naturaleza y el estado de las superficies en contacto; es, en cada caso, una fracción determinada del peso. Podría ser un quinto del peso de la corredera, si no se lubrica.

Del mismo modo, cuando una rueda de locomotora patina en vez de circular, supera la fricción, es decir, la resistencia, que actúa en el punto de contacto de la rueda, en la dirección del carril.

Si la rueda motriz y el carril se proveyeran de dientes que engranan la una sobre el otro, como en los ferrocarriles a cremallera, la rotación de la rueda hace necesariamente avanzar la locomotora; el esfuerzo ejercido por los dientes de la rueda sobre los del carril es el esfuerzo de tracción total, que comprende a la locomotora y al tren.

Se puede imaginar una rueda y un carril ordinarios provistos de dientes microscópicos, dando a la locomotora un apoyo para ejercer su esfuerzo de tracción; resulta un empuje sobre el carril igual al esfuerzo de tracción. Este empuje no puede superar el valor que produciría el deslizamiento de la rueda, valor límite que es una fracción del peso que apoya sobre el carril, fracción variable según el estado de ambas superficies. Mientras el esfuerzo de tracción producido por la locomotora es menor que este límite, las ruedas giran sin deslizarse; en cuanto el esfuerzo lo sobrepasa, ya sea porque se haya elevado demasiado, o porque el límite se reduce, las ruedas patinan.

Este esfuerzo límite puede ser una cuarta parte del peso de las ruedas motrices sobre el carril, denominado peso adherente, e incluso algo más, cuando el carril está bien seco. La humedad vuelve el carril un poco graso y reduce el esfuerzo capaz de producir el patinaje, por ejemplo a un décimo, o a un quinceavo del peso adherente.

Distintas causas pueden reducir mucho la adherencia: las hojas muertas, el aceite, la grasa, langostas aplastadas, etc., sobre los carriles o sobre las ruedas.

Algunos experimentadores encontraron también que la adherencia disminuía cuando la velocidad crecía, cayendo por ejemplo de 0,25 en reposo a 0,18 a 20 km/h, a 0,16 a 40, a 0,14 a 60 km/h, 0,12 a 80 km/h y 0,115 a 100 km/h. Estos resultados sin embargo fueron contradichos por recientes experiencias realizadas a velocidad y esfuerzo constantes con ayuda de frenos dinámicos. Por ello, en el P.O. se pudieron medir, a 100 km/h continuos sobre rieles secos, 8000 kg al gancho, cuando el coeficiente de adherencia mencionado arriba sólo habría permitido desarrollar 6.900. De acuerdo a lo dicho, la disminución del coeficiente de adherencia con la velocidad tendría poca importancia, ya que es solamente en el arranque y a baja velocidad que se tienen que desarrollar los mayores esfuerzos.

Prácticamente, sobre rieles secos y limpios, se puede contar con un coeficiente de 1/5, o hasta de 1/4, que sobre carriles húmedos (rocío, después de tormenta) puede bajar a 1/7 o menos. Es una divergencia considerable, que implica variaciones importantes en las cargas posibles de remolcarse. Si se llevaba, por ejemplo, 700 t en línea horizontal con tiempo favorable, no se podrá remolcar más de 500 en tiempo desfavorable.

Esto muestra la importancia de los areneros, que, cuando están bien diseñados y bien utilizados, permiten restablecer la adherencia al coeficiente de 1/5, e incluso de 1/4.

52. Acoplamiento. — El límite al esfuerzo de tracción impuesto por la adherencia, es, en cada momento, proporcional al peso adherente: hay interés evidente en aumentar este límite, pero las vías no soportarían un aumento indefinido del peso bajo las ruedas: en Francia apenas se sobrepasan 20 t por eje, que se prevé aumentar a 23 t en el futuro. En Estados Unidos la carga admitida por eje suele superar las 35 t. En la Compañía General original (trocha métrica), la carga máxima por eje fue de 10,5 toneladas, que en las décadas del 20 y del 30, con la llegada de los vagones Hamburgo y las locomotoras 600 fue llevado a 12,5 toneladas.

El acoplamiento de dos o más pares de ruedas, con la restricción de circular o patinar juntas, permite aumentar el peso adherente, que puede incluir el peso total de la locomotora e incluso el de los suministros, en los máquinas-ténder.

Durante mucho tiempo se pensó que el acoplamiento no convenía para la gran velocidad. La práctica puso de manifiesto que las bielas de acoplamiento, bien montadas, resistían a las rotaciones más rápidas de las ruedas, y que los daños eran extremadamente raros. Por ello, para las locomotoras de alta velocidad, se acoplaron en primer lugar dos ejes, luego tres, lo que es la práctica más común, y se han llegado a acoplar cuatro.

La experiencia de las locomotoras eléctricas, en particular, puso de manifiesto que la adherencia obtenida por el acoplamiento de varios ejes es claramente superior a la que da un mismo número de ejes motrices no acoplados porque el acoplamiento se opone al patinaje individual de los ejes. Se había constatado exactamente la misma cosa sobre las primeras compound de Weeb, sobre las 701 y las 2121 del Nord o el ataque individual de los ejes por un único grupo de cilindros AP o BP, que se había utilizado al principio, y que pasara luego a las bielas de acoplamiento.

Las locomotoras actuales, ya sean eléctricas o diesel-eléctricas, disponen de dispositivos automáticos que reducen la potencia entregada al o a los motores que patinan, consiguiendo el mismo efecto por medios no mecánicos.

53. Areneros. — Al extender un poco de arena sobre los rieles, se aumenta la adherencia, y se combaten las causas que la reducen. La arena, contenida en un arenero, es conducida por tubos delante de las ruedas motrices: cae espontáneamente cuando se abre un orificio en el fondo del arenero (fig. 298), o se lleva a los tubos por un distribuidor helicoidal a que se hace girar a mano (fig. 299).

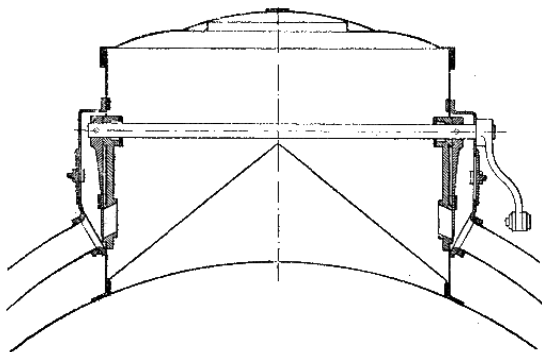


Fig. 298. — Arenero a válvula

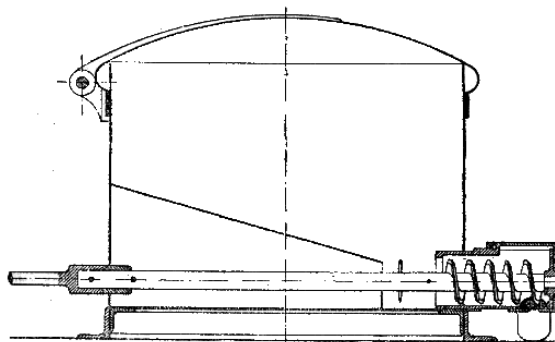


Fig. 299 — Arenero con distribuidor helicoidal.

Estos areneros simples no son satisfactorios: la arena cae desigualmente y forma montones que, aunque aplastados por las ruedas motrices, obstruyen el rodamiento de las ruedas siguientes y aumentan la resistencia del tren; además, la arena cae a alguna distancia de las ruedas motrices, de modo que no actúa desde el comienzo del patinaje; por fin el gasto de arena es bastante grande, y los areneros se vacían antes del término de una jornada, si los patinajes son frecuentes.

El aparato Gresham (fig. 300) posee un pequeño eyector de vapor, instalado delante de la rueda motriz: el chorro de vapor, al escapar por el conducto central, aspira el aire de un tubo que proviene de una caja ubicada debajo del arenero. Esta caja posee un agujero para la entrada del aire, y la arena desciende por su propio peso.

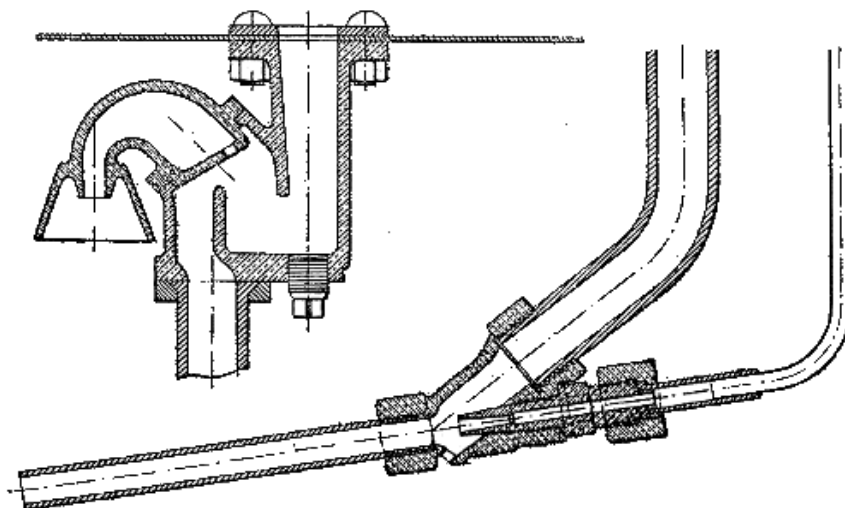


Fig. 300. — Aparato Gresham: caja de aspiración, donde cae la arena; eyector a vapor, recibiendo el vapor por el tubo pequeño, aspirando desde el tubo grande, el aire cargado de arena y proyectándolo bajo la rueda

Cuando el chorro de vapor funciona, el aire arrastra la arena, que es lanzada entre la rueda y el riel; una escasa cantidad de arena basta para restablecer la adherencia; el exceso nocivo de consumo se evita, y se proyecta incluso la arena sin retraso al lugar dónde es útil. En unos minutos, los dos chorros de un aparato Gresham gastan, en conjunto, alrededor de un litro de arena. Algunas precauciones son necesarias: la arena debe estar seca y limpia: se la seca en un horno, y se la tamiza sobre mallas de 2 mm como máximo; el grifo de toma de vapor debe estar dispuesto para que el agua, procedente de la condensación del vapor proveniente de pequeñas fugas, no pase a los eyectores. Además, en general los depósitos de arena están ubicados sobre la caldera, por lo que el calor irradiado por esta contribuye a mantenerla seca.

Para evitar el inconveniente del agua, se puede hacer uso, en lugar vez de vapor, de aire comprimido, tomado del depósito principal del freno Westinghouse. En la disposición de la figura 301, el aire comprimido entra por dos pequeños orificios a una caja ubicada contra el arenero, cuando se abre el grifo de maniobra. Uno de los chorros de aire (el de derecha sobre la figura) arrastra la arena, y el otro se añade al primero para impulsar la arena, que así se proyecta sobre el carril y la rueda.

Para obtener un efecto completo, sería necesario enviar arena simultáneamente bajo todas las ruedas acopladas, pero, sobre las locomotoras de tres y cuatro ejes acoplados, se limita generalmente a enarenar dos ejes.

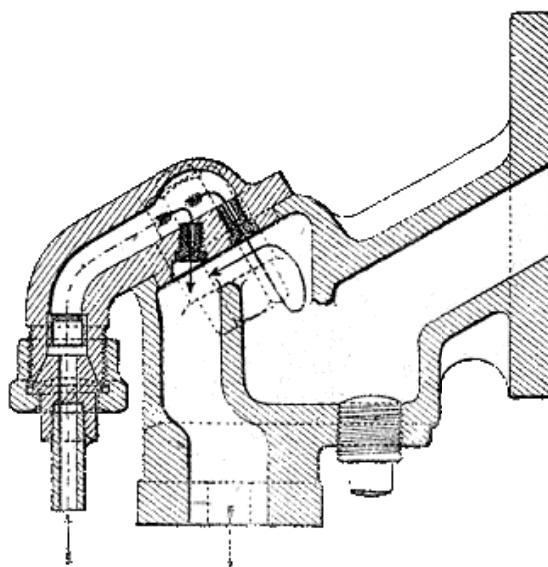


Fig. 301. — Arenero de aire comprimido: diámetro del agujero derecho 0,6 mm.; del agujero izquierdo, 1,4 mm (práctica del Este). Sobre las 141 P estos dos agujeros se llevaron a 2 mm.

Otra disposición empleada por la red del Nord y sobre las nuevas máquinas de la S.N.C.F. (fig. 302) posee orificios de mayores dimensiones, lo que hace su funcionamiento aún más confiable.

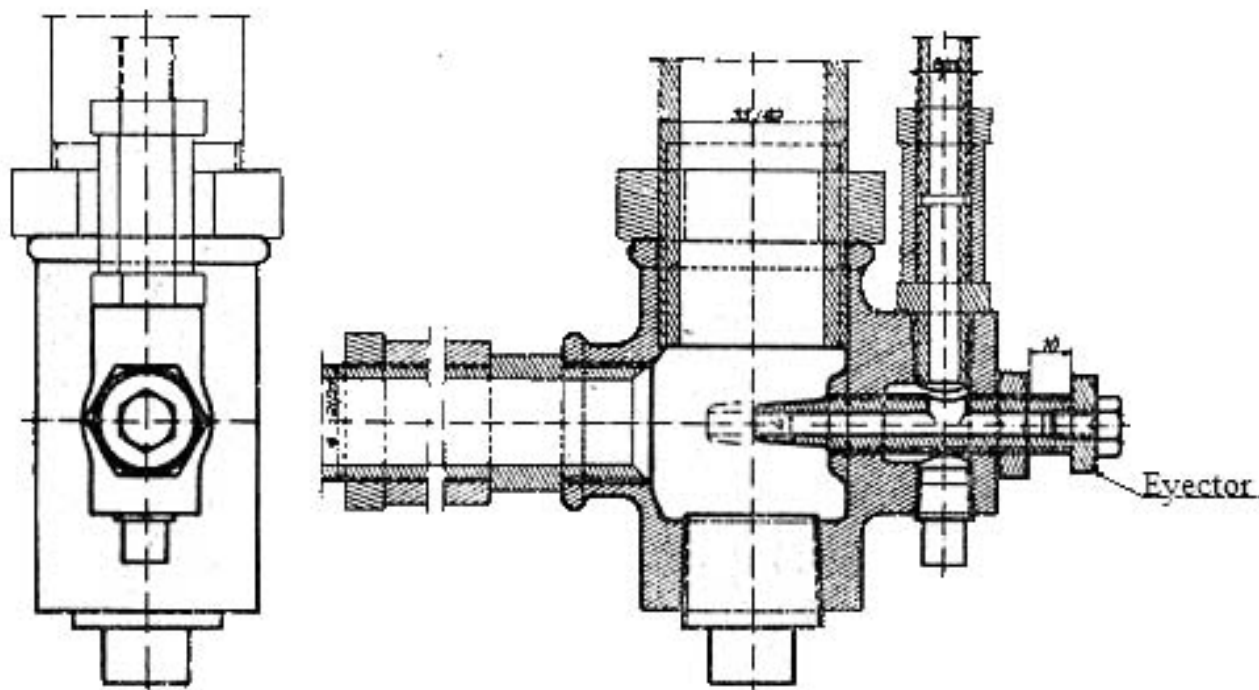


Fig. 302. — Eyector de arena tipo Norte.

Se recomienda no enarenar los ejes acodados polybloc, para evitar el decalado en caso de detención violenta luego de un patinaje. Por el contrario, es interesante poder enarenar delante de la primera rueda del boguie o bisel porque la arena cae así más seguramente sobre el carril en las curvas de escaso radio. Se utiliza en ese caso el arenero con carácter preventivo, lo que permite obtener mejores resultados con un gasto de arena reducido. La figura 303 muestra tal disposición aplicada a las locomotoras 240.700 P del P.O. y 240 P del Sudeste (línea con pendientes de 10 milésimas y curvas de 500 m de radio entre Brêve y Montauban).

En las puestas en marcha, un buen maquinista tendrá cuidado de enarenar con sus areneros sobre la mayor distancia posible, lo que le será de la mayor utilidad durante el arranque, permitiéndole fuertes aceleraciones y evitándole al mismo tiempo patinajes intempestivos, que son desastrosos para la buena conservación de los órganos de la locomotora.

Evitará también, cuando un patinaje se produce, frenar las ruedas con ayuda del arenero, porque puede provocar un decalado de ejes. Deberá, por el contrario, recoger el cambio de marcha al centro, y luego enarenará progresivamente y alargará la admisión. El cierre del regulador actúa más rápidamente, sobre todo en las locomotoras con amplios circuitos de vapor y a gran volumen de cajas de válvulas, dada la gran cantidad de vapor a presión contenida en las canalizaciones entre el regulador y los cilindros. Por fin, se evitará enarenar sobre las agujas, porque podría obstruir su maniobra.

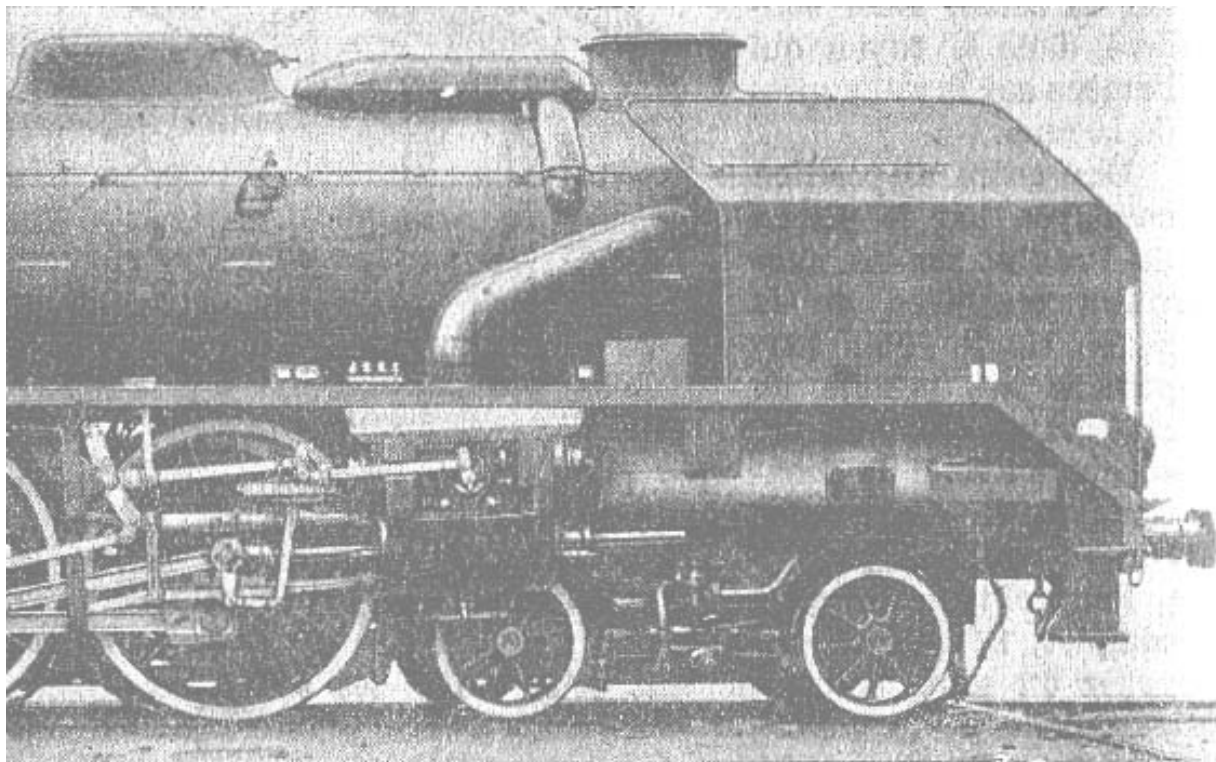


Fig. 303. — Arenado de las ruedas delanteras del boguie de las locomotoras 240.700 del P.O. y 240 P del Sureste. La rueda BP (3^{er} eje) no se enarena para evitar los riesgos de decalado de este eje en caso de detención violenta luego del patinaje.

El exceso de arena es una causa de desgaste de llantas y carriles. Es también una causa de calentamiento, ya que es proyectada por las ruedas sobre el mecanismo. Es necesario pues usar moderadamente los areneros y, en la medida de lo posible, preventivamente, en aquellos puntos, generalmente conocidos por los buenos maquinistas, donde se producen los patinajes.

54. Lavado de los carriles. — Sobre un carril bien mojado, la adherencia es casi tan buena como sobre un carril seco: basta con lavar con abundante agua un carril engrasado para que deje de ser causa de deslizamiento. En algunas líneas con elevadas pendientes, donde el gran consumo de arena exigía una limpieza frecuente de los túneles y aumentaba el desgaste de los carriles y llantas, se proveyeron las locomotoras de aparatos que lavan los carriles: tubos, colocados hacia el frente, envían sobre los mismos agua, tomada al ténder y lanzada por un chorro de vapor. De esa forma operó Marc Seguin desde el principio sobre el primer ferrocarril de Saint Etienne a Lyon.

55. Acción motriz del vapor. — Abierto el regulador, el vapor de la caldera penetra en la capilla de distribución, para luego, a través de la lumbrera, ingresar en el cilindro, cuyo émbolo presiona. Si los conductos están ampliamente abiertos, y si la marcha de la máquina es lenta, la presión sobre cada centímetro cuadrado del émbolo será la misma que en la caldera, ya que la presión del vapor, como la de la atmósfera, se transmite también en todos los sentidos. Esta presión va empujar el émbolo y a hacer avanzar la máquina. Obtendrá de la caldera una determinada cantidad de vapor, que será sustituido por la vaporización del mismo peso de agua.

Cuando el émbolo, empujado por el vapor a la presión de la caldera, recorre una parte de su carrera, la corredera, cubriendo la lumbrera, encierra en el cilindro un determinado volumen de vapor, en ese momento comienza la expansión: el émbolo sigue su carrera, el volumen ocupado por el vapor encerrado en el cilindro aumenta, al mismo tiempo que la presión que ejerce disminuye. El vapor está como un resorte comprimido que produce un esfuerzo cada vez menor a medida que se alarga.

Los físicos estudiaron cómo varía la presión del vapor durante su expansión. El experto se satisfará con una norma simple y suficientemente exacta: en el momento en que termina la admisión, el cilindro contiene un determinado volumen de vapor v , ejerciendo una presión p , cuyo valor absoluto se calcula aumentando en una unidad la presión efectiva en kg/cm^2 o sea $(p + 1)$; se multiplica este volumen, en litros, por la presión absoluta.

Cuando la expansión ha aumentado el volumen, el producto de este nuevo volumen v' por la nueva presión absoluta $(p' + 1)$ sigue siendo el mismo; esta constancia del producto permite calcular fácilmente las presiones que corresponden a una serie de posiciones sucesivas del émbolo puesto que se tiene: $(p + 1) \times v = (p' + 1) \times v'$. Los diagramas, en particular la figura 393, muestran esta variación de la presión con el volumen. Esta ley es suficientemente válida en el caso del vapor saturado; pero cuando se trata de vapor recalentado, la presión baja más rápidamente y se tienen por ejemplo las siguientes cifras:

Volumen ocupado por el vapor antes de la expansión	Presión del vapor saturado (kg/cm^2)		Presión del vapor recalentado (kg/cm^2)	
	Presión absoluta $(p + 1)$	Presión efectiva p	Presión absoluta $(p + 1)$	Presión efectiva p
1	20	19	20	19
2	10	9	9	8
4	5	4	3,2	2,2
8	2,5	1,5	1,25	0,25

Mientras que el émbolo es así empujado por el vapor, la otra cara del mismo recibe solamente la presión de la atmósfera, durante la mayor parte de su carrera, porque el cilindro comunica por ese lado con el exterior a través del conducto de escape.

56. Transmisión del movimiento del émbolo. — El émbolo, que se mueve en línea recta en el cilindro, debe hacer girar al eje (fig. 304). Se fija en un vástago de acero, que sale del cilindro a través de una caja de estopa, con una guarnición que no deja escapar al vapor.

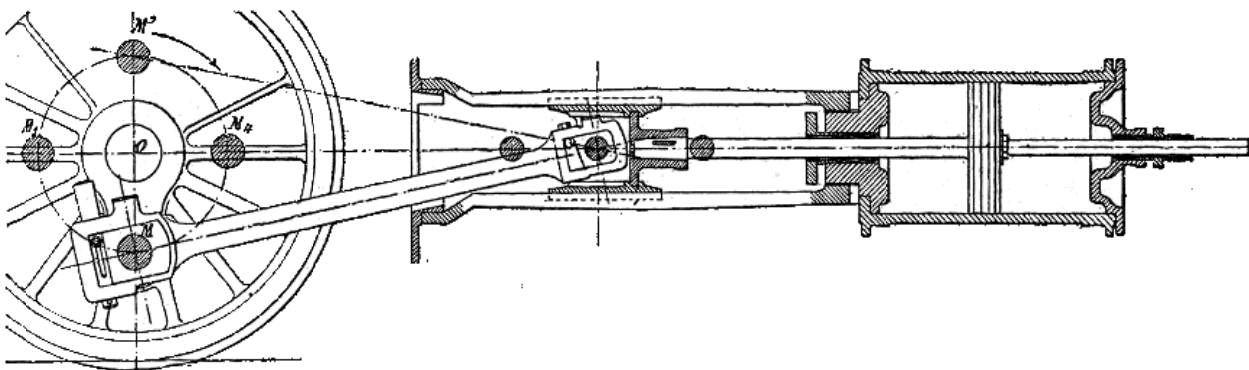


Fig. 304 – Transformación del movimiento rectilíneo alternativo del émbolo en movimiento circular continuo, por biela y manivela.

El vástago del émbolo se fija a la cruceta, provista de patines, guiados por resbaladeras, llamadas paralelas. La biela motriz se articula por una parte sobre la cruceta, que se mueve en línea recta como el émbolo, y del otro sobre el botón o pivote de manivela. Cuando los cilindros son interiores, el pivote de manivela forma parte de un eje acodado.

A propósito del tema manivela/cigüeñal, su denominación en inglés es crank, y, debido a la influencia de los ferrocarriles de origen inglés en Argentina, los viejos maquinistas llamaban a las manivelas “cranke”, y era común escuchar hablar de “cranke motriz” o “cranke acoplado”, tanto a las manivelas exteriores como a los codos de los cigüeñales.

Cuando el émbolo está de una de los extremos de su carrera, se dice que la manivela está en un punto muerto, en posición horizontal, si la orientación del cilindro lo es también, y dirigida según OM1 u OM4, (fig. 304). Al pasar de una posición a la otra, el punto M, sobre el eje del botón, describe un círculo cuyo centro es el centro del eje y el diámetro M1M4, es igual a la carrera del émbolo. Excepto al pasar por los puntos muertos, el eje de la biela se inclina con respecto al eje del cilindro, lo que resulta en un empuje de la cruceta contra una de las resbaladeras.

En la marcha hacia adelante, el émbolo tira mientras que la manivela describe el semicírculo superior M1M' M4 (excepto en cercanías del fondo de su carrera, cuando la tracción del émbolo puede cesar como consecuencia de la compresión del vapor), esta tracción apoya la cruceta contra la resbaladera superior; durante su carrera opuesta, el émbolo empuja en vez de tirar (excepto en el extremo de su carrera); la manivela describe el semicírculo inferior Mt M M4; dado que la biela se inclina en sentido opuesto, es la resbaladera superior la que es presionada por la cruceta.

Despreciando el efecto de las compresiones de final de carrera, se ve que la resbaladera superior trabaja solamente durante la marcha adelante. Durante la marcha atrás, la cruceta presiona solamente la resbaladera inferior.

Para entender bien cómo el mecanismo de la locomotora la hace avanzar, es necesario tener en cuenta el empuje ejercido por las cajas contra sus guías. Los ejes simplemente portantes son arrastrados por el vehículo que soportan: es pues la guía trasera que empuja constantemente las cajas; el esfuerzo necesario no es grande, aunque las cajas de los coches de pasajeros no presionan sobre las guías y son solamente arrastradas por los gemelos inclinados de sus elásticos. Pero cuando un eje es motriz, o directamente, o por medio de bielas de acoplamiento, son sus ruedas, girando sobre los carriles, sin patinar, las que hacen avanzar la máquina: ¿cuál es entonces la acción de las cajas sobre sus guías? Imaginemos una locomotora transformada en motor de taller, y sus ruedas motrices sustituidas por ruedas dentadas que transmiten su movimiento a otras (fig. 305); tras esta transformación, las fuerzas que se ejercen sobre el bastidor, y, en particular, entre las cajas y las guías, siguen siendo las mismas que cuando la locomotora corría en la vía; se supone, por supuesto, que el eje gira con la misma velocidad y que el trabajo es el mismo por carrera de émbolo, en los dos métodos de funcionamiento. El empuje de los dientes de los engranajes es entonces igual al que la rueda ejerce sobre el carril, cuando no patina: se puede asimilar el carril a una cremallera provista de dientes muy pequeños.

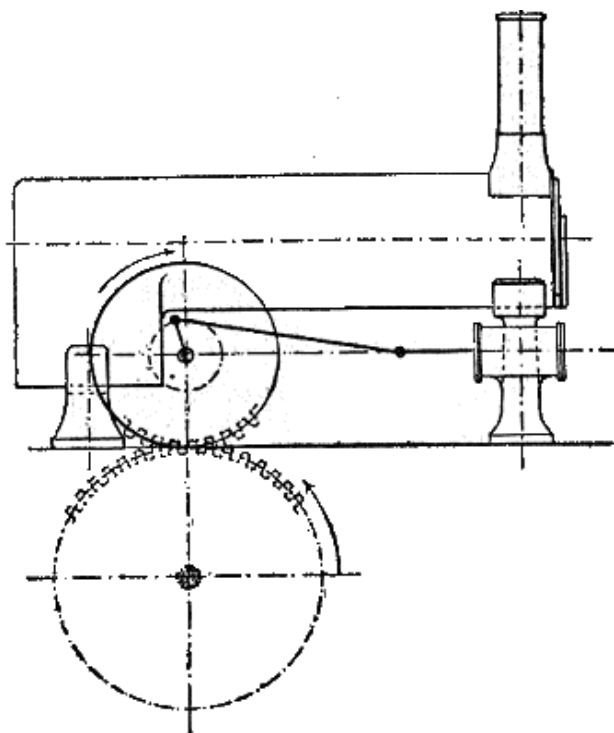


Fig. 305 – Transmisión del esfuerzo motor: comparación de la locomotora con una máquina fija.

Sobre una máquina fija, si los cojinetes del árbol dejan un poco de juego, se ve, durante una vuelta, este árbol alternativamente empujado y tirado por el émbolo: del mismo modo, la caja de la locomotora será empujado contra la guía posterior por el émbolo yendo de adelante hacia atrás, y tirada a continuación por la vuelta del émbolo.

Además la reacción de la rueda dentada accionada (o la del carril contra la rueda motriz) se ejerce constantemente en el mismo sentido y tiende a aplicar siempre la caja contra la guía anterior, con una fuerza igual a esta reacción; se desprende que el empuje contra esta guía se aumenta, mientras que se disminuye el empuje contra la guía posterior.

Si el empuje, variable con la presión del vapor sobre el émbolo, alcanza, en cada sentido, 6.000 kg, y si el empuje de los dientes de engranaje de la rueda, o el esfuerzo de tracción en la llanta, es entonces de 2.000 kg, el empuje sobre la guía delantera alcanzará en cada vuelta 8.000 kg, y se reducirá el empuje sobre la guía posterior a 4.000 kg; estas variaciones producen choques si hay demasiado juego entre la caja y las guías

Se consideró una sola se caja y el émbolo correspondiente, suponiendo actuar muy cerca de la caja, caso de las locomotoras que tienen cilindros exteriores; cuando los cilindros son interiores, los dos mecanismos motrices están distantes de las cajas y su acción se combina de una manera más complicada.

Pueden resultar sorprendente ver las ruedas motrices, que hacen avanzar la locomotora, apoyar en algunos momentos sus cajas contra las guía posteriores. Pero el bastidor está sometido a la acción de otras fuerzas: el vapor presiona siempre una u otra tapa del cilindro, exactamente como el émbolo: se puede pues decir que cuando la caja del eje motriz se apoya contra la guía posterior, es porque la tapa anterior del cilindro que el vapor empuja la locomotora; al contrario, cuando la caja se apoya contra la guía anterior, su empuje contrarresta y sobrepasa el que recibe la tapa posterior del cilindro, y es ella entonces que comunica un impulso a la locomotora. El bastidor debe ser lo bastante rígido como para resistir a estas fuerzas interiores, que tienden alternativamente a acercar al eje hacia el cilindro y a alejarlo después. Si hay dos o más ejes acoplados por medio de bielas, recibiendo el movimiento del gorrón de la manivela impulsado por la biela motriz, cada uno de estos ejes toma parte del esfuerzo motriz del émbolo y lo transforma en esfuerzo de tracción.

57. Esfuerzo de tracción de la locomotora. — La fuerza de tracción producida por el vapor no puede superar un límite determinado; por otra parte, las condiciones de adherencia imponen un límite variable a esta fuerza. Es necesario evitar toda confusión entre estos dos límites del esfuerzo de tracción: si el esfuerzo que puede producir el vapor sobrepasa el que la adherencia permite utilizar en algunos momentos, es posible reducir este esfuerzo; se puede también mejorar la adherencia con ayuda de la arena, o puede mejorar espontáneamente algunos días y en algunas temporadas. Pero si es el esfuerzo motriz del vapor que demasiado pequeño, por más grande que sea la adherencia, no se podrá superar este esfuerzo.

Cuando se construyen máquinas potentes reduciendo en la medida de lo posible el peso de las partes sucede a menudo que la adherencia sea baja comparada a la potencia: esta es la razón por la que a veces se sobrecargaron las máquinas intencionalmente y sin otro motivo⁽¹⁾. En líneas de llanura, donde las locomotoras de carga remolcan trenes que pesan 1.000 t y más, la adición de algunas toneladas a la máquina apenas es sensible, si se la compara con la carga total. Pero en las líneas de montaña, con pendientes de 20, 30 ó 40 mm por metro, el peso que se puede arrastrar no es grande: si este peso descende a 80 ó 100 t, algunas toneladas de más en la máquina, que reducen la carga útil del tren, no son indiferentes. Conviene entonces volver adherente, en la medida de lo posible, todo el peso necesario para el motor, en particular, suprimiendo los ténderes separados.

El esfuerzo de tracción, indicado sobre la tabla de dimensiones de las locomotoras, se calcula como sigue: si el vapor, tomado a la mayor presión que soporta la caldera, empujará el émbolo durante su carrera completa, sin ninguna expansión, y la otra cara comunicara constantemente con el escape, se obtendría el mayor trabajo posible por golpe de émbolo.

1) Es en los diseños antiguos se pueden encontrar algunos ejemplos de este sobrepeso. Con las grandes dimensiones que se dan hoy a las calderas y a los mecanismos, por el contrario, es necesario seguir muy de cerca el estudio de cada parte para no superar los límites de carga impuestos por la vía.

Este trabajo es igual a la fuerza que empuja el émbolo multiplicada por su carrera: con un émbolo de 50 cm de diámetro, cuya superficie es de 1965 cm^2 , y una caldera timbrada a 12 kg/cm^2 , esta fuerza alcanza 23.500 kg. Si la carrera es de 0,65 m, el trabajo será $23.500 \times 0,65$ ó 15.300 kgm; para una vuelta de rueda, como hay dos cilindros, y que cada émbolo tiene un ciclo de ida y vuelta, el trabajo motriz será cuatro veces mayor.

Por otra parte, el trabajo ejercido por la locomotora, para una vuelta de rueda, es igual al esfuerzo de tracción medio aplicado entre las ruedas y el carril, multiplicado por el camino recorrido mientras que estas ruedas hacen un giro: este camino es igual a la circunferencia de una rueda; si el diámetro de las ruedas es de 1,400 m, la circunferencia es de 4,400 m aproximadamente.

Si las fricciones u otras resistencias no causaran ninguna pérdida en la transmisión del trabajo de los émbolos a las ruedas motrices, el trabajo del esfuerzo de tracción durante una vuelta de ruedas sería igual al del vapor sobre los émbolos, 4 veces 15.300 kgm, o 61.200 kgm en el ejemplo.

Este trabajo conocido es el producto del esfuerzo de tracción medio por la longitud recorrida, 4,400 m: el esfuerzo de tracción pues es 61.200 kg dividido por 4,400 ó 13.900 kg aproximadamente.

Esto es lo que expresa la fórmula $(4 p (\pi / 4) d^2 c) / \pi D$, donde p es la presión efectiva del vapor en kg/cm^2 , d el diámetro del cilindro en centímetros, c la carrera del émbolo en metros, a contar cuatro veces para una vuelta de ruedas, D el diámetro de las ruedas motrices en metros (siendo $(\pi/4) d^2$ la superficie del émbolo, y πD la circunferencia de la rueda).

La acción motriz de los émbolos sobre las ruedas no es constante a lo largo de una vuelta, pero este hecho no perturba la igualdad del trabajo.

En realidad, no se puede desarrollar totalmente ese esfuerzo de tracción, porque el vapor no actúa nunca a plena presión durante toda la carrera del émbolo, y porque las fricciones son inevitables. No se puede aprovechar sino una fracción del trabajo máximo así calculado, fracción que se suele considerar, a veces, como los dos tercios o 0,65, pero que puede alcanzar 0,85 en el arranque con el cambio de marcha a fondo de carrera⁽¹⁾.

El esfuerzo de tracción, ejercido por las ruedas motrices, sirve no solamente para tirar del tren, sino para hacer avanzar la misma locomotora: el esfuerzo sobre el gancho de tracción de la parte trasera, que registra el dinamómetro, es pues menor.

El esfuerzo de tracción así calculado, no puede desarrollarse durante mucho tiempo, excepto con una velocidad muy baja, ya que la caldera no proporcionaría todo el vapor necesario, mal utilizado cuando trabaja sin expansión.

En las locomotoras compound, el mismo método permite calcular el esfuerzo máximo de tracción, sumando lo que dan los cilindros de alta y de baja presión. Para estos últimos, la presión que debe considerarse es la del depósito intermedio. La presión de escape, en los cilindros a alta presión, es la de la atmósfera, cuando se proveen de un aparato de arranque que les abre un escape directo; si no, es la presión del depósito.

Si la locomotora trabaja en compound, la presión que se establece en el depósito intermedio al comienzo es dada también por la fórmula $(p + 1) v = C$ utilizada anteriormente.

1) Al admitir un espacio muerto del 10% y en base a la regulación obtenida con una distribución Walschaerts normal, se encuentra que, con vapor a 12 kg/cm^2 efectivos, recalentado a 320° , el esfuerzo teórico de tracción, al suponer nulas las influencias de los laminados, contrapresión y del escape anticipado, es, para cada muesca, según el informe siguiente, con el esfuerzo máximo de:

$(p d^2 c/D)$	
90%	0,981
70%	0,917
50%	0,787
30%	0,582
10%	0,257

Aplicada al vapor que pasará sucesivamente de los cilindros AP a los cilindros BP se tendrá:

$$(p + 1) v = (p' + 1) v'$$

De ahí $p' = (p + 1) (v / v') - 1$ donde

v es el volumen de los cilindros AP

p es la presión de admisión

v' es el volumen de los cilindros BP

p' es la presión del tanque intermedio

Si, por ejemplo $p = 20 \text{ kg/cm}^2$, $v' / v = 2,4$.

Se tendrá $p' = (20 + 1) (1 / 2,4) - 1 = 8,75 - 1 = 7,75 \text{ kg/cm}^2$

Para sacar buen resultado de las locomotoras, es importante hacerles arrastrar cargas lo más pesadas posibles: estas cargas dependen, para una locomotora dada, de la velocidad de marcha, pendientes y curvas, por fin del estado atmosférico, que actúa sobre la adherencia, y también sobre las resistencias del tren. Es, en definitiva, la vaporización de la caldera la que impone a la carga un límite inferior al máximo calculado como se ha dicho.

Sin embargo, a baja velocidad, las condiciones de adherencia pueden obligar a reducirlo aún más: esta reducción es incluso a veces necesaria para no sobrecargar los enganches, que no pueden soportar con seguridad sino un esfuerzo limitado a un cierto número de toneladas.

Cuando las pendientes no son largas, el impulso del tren permite cruzarlas más fácilmente. Las curvas generan una resistencia que se puede asimilar a la de una pendiente de una cantidad de milésimas.

En cuanto al efecto, muy variable, de las condiciones atmosféricas, se tiene en cuenta, generalmente, fijando cargas diferentes para el invierno y para el verano, y por reducciones temporales o excepcionales.

Sobre el P.L.M., se había calculado antiguamente, para cada sección, una pendiente ficticia que representaba el efecto de las pendientes reales y de las curvas; la sección se suponía presentar esta cuesta ficticia en alineación recta, sobre toda su longitud. Como los trenes más rápidos pueden utilizar mejor el impulso para superar algunas cuestas, se desprende que la pendiente ficticia tiene un menor valor para estos trenes. Es, por supuesto, diferente para los dos sentidos de circulación.

Se confeccionan tablas, para cada serie de locomotoras, que establecen las cargas que pueden remolcar a distintas velocidades, sobre los distintos perfiles.

58. Regulador. — El mecanismo de toma de vapor de las locomotoras se denomina regulador. El regulador de las máquinas fijas es un aparato diferente, que actúa automáticamente sobre la admisión de vapor, para mantener constante la velocidad de marcha, a pesar de las variaciones del trabajo resistente. Sobre la locomotora, se puede regular el trabajo motriz abriendo más o menos la toma de vapor, lo que justifica el nombre de regulador, pero no es el único mecanismo que produce este efecto.

El regulador consiste a menudo en una plaqueta o corredera de bronce, colocada en la cámara de vapor, que puede abrir o cerrar lumbreras en comunicación con tubos que comunican con las capillas de distribución de los cilindros; la presión del vapor de la caldera presiona esta corredera sobre su espejo.

Cuando el regulador sólo abre una estrecha salida al vapor, se produce un descenso de la presión por efecto del laminado. Se puede reducir este efecto con un regulador de doble corredera (fig. 306): la corredera superior comienza por destapar una pequeña lumbrera perforada en la corredera inferior. Esta disposición permite evitar los movimientos bruscos iniciales y hace más suave la maniobra; en cuanto la pequeña corredera es desplazada, el vapor, penetrando debajo de la corredera grande, reduce, la carga que soporta, y, por lo tanto, la fricción que debe superarse para moverlo. Por el contrario, el regulador es menos simple y menos estanco.

Se obtiene un efecto similar con una corredera única que se desplaza sobre una lumbrera triangular, y dispuesta para que al principio un movimiento bastante grande del puño de maniobra sólo produzca un escaso desplazamiento.

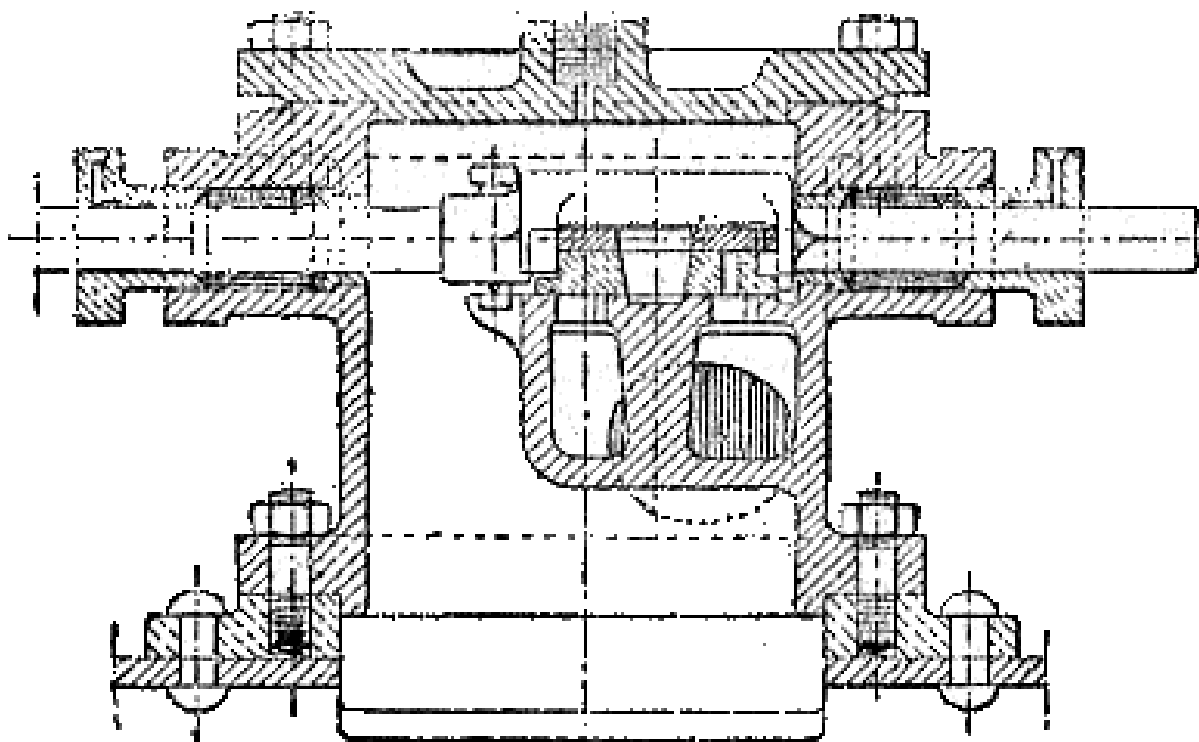


Fig. 306 – Regulador tipo Crampton, de doble corredera, con contravástago

Los reguladores exteriores del tipo Crampton (fig. 306) se veían sobre todo sobre las locomotoras antiguas, montados a menudo junto a la cúpula. El regulador se monta generalmente en la cúpula, y consiste en una corredera sobre un espejo vertical (fig. 307). La corredera debe cerrarse por su propio peso en caso de rotura del vástago de maniobra.

Un vaso con dos grifos permite lubricar el regulador; es necesario utilizarlo con moderación, sobre todo para los reguladores ubicados en la cúpula, debido a la acción molesta del aceite en las calderas.

Los reguladores del tipo Crampton son maniobrados con ayuda de una barra, que atraviesa una guarnición, y que es comandada por una palanca colocada al alcance del maquinista. Si no hubiera contravástago, la presión del vapor se ejercería, sin contrapesarse, sobre una superficie igual a la sección de la barra y tendería a empujarla, abriendo el regulador. Con un diámetro de barra de 36 mm, la sección es de cerca de 10 cm^2 . Una presión de 12 kg/cm^2 produce una fuerza de 120 kg, a la que solamente las fricciones resistirían: el contravástago suprime el empuje del vapor (fig. 306).

La dilatación de la caldera, a la puesta en presión, puede desplazar el regulador comandado por un vástago exterior, que, manteniéndose frío, no se dilata: el efecto es el mismo que si se acortara de algunos milímetros: si la palanca de maniobra está apoyada sobre el tope de su apoyo, la corredera es desplazada como consecuencia de este acortamiento. Las correderas de los reguladores deben tener las dimensiones suficientes para que estos pequeños movimientos no destapen nunca las lumbreras.

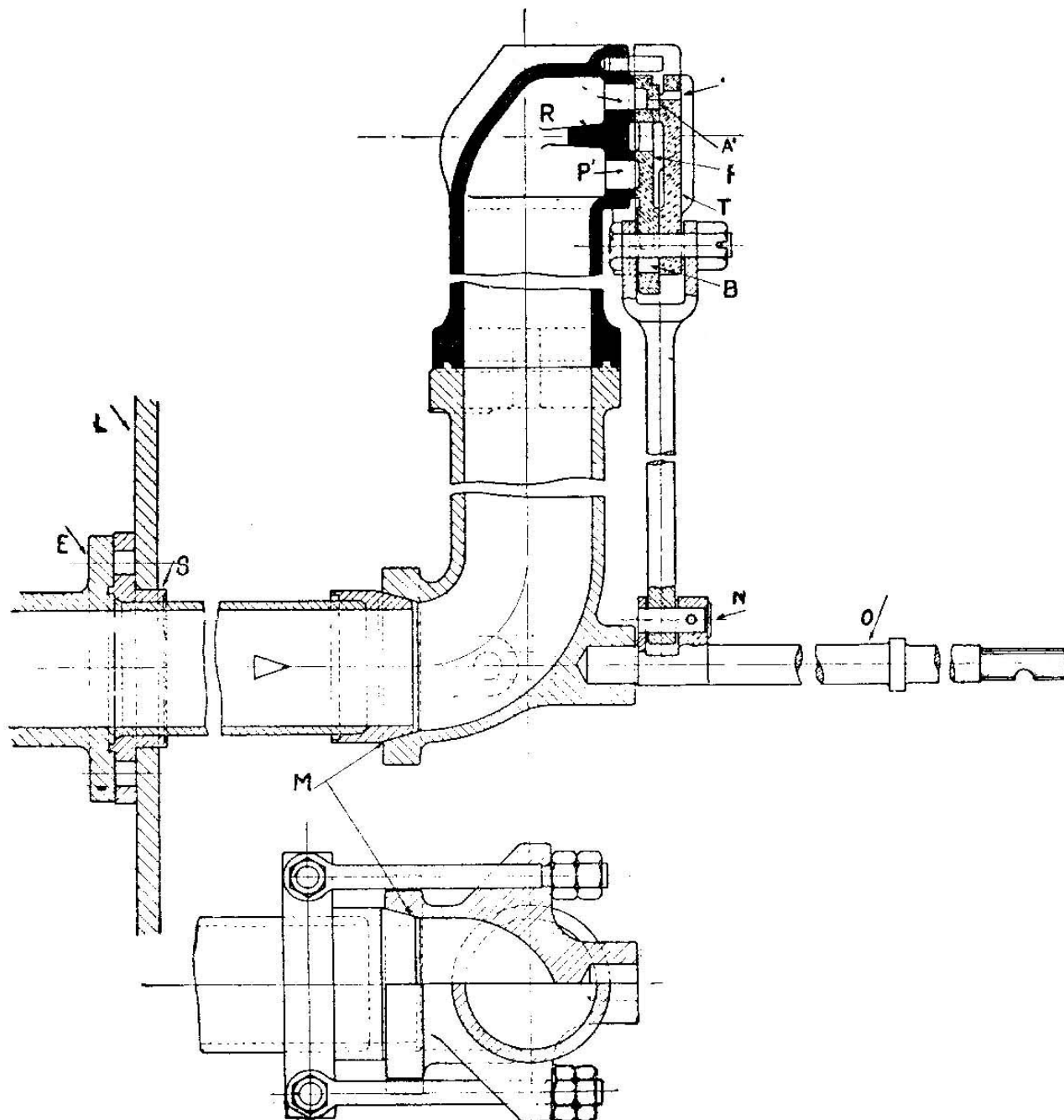


Fig. 307 – Regulador a doble corredera Grideron.

En el regulador de doble corredera, sistema Grideron, en el proceso de apertura, primero se mueve la corredera exterior, abriendo dos pequeñas lumbreras, que comienzan la admisión del vapor. La corredera interior, debido al juego que tiene la biela que la acciona, no se mueve. Habiendo ya presión en la tubería de alimentación, se puede maniobrar fácilmente la segunda corredera, abriendo totalmente el paso del vapor. Esta apertura sucesiva no se produce en el proceso de cierre, por lo que puede dificultarse su maniobra. Para subsanar este inconveniente, Walschaerts desarrolló su regulador de doble corredera (fig. 308), que, por estar accionado por un doble codo y dos bielas, no sólo abre primero la corredera superior, sino que, en el proceso inverso, cierra primero la corredera inferior y por último la superior, con un esfuerzo moderado.

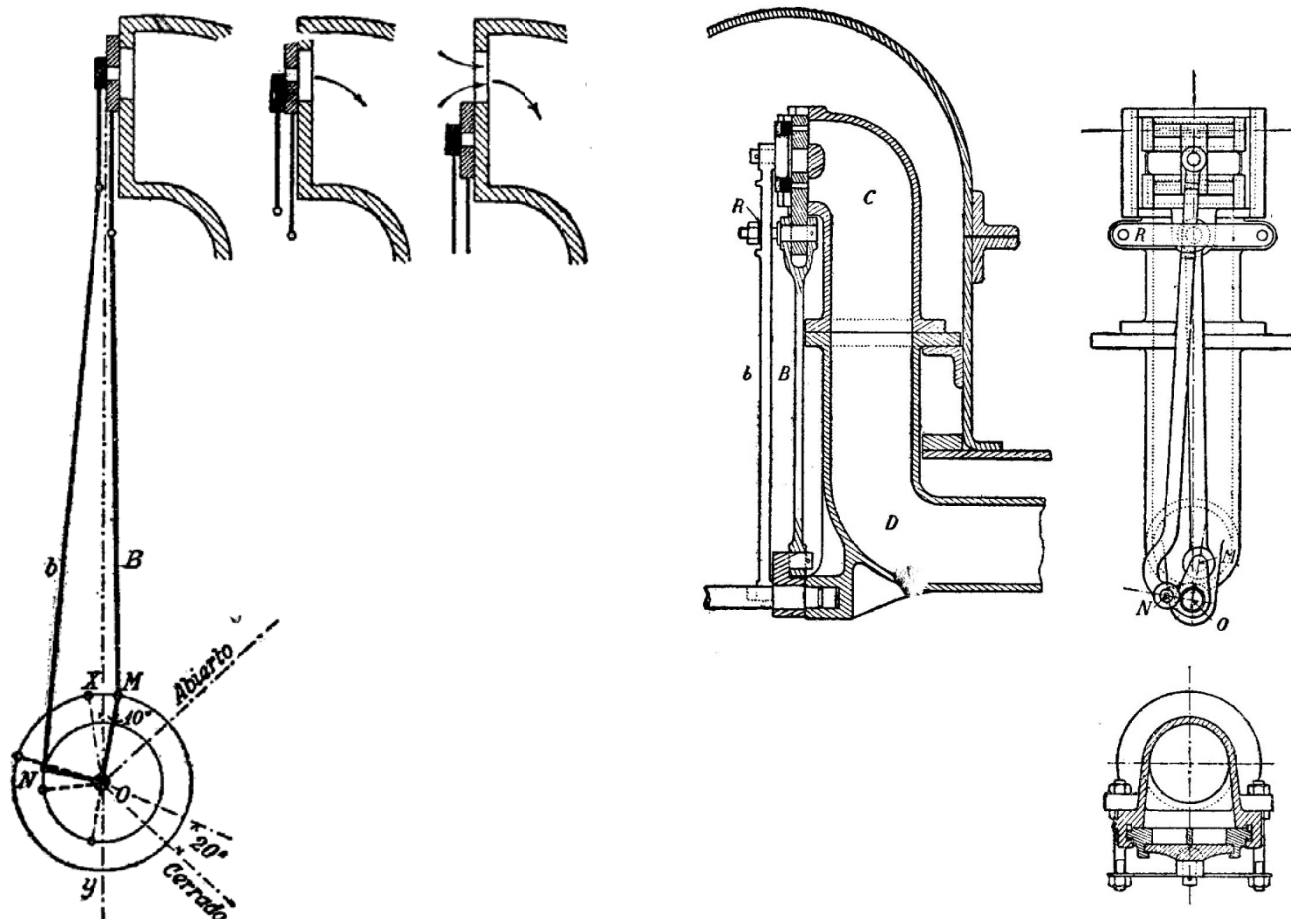


Fig. 308 – Regulador Walschaerts de doble corredera.

El órgano de toma de vapor puede ser una válvula (fig. 309), del tipo de doble asiento, en gran parte equilibrada con relación a la presión del vapor. Las superficies cónicas de cierre pueden ser prolongadas por partes cilíndricas (fig. 309), que siguen cerrando los asientos cuando la válvula sólo se levanta una pequeña cantidad, para reducir la sección abierta al vapor.

El émbolo, en la parte inferior de la válvula, impide al vapor entrar por la parte baja, lo que podría dar lugar a una impulsión de agua.

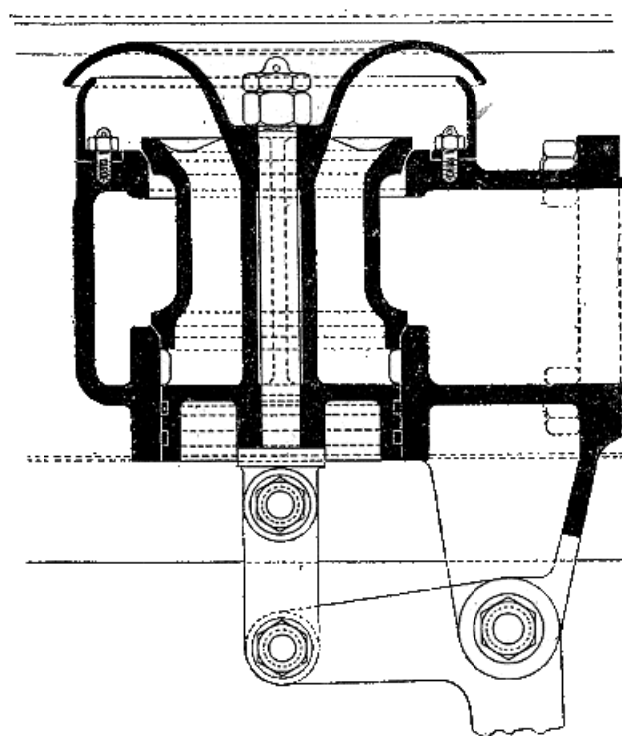


Fig. 309 – Regulador del Est: válvula de doble asiento, con protección superior para evitar la entrada de agua

La figura 310 muestra un regulador modelo americano con válvula piloto utilizado, en particular, sobre las Pacific y las 240 del P.O.

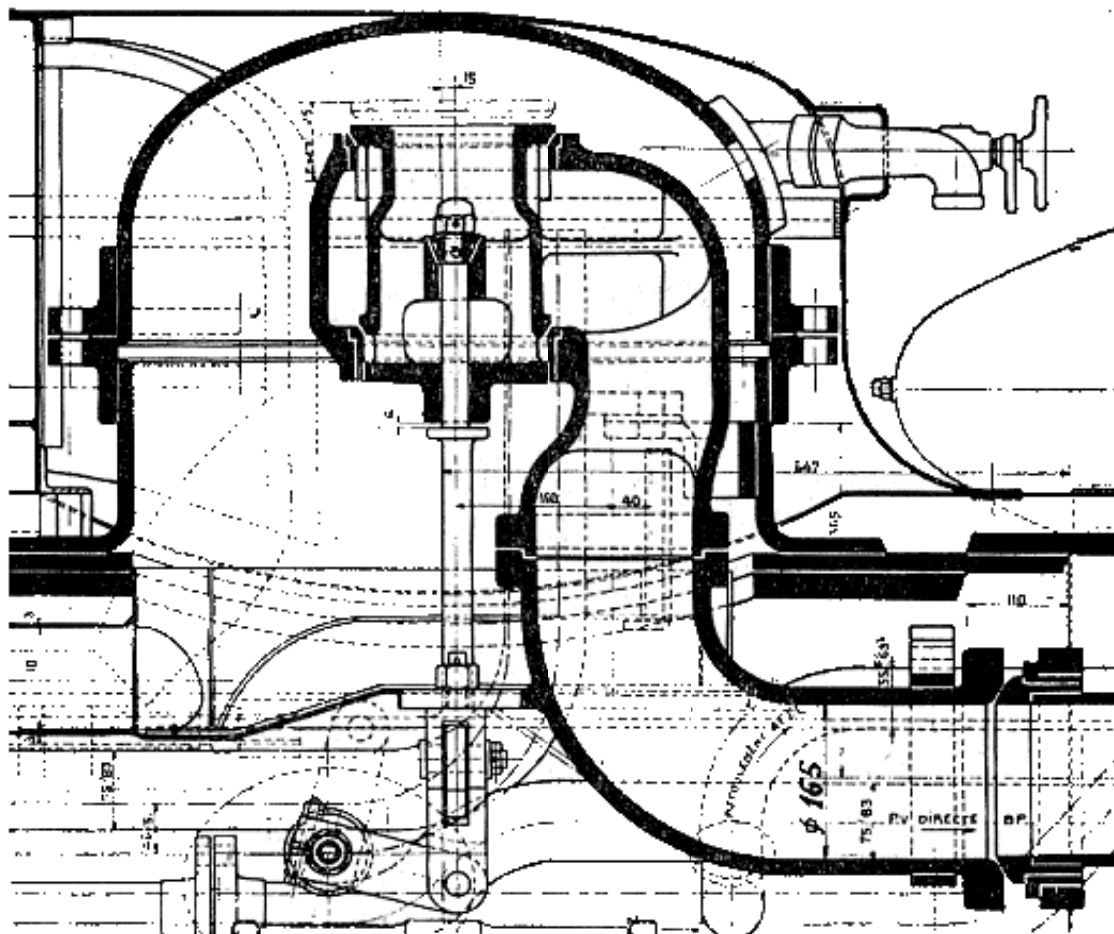


Fig. 310 – Regulador de válvula equilibrada de las locomotoras Pacific transformadas y de las locomotoras 240.700 del P.O. Sección de pasaje: 240 cm².

En las últimas aplicaciones (locomotora 242-A-1 del Oeste (fig. 310) y locomotora 152) se adoptan dos conos con el mismo vértice para el trazado de los dos asientos. De esta forma, la válvula actúa sensiblemente como si los asientos se encontraran colocados sobre esferas concéntricas. El resultado es que la válvula encuentra automáticamente su lugar sobre sus asientos, aunque su eje no sea rigurosamente vertical. Además, esta disposición vuelve insensible el regulador a los fenómenos de dilatación. Si existe, en efecto, una diferencia de temperatura entre la propia válvula y la cabeza del regulador, la estanqueidad se conservan porque los dos asientos de la válvula permanecen en contacto con las superficies cónicas correspondientes de la cabeza del regulador; los ángulos de una figura que se dilata o se contrae permanecen, en efecto, constantes.

Las locomotoras prusianas utilizaron el regulador Schmidt & Wagner (fig. 311), que trabaja según otro principio: la válvula S es de un solo asiento, y abre hacia abajo. Esta válvula S forma una sola pieza con un émbolo que se mueve verticalmente en el cilindro C. La cara inferior de este émbolo se comunica con la cámara de vapor por el espacio anular comprendido entre el vástago t y el cuerpo del regulador. En posición de cerrado el orificio de paso practicado en el centro de la válvula S está cerrado por una válvula auxiliar s, que presenta una parte cónica y una cilíndrica, que tiene un diámetro ligeramente inferior al del agujero donde se mueve: la sección de paso en este lugar es la mitad de la a. La superficie anular superior del émbolo está sometida a la presión del vapor de la cúpula, que ingresa por los canales m. Para abrir el regulador se desplaza el vástago t hacia abajo, la válvula s se abre y el vapor contenido en C se escapa al cuello de cisne, baja la presión en la cámara C y se alimenta de nuevo por el conducto a. Mientras el desplazamiento de s es pequeño, el orificio de derrame que abre es igual a la mitad del que hay en z, y por lo tanto la presión en C tiende a un valor igual a 2/3 de la de caldera.

Como la superficie anular del émbolo es igual a $\frac{2}{3}$ de su superficie total, para pequeñas aberturas de s la válvula S está equilibrada. Cuando el desplazamiento de s es mayor, el orificio de paso de esta válvula crece, y como la abertura de a es constante, la presión en C baja, la válvula S ya no está equilibrada y baja, aumentando el paso del vapor.

Si el vástago t se mantiene en una posición intermedia, el equilibrio tiende a restablecerse, desplazándose la válvula S hacia abajo y cerrando la válvula s . La válvula S sigue los movimientos de la válvula s , impulsada por el vapor, por lo que los esfuerzos necesarios son muy pequeños. El agua condensada vuelve a la caldera por el orificio de purga p .

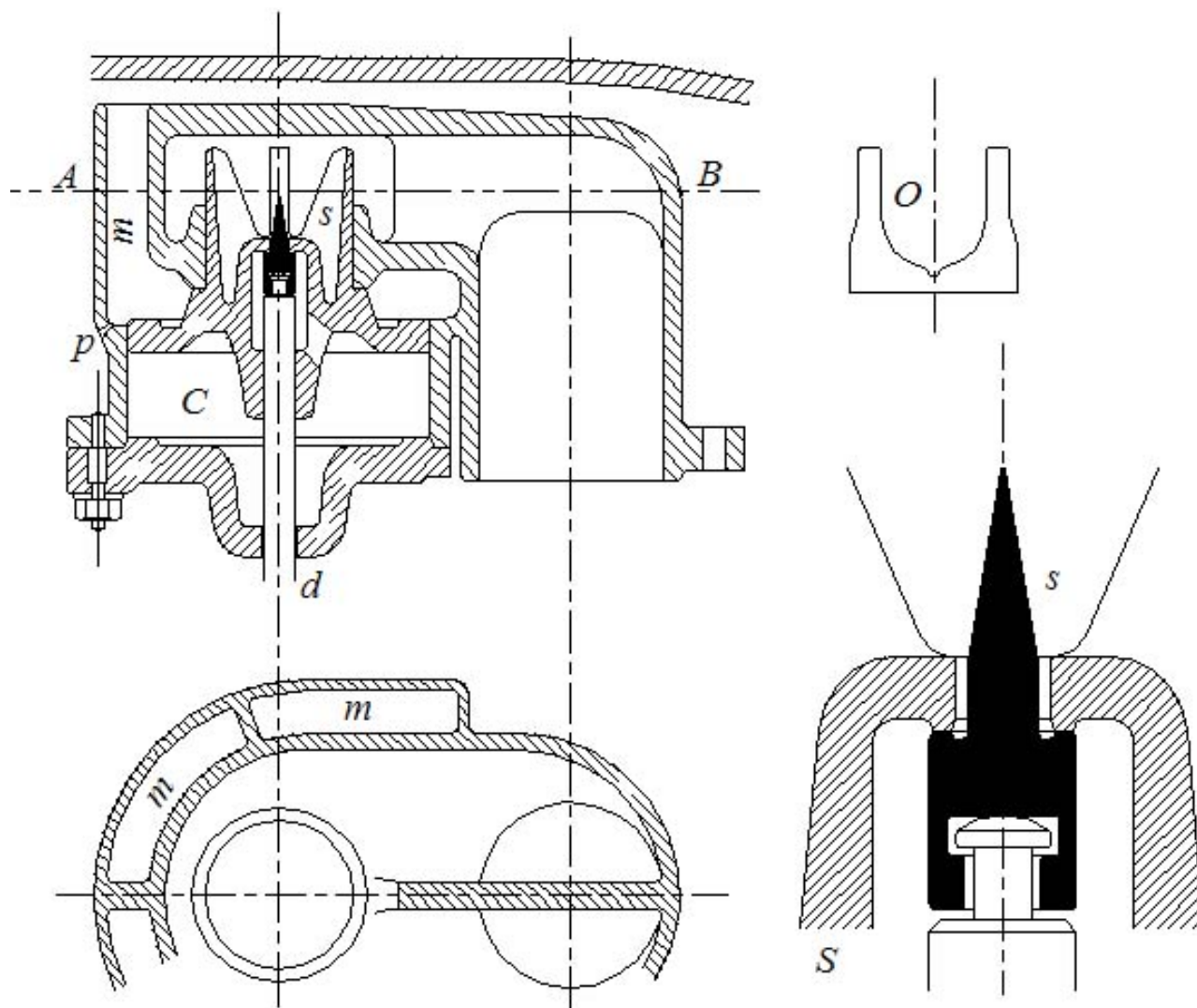


Fig. 311 – Regulador Schmidt & Wagner

Por fin, sobre varias recientes máquinas (S16 y G16 del A.L. 151 del Ferrocarril Suburbano), el regulador del tipo CS de la Compagnie des Surchauffeurs se encuentra colocado en la caja de humo, en un mismo cuerpo con el colector de vapor recalentado. Comprende una serie de válvulas que se levantan sucesivamente cuando se actúa la maniobra del regulador. La figura 312 muestra la disposición así utilizada sobre locomotoras 151-TQ de la S.N.C.F., idéntico al de la 151 del Ferrocarril Suburbano.

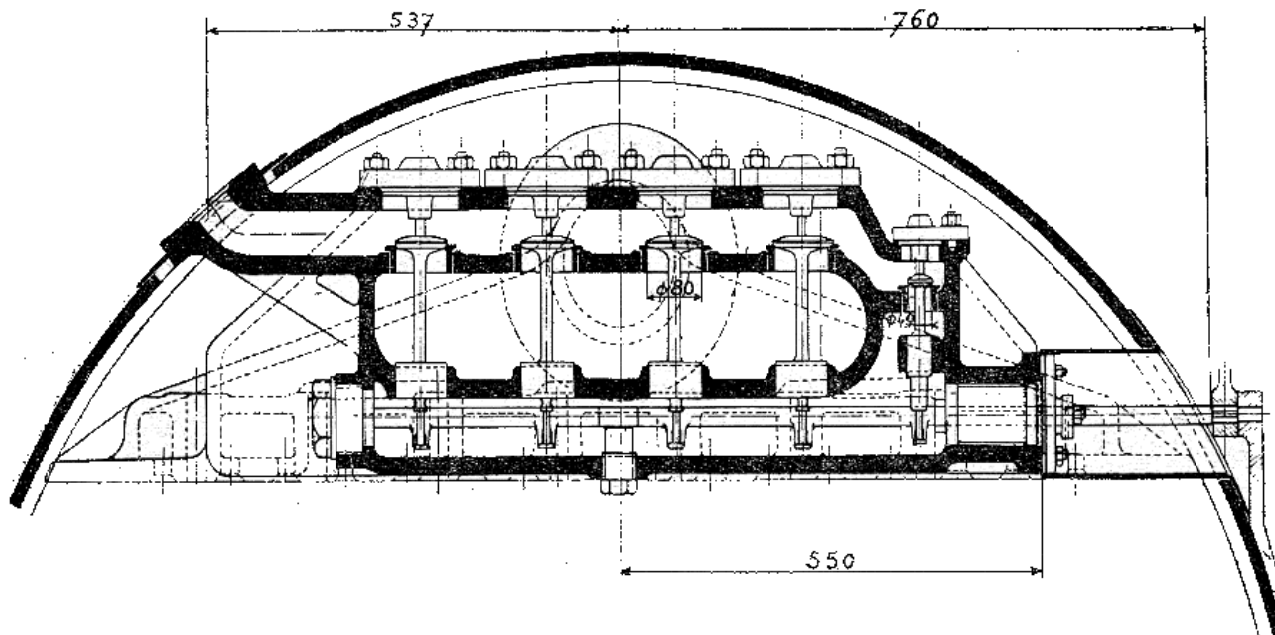


Fig. 312 – Regulador de válvulas múltiples tipo CS de la Compagnie des Surchauffeurs.

Con este sistema, los sistemas auxiliares pueden ser abastecidos con vapor recalentado. Una válvula de cierre reemplaza al regulador habitual en la cúpula, y permite interceptar la salida del vapor en caso de daño a las válvulas múltiples.

El regulador montado en la cúpula es, a menudo, maniobrado por un vástago giratorio colocado en la caldera, que atraviesa mediante una guarnición, la pared posterior de la caja de fuego, y terminado exteriormente con una palanca. Se puede maniobrar también el regulador en la cúpula por medio de una barra horizontal, montado exteriormente sobre la caldera y actuando sobre un balancín de reenvío.

Colocado a medio camino, este reenvío permite eliminar los efectos perjudiciales de la dilatación sobre la barra de maniobra. La figura 313 muestra la disposición que existe sobre la locomotora 242-A-1 del Oeste.

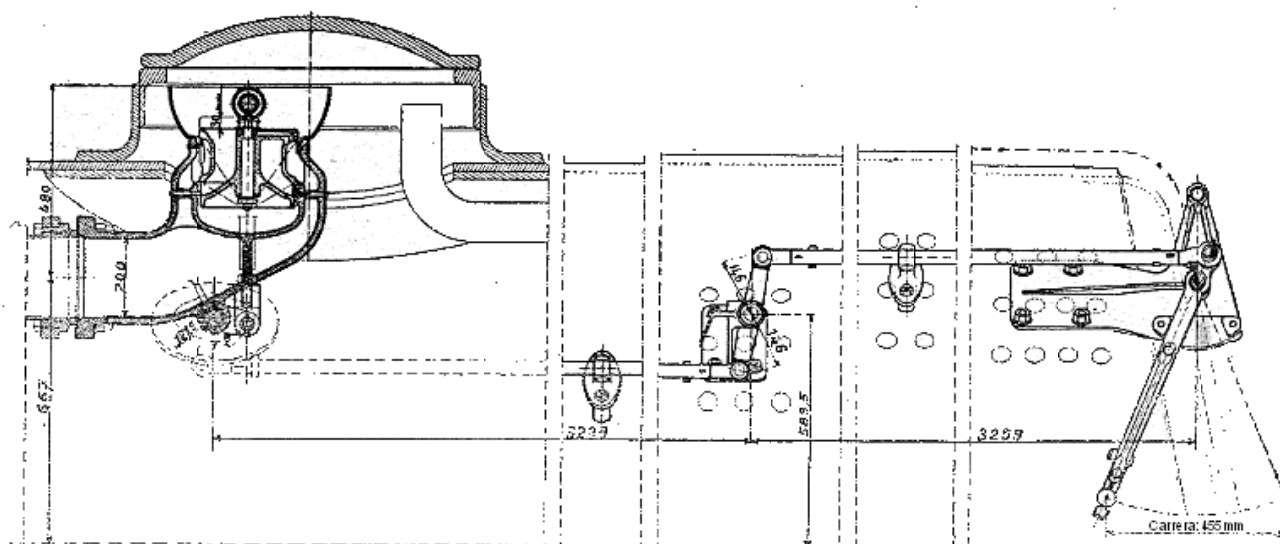


Fig. 313 – Regulador de las locomotoras 242 A. 1 del Ouest con su comando.

En las máquinas 152, se adoptó otra solución (fig. 314) que permite reducir la amplitud del desplazamiento de la palanca del regulador en la cabina. Gracias a dos ojales dispuestos a tal efecto, la palanca de maniobra actúa sucesivamente alrededor de 2 puntos de apoyo diferentes. En el momento de la apertura del regulador, cuando es necesario actuar con el esfuerzo máximo, el eje que da lugar a que el mayor brazo de palanca entre en acción; el otro interviene a continuación. Se suprimió al mismo tiempo el reenvío compensador de dilatación, y se modificaron a tal efecto los dientes del sector de inmovilización del regulador en proximidad de la posición de cierre. Los caños de toma de vapor deben tener una amplia sección; un caño demasiado chico da lugar a caídas de presión exagerados.

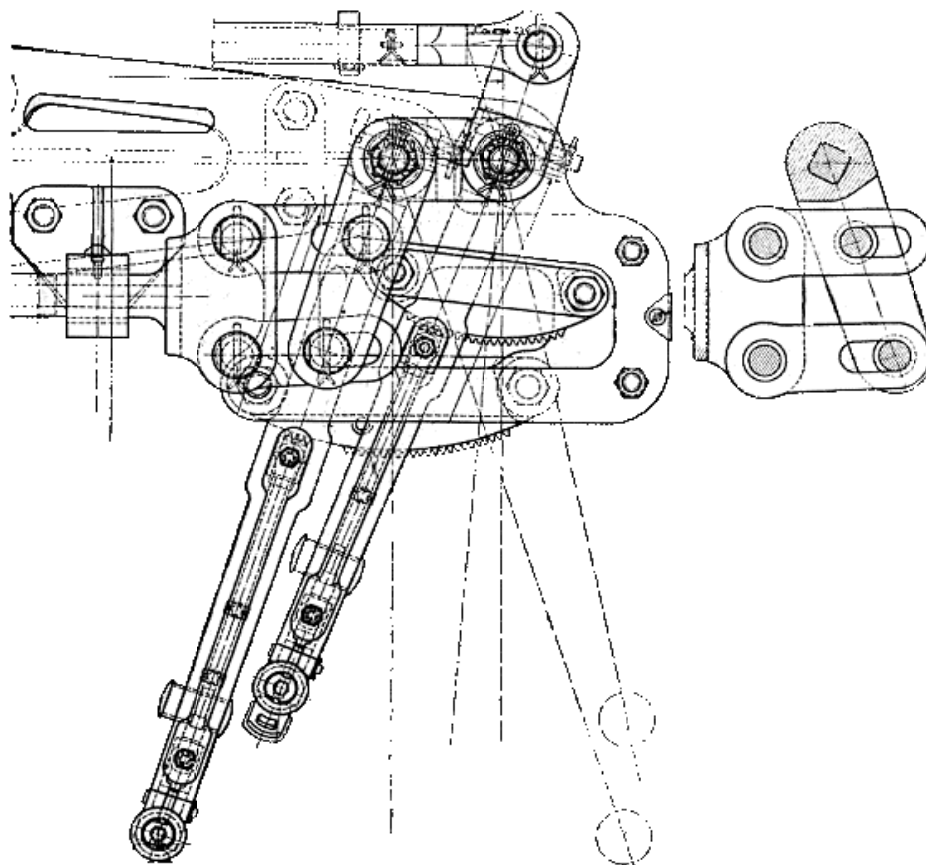


Fig. 314. – Comando de los reguladores AP y BP de las locomotoras tipo 152 de la S.N.C.F.

Las fugas de los reguladores pueden causar una puesta en marcha intempestiva, si no se tomó la precaución de abrir los purgadores durante las paradas.

59. Cilindros. — Los cilindros son fijados a los largueros mediante bulones insertados forzados en agujeros escariados; esta unión debe ser muy sólida. Los cilindros pueden ser exteriores (fig. 315) o colocarse entre de los largueros. Los cilindros interiores se abulonon juntos, o son fundidos en un único block.

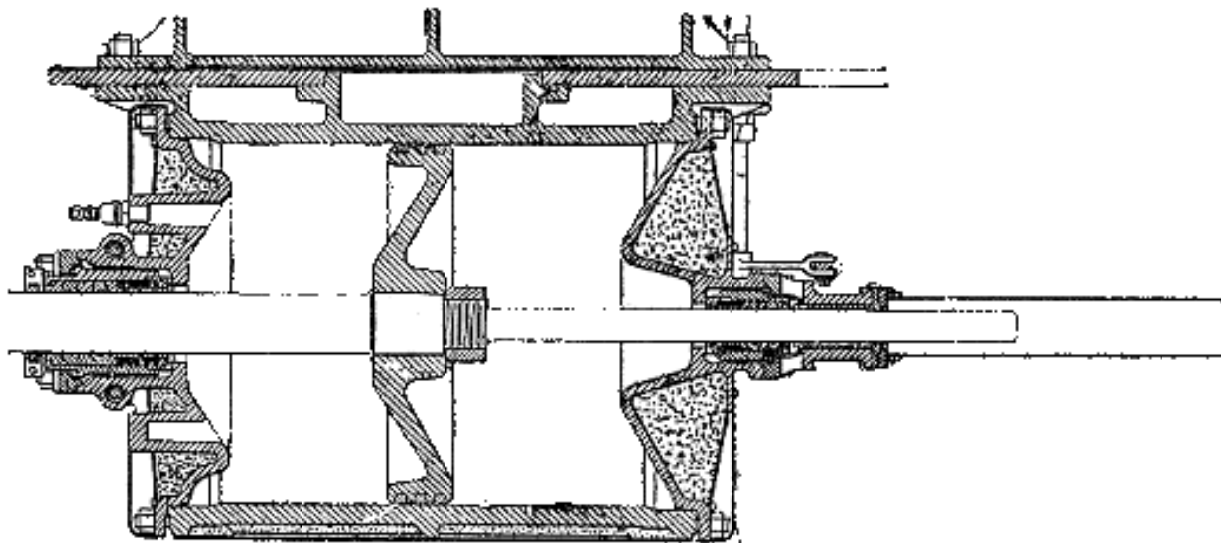


Fig. 315 – Cilindro (exterior); sección horizontal. Émbolo con contravástago.

El eje de los cilindros es, tanto como sea posible, horizontal, pero se acepta cierta inclinación en el caso de los cilindros interiores, cuando hay un eje acoplado delante del eje motriz, y a veces también en el caso de los cilindros exteriores, cuando el lugar no es suficiente entre las ruedas para recibirlos.

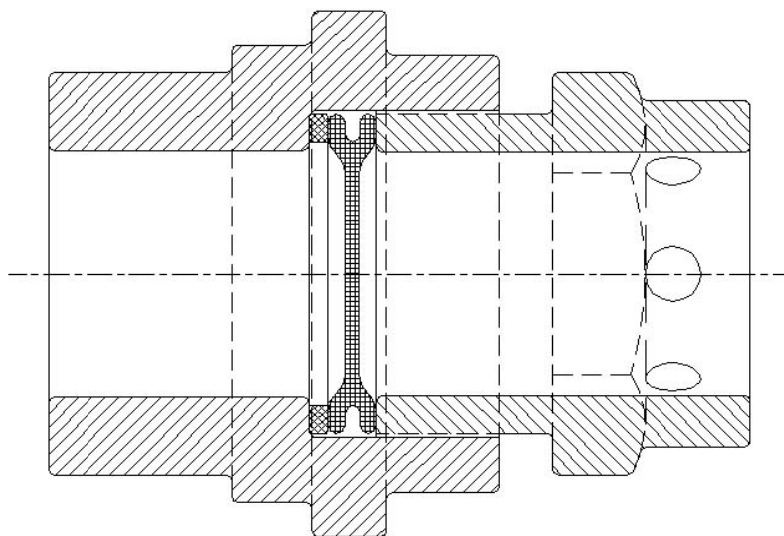


Fig. 316 – Diafragma.

Sobre las tapas de los cilindros suelen montarse diafragmas (fig. 316), que consisten en pequeños tapones cerrados por unas finas membranas de fundición, que, en caso de quedar agua en el cilindro, que puede dar lugar a aumentos desmedidos de presión, se quiebran dando lugar a su salida, y evitando de este modo la rotura de las tapas.

La tapa posterior, sobre la que se montan las resbaladeras, no se desmonta en servicio, pero se retira frecuentemente la tapa anterior, así como la tapa de la capilla de distribución.

Antes de remontar las tapas, se debe garantizar que no hay, en las curvas de las lumbreras, ni trapos, ni ningún objeto que pudiera dañar al cilindro, como tuercas, herramientas, etc.

Las envolturas exteriores de los cilindros deben montarse con cuidado, ya que el enfriamiento, por pérdidas de calor, es extremadamente nocivo. El empleo de materias aislantes entre la fundición y la envoltura de chapa es recomendable (fig. 315); las materias vítreas fibrosas, denominadas algodón mineral o lana de escoria, o los calorífugos base de magnesio, convienen para este uso, porque el calor no los altera. Es necesario que se instalen llenando bien los vacíos, sin comprimirlas demasiado. Las mismas sustancias sirven para los tubos de vapor. El Est preconiza una mezcla de 85 partes, en peso, de carbonato de magnesio y de 15 partes de amianto.

El método Spray, ya indicado para las calderas, se utiliza también, sobre las locomotoras modernas, para las envolturas de cilindros y los tubos de toma de vapor. Es necesario, no obstante, utilizar, para los tubos de admisión, dentro de los que circula vapor fuertemente recalentado, un producto especial que considera las altas temperaturas para mantener las fibras de amianto adheridas sobre las chapas.

Las correderas ocupan distintas posiciones sobre los cilindros. Esta posición depende, en primer lugar, del sitio disponible para colocar las capillas de distribución, que contienen a las correderas; luego conviene que el mecanismo de distribución las accione fácilmente; por último las correderas y espejos deben ser fácilmente accesibles. Cuando los cilindros son exteriores, las capillas de distribución se colocan a veces dentro de los largueros, donde el lugar no falta, y los espejos de las lumbreras son verticales: no se dificulta demasiado la inspección, pero es más fácil cuando la corredera está sobre cilindro, con espejos horizontales o inclinados.

Con cilindros interiores, las correderas a menudo se ubican entre los cilindros, con espejos verticales; pero el lugar disponible entre los cilindros no es ya suficiente, cuanto su diámetro se aumenta. Los espejos están entonces en parte o por debajo de los cilindros interiores, o se colocan lateralmente las correderas sobre espejos oblicuos.

En las construcciones recientes, los cilindros tienen, en vez de correderas planas, alojamientos para correderas cilíndricas.

El émbolo, al final de su carrera, no toca la tapa del cilindro, sino que deja un determinado espacio; además la lumbrera de admisión, hasta el espejo, está en comunicación constante con el cilindro; la capacidad total así formada se llama espacio libre del cilindro; hay dos espacios libres en cada cilindro, uno en cada extremo. Este espacio libre es a menudo denominado *espacio nocivo*.

En un cilindro de 450 mm de diámetro con una carrera de 650 mm., cada uno de estos dos espacios tiene una capacidad de 1 dm³ aproximadamente; sin espacios libres, la capacidad del cilindro, tomada del lugar ocupado por el émbolo, sería de 103 dm³; cada espacio libre es pues alrededor de un quinceavo de este volumen. Es malo exagerar el espesor de la junta de la tapa del cilindro, porque se aumenta así el espacio libre, y, por lo tanto, el consumo de vapor. No obstante, sobre las locomotoras compound, a menudo se han aumentado los espacios libres, en particular, montando émbolos fundidos en cilindros de tapas planas, con el fin de evitar compresiones excesivas.

Se puede estimar la distancia del émbolo a las tapas por la posición del vástago del émbolo respecto a las marcas grabadas sobre una de las resbaladeras.

60. Émbolos. — El émbolo (fig. 317) debe deslizarse libremente en el cilindro sin permitir fugas de vapor. Su diámetro es inferior en 4 mm, aproximadamente, al del cilindro.

El segmento o aro⁽¹⁾ de émbolo (fig. 318) o anillo elástico, en fundición, con un ancho medio de 20 a 30 mm y un espesor de 12 a 15 mm se tornean primeramente a un diámetro que sobrepasa en 1 cm al del cilindro, luego se cortan y se retira una sección de 7/100 del diámetro del cilindro, sin superar 40 mm.

1. La palabra segmento dicha propiamente, designa una porción de círculo y se utilizaba para las primeras guarniciones metálicas de émbolo, compuestas de una serie de partes que merecían bien este nombre. Se lo conservó hasta hoy, cuando se hace uso de anillos de una única pieza.

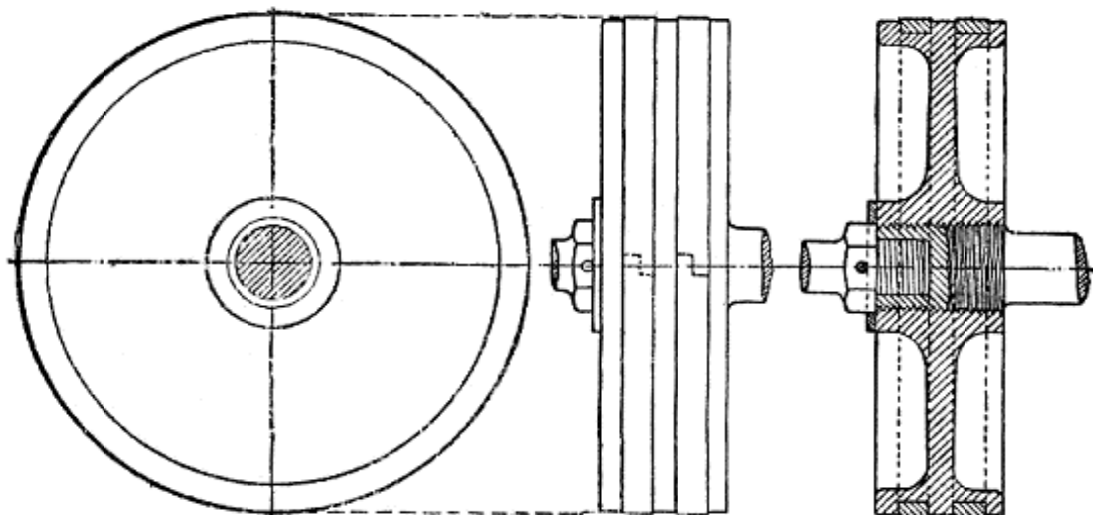


Fig. 317 – Émbolo de locomotora, con contravástago y dos aros con juntas en Z, montados en dos ranuras separadas.

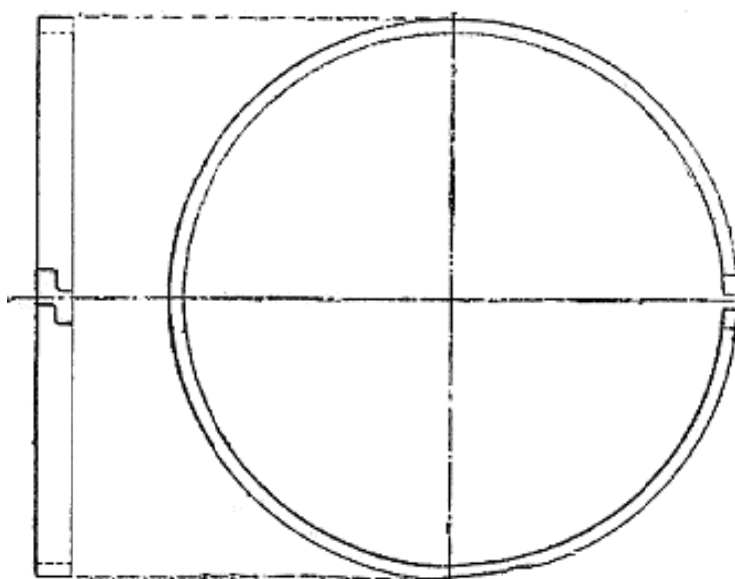


Fig. 318 – Aro o segmento de émbolo.

Se lo tornea entonces exactamente al diámetro del cilindro, luego de haberlo cerrado, interponiendo entre sus extremos un calzo de 1 mm., para que siga habiendo juego ellos, a fin de que, por dilatación, no se corra el riesgo de engrane.

La junta quebrada (en Z) de las figuras 317 y 318 abre un menor paso al vapor que la junta recta, pero es más frágil.

Los aros nuevos deben permitir el desplazamiento del émbolo a mano sin demasiado esfuerzo.

Con el vapor recalentado, se utilizaban anteriormente tres aros más angostos (fig. 319 y 320). Se mecanizaba una garganta sobre la superficie exterior de los dos segmentos extremos, que por otro lado se taladraban con pequeños agujeros, para que el aro no tienda a volverse a cerrar en el momento en que comienza la admisión de vapor (en el momento que el segmento sobrepasa el borde de la lumbrera en el cilindro).

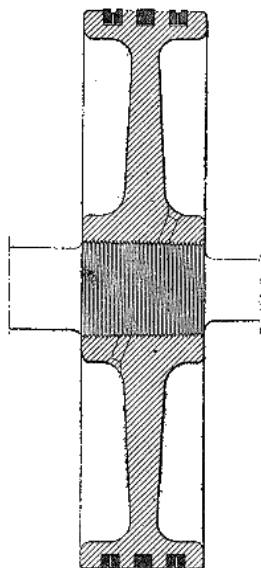


Fig. 319 – Émbolo del Est para vapor recalentado

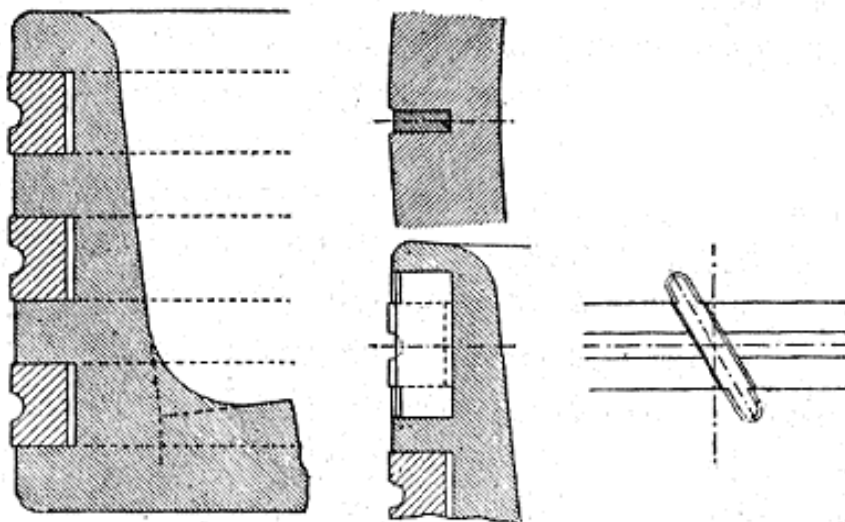


Fig. 320 – Émbolo del Midi para vapor recalentado. Detalle de los aros. Las trabas se oponen al desplazamiento de los aros por rotación

A medida que el exterior del segmento y el cilindro se utilizan, el segmento se abre cada vez más, y presiona cada vez menos sobre las paredes; es conveniente su reemplazo cuando la luz entre sus extremos sea de 10 mm. El contacto, que debe ser firme, no es solamente el del aro contra el cilindro sobre el cual frota, sino también el de la superficie lateral del mismo contra la correspondiente de la ranura del émbolo. El cambio de sentido continuo de la presión del vapor desplaza el segmento en la garganta, y produce el desgaste lateral.

En estado nuevo, el aro, presentado en el exterior de su garganta, debe penetrar sin juego. Es por este juego, en efecto, que el vapor penetra bajo los segmentos y los presiona con fuerza contra las paredes del cilindro. La presión que resulta es muy superior a la que se debe sólo a la elasticidad propia de los segmentos, y es, en realidad, la causa determinante de su desgaste. Este último es tanto mayor cuanto mayor sea presión utilizada.

Para limitar este desgaste, los segmentos deben fabricarse en fundición de excelente calidad y, contrariamente a una opinión corriente, no deben ser menos duros que las paredes del cilindro. Los segmentos entran sucesivamente en contacto con toda la superficie del cilindro. Se someten pues a condiciones de desgaste infinitamente más severas que este último. En el Ferrocarril de Orleans, la composición de los segmentos en fundición era la siguiente: un 92,8% de hierro, 3% de carbono, un 2% de silicio, un 1% de manganeso, un 0,2% de azufre 1% de fósforo.

Para las locomotoras con altos índices de recalentamiento, se intenta buscar fundiciones aún más resistentes que presentan, en particular, una estructura perlítica. La perlita (15% de cementita o carburo de hierro, 85% de ferrita o hierro puro) es uno de los constituyentes estructurales del acero.

Tales fundiciones, que presentan un módulo de elasticidad⁽¹⁾ de 12.000 a 14.000 kg/mm² en vez de aproximadamente 10.000 para las fundiciones ordinarias, permitieron, sobre las locomotoras Pacific con alto recalentamiento (400°) serie 231700 del P. O., asegurar, con aceites convenientes, recorridos de 50.000 km antes de alcanzar luces de 10 mm en los cilindros AP (diámetro 420 mm.) y de 3 mm en los cilindros BP (diámetro 640 mm.). Los ensayos efectuados sobre una misma locomotora (N° 3718) luego de 8.676 y 67.834 km de recorrido, respectivamente, con los cortes indicados arriba, mostraron que los consumos de agua y carbón por CV/h desarrollado al gancho del tender, habían seguido siendo los mismos, que las fugas a través de los segmentos se habían duplicado sensiblemente, pero las fugas hacia las válvulas de distribución no habían cambiado. En la actualidad, se utilizan fundiciones nodulares.

1. Se llama módulo de elasticidad al esfuerzo, en kg, que sería necesario para duplicar la longitud de una barra que tiene una sección de 1 mm², suponiendo que pueda sufrir esta prolongación sin romperse, lo que no es por otra parte el caso en la práctica.

Motor

La rotación de los segmentos en sus gargantas es impedida por una traba, que está constituida generalmente por un pasador atornillado en el fondo de la garganta y clavado del otro lado de la corona. Las trabas de segmentos de un mismo émbolo se colocan de tal manera que los cortes estén alternados y se encuentren ubicados del lado opuesto a las lumbreras de admisión. Los cortes rectos, que dejan al aro entero en sus extremos, son los empleados.

Una evolución importante se produjo en lo que se refiere al ancho de los segmentos. Antes, éstos eran anchos, e incluso unidos de a dos en dos ranuras adyacentes. En la actualidad, se abandona completamente esta disposición y, sobre las recientes locomotoras alemanas, se ha reducido el ancho de los segmentos a 6 u 8 mm., lo que da excelentes resultados.

La figura 321 da un ejemplo de tal aplicación a la locomotora 242 A1 del Ouest

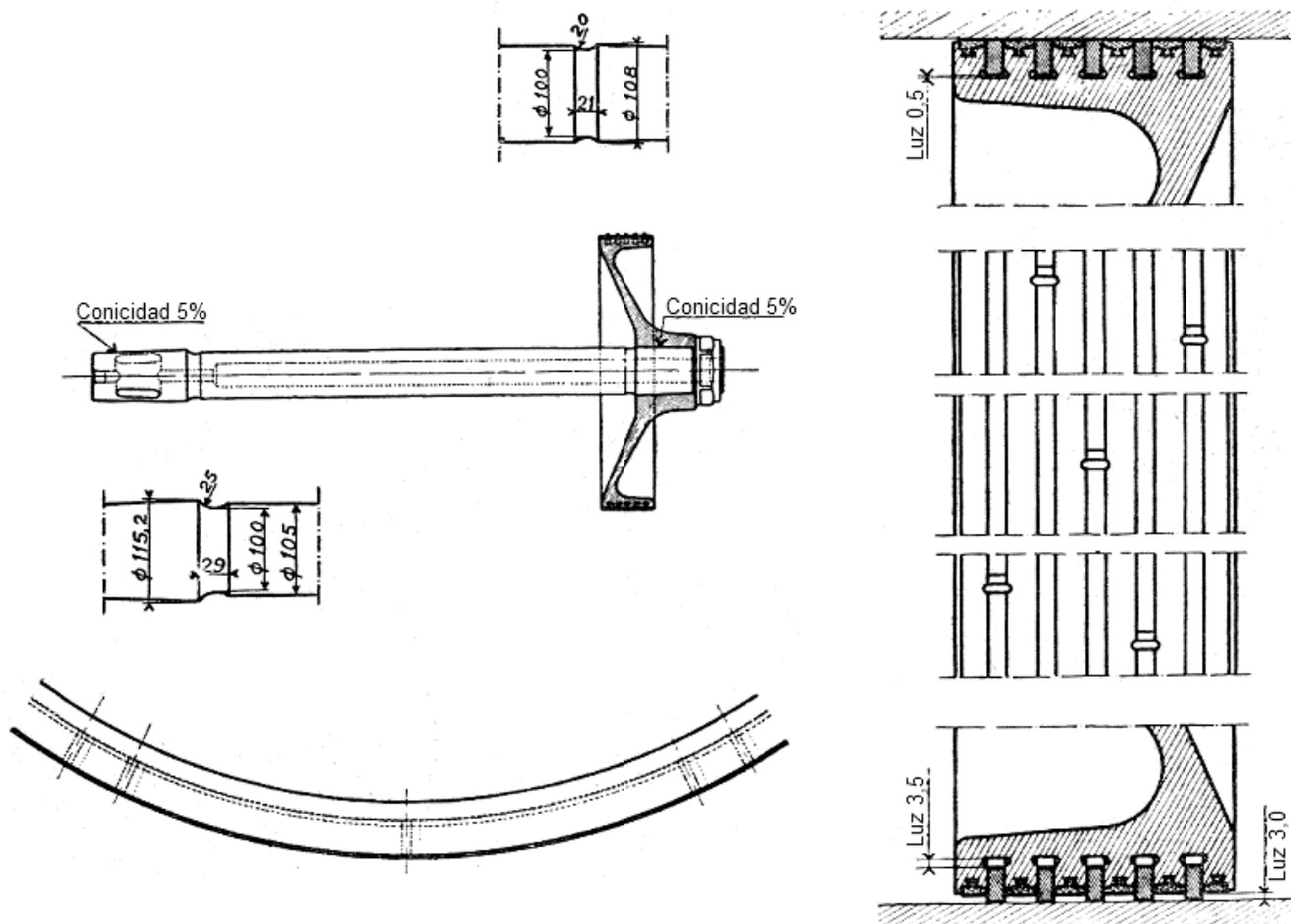


Fig. 321 – Émbolo sin contravástago con aros angostos (8mm) de la locomotora 242 A 1 del Ouest.

Desde hace algún tiempo, se generalizó en los Estados Unidos un segmento constituido por una serie de sectores apoyados contra las paredes del cilindro por un anillo de acero que actúa como resorte. La figura 322 muestra tal disposición ensayada con éxito sobre las locomotoras 240 P del Sureste y que se seleccionó para las locomotoras futuras de la S. N. C. F.

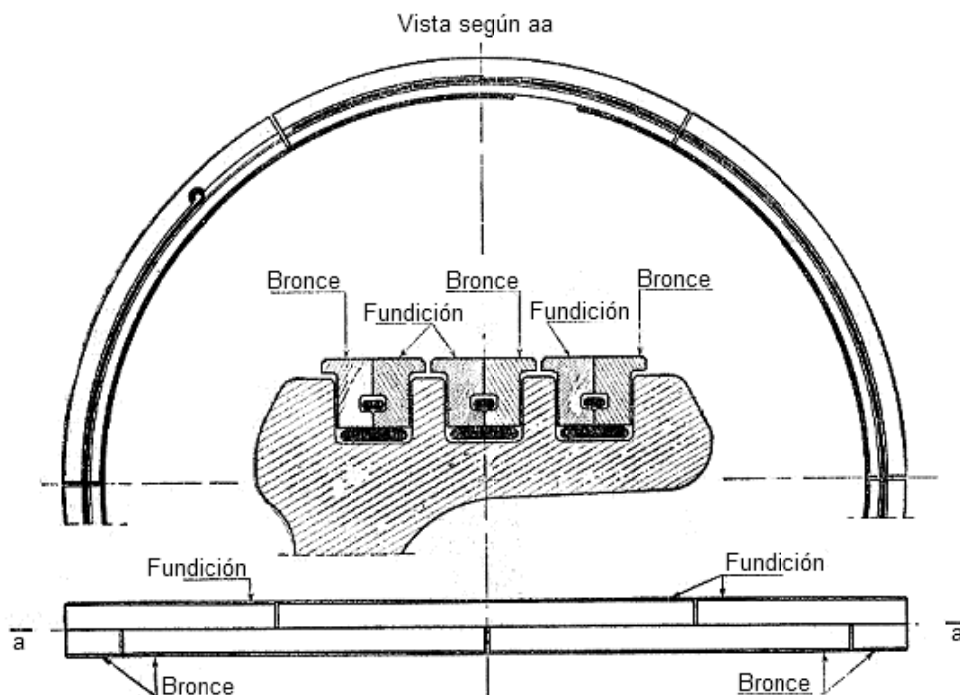


Fig. 322 – Segmentos tipo americano de la Koopers & Co,

Una guarnición completa está constituida por coronas en las cuales los segmentos son de diferente metal, siendo unos de fundición especial al níquel/cromo, y los otros de bronce al níquel. Estas coronas frotan pues ambas contra las paredes del cilindro; la experiencia puso de manifiesto que se obtenía así un excelente pulido de las superficies y que se podían efectuar recorridos de 100.000 km con un mismo juego de segmentos. Las coronas en bronce deben preferiblemente montarse hacia afuera.

En caso de rotura de los segmentos, no solamente se producen fugas de vapor de un lado del émbolo al otro, sino que pueden rayar al cilindro; los fragmentos corren el riesgo de destruir los espejos, dejando su alojamiento.

Al émbolo fundido de simple pared (fig. 319), algunos fabricantes prefieren el émbolo hueco de doble pared, limitado por dos superficies planas; las tapas de cilindro son, entonces, más simples, puesto que tienen igualmente una cara plana y no acompañan ya al perfil cóncavo del émbolo

El émbolo debe fijarse sólidamente sobre el vástago: un émbolo de 500 mm de diámetro, sujeto a una presión efectiva de 12 kg/cm^2 , transmite una fuerza de 23.500 kg; los dos émbolos, si se ubicaran como gatos, podrían a veces levantar su locomotora.

Se utilizan distintas soluciones para alcanzar este objetivo.

El vástago, que lleva un roscado cónico (conicidad 3,33% en el P.O., un 3,63% en el Est, un 4% en el Nord) se atornilla a tope y luego se enchaveta (fig. 319).

O lleva un cono liso (conicidad 4,17% en el P.L.M., 5% sobre las 241 A1 del Ouest (fig. 321) y se fija en caliente, con una sujeción de 6 a 6,5/1000 en el P.L.M. Una tuerca de seguridad, retenida por remachado de la extremidad de los filetes o por puntos de soldadura, completa el montaje.

En otra solución, la parte cilíndrica se fija en caliente (A.L.) o en la prensa (Reichsbahn). En este último caso, el esfuerzo de calado debe alcanzar 35 t. El vástago lleva además, del lado trasero, un cuello que determina la posición exacta del émbolo sobre el mismo. Al frente se encuentra una tuerca de seguridad retenida por la extremidad del roscado del vástago que se rebate y se remacha sobre él.

Para reducir los riesgos de roturas de los vástagos de los émbolos que pueden producirse al ras del disco o el cono de clavado, se les proporciona, sobre las locomotoras recientes (fig. 321), de gargantas. Dichas gargantas de descarga, que reducen el diámetro del vástago y que evitan la concentración de tensiones en los extremos de los ajustes a presión o partes clavadas, dan al vástago una elasticidad local mayor. El uso de los contravástagos, que se ha vuelto muy general, en particular, sobre las locomotoras con recalentador, tiende hoy a mostrar una cierta regresión. Para ser eficaces, los contravástagos deben presentar, en efecto, un diámetro considerable (90 a 100 mm.) y una alineación perfecta, y exigen un montaje preciso del émbolo en el cilindro, para evitar la fatiga en los apoyos del contravástago, en particular para seguir al vástago en su flexión bajo el peso del émbolo. La figura 323 muestra así la última disposición puesta a punto por el Reichsbahn y que se aplicó a las locomotoras 141 P de la S. N. C. F.

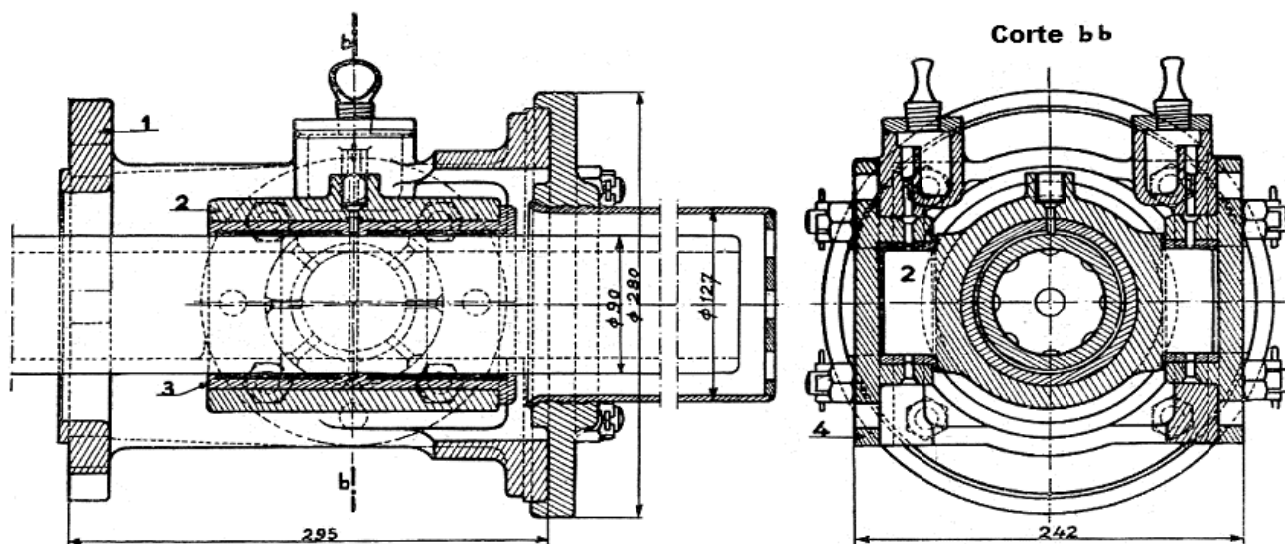


Fig. 323 – Soporte de contravástago giratorio tipo Reichsbahn de las locomotoras 141 P de la S.N.C.F.

El émbolo sin contravástago es, sin embargo, mucho más simple y da resultados satisfactorios con los segmentos americanos, tanto en los cilindros AP como en los cilindros BP de las locomotoras 240-P, por eso se piensa generalizarlo en las locomotoras de construcción futura. También hay que destacar que los constructores americanos no han utilizado contravástagos, incluso con diámetros de cilindros muy grandes (hasta 4', 1,22 metros, en los cilindros de BP de las locomotoras Mallet del Virginian RR).

61. Lubricación de distribuidores y cilindros. — Aunque el agua, arrastrada por el vapor o procedente de condensaciones en el cilindro, reduzca la fricción del émbolo y la corredera, el engrase de estos dos órganos es necesario, no sólo para la marcha con regulador cerrado, sino que es útil incluso cuando el vapor se admite a los cilindros. Con la utilización de vapor recalentado, no hay más agua en el cilindro. Es común, en libros antiguos, encontrar escrito lubricar, con todos sus derivados: lubricador, lubricación, etc.

Los aparatos engrasadores se agrupan en cuatro categorías:

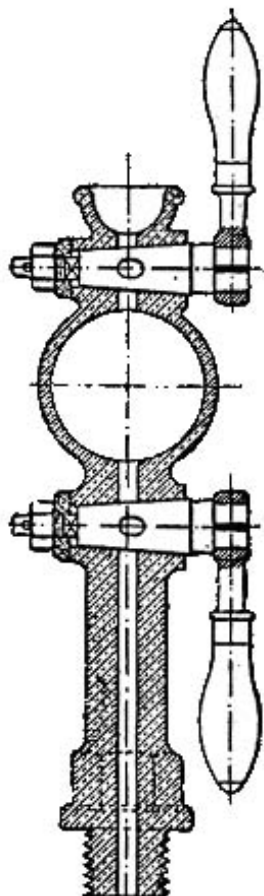


Fig. 324

1° Los engrasadores de dos robinetes (fig. 324), ubicados directamente sobre el cilindro o sobre la capilla de distribución, permiten lubricar en las paradas, disposición abandonada para las locomotoras.

2° Engrasadores similares, colocados en la parte posterior de la locomotora, son conectados por tubos a los cilindros, que se lubrican por aspiración en los cilindros cuando el regulador es cerrado; con este aparato, el engrase es aún intermitente: exige el cierre del regulador; por fin los tubos se tapan bastante a menudo, sobre todo en tiempo de helada. La cabina recibe proyecciones de aceite cuando se olvida volver a cerrar el grifo de uno de estos engrasadores. Esta disposición también ha sido abandonada.

3° Los engrasadores a condensación: constan de un depósito de aceite, en el que se acumula poco a poco agua procedente de la condensación del vapor: el aceite, más liviano, es desplazado progresivamente por el agua y arrastrado sobre las partes que deben lubricarse. Por ejemplo, en el engrasador Nathan Friedmann (fig. 325), el vapor, proveniente de la caldera, se condensa en una cámara de condensación; de ahí el agua pasa al depósito de aceite, cuando el tomavapor está abierto. El aceite, desplazado por el agua, desciende al punzón de regulación visible, de ahí sube por un tubo de vidrio constantemente lleno de agua porque comunica por un tubo especial con la parte superior de la cámara de condensación. El aceite sale a continuación, mezclado con el vapor que lo arrastra a través de un orificio de aproximadamente 1,5 mm de diámetro, por un tubo que llega al órgano que debe lubricar, cilindro o distribuidor.

Se puede regular el consumo de aceite mediante el punzón de regulación. En caso de rotura del tubo de vidrio, se cierra este punzón, así como una válvula colocada sobre el tubo. La apertura de un grifo especial permite entonces proseguir el envío de aceite, tomado de la parte superior del depósito, pero la regulación no es ya visible. Un grifo de purga permite el drenaje del agua condensada para llenar de nuevo el aparato de aceite.

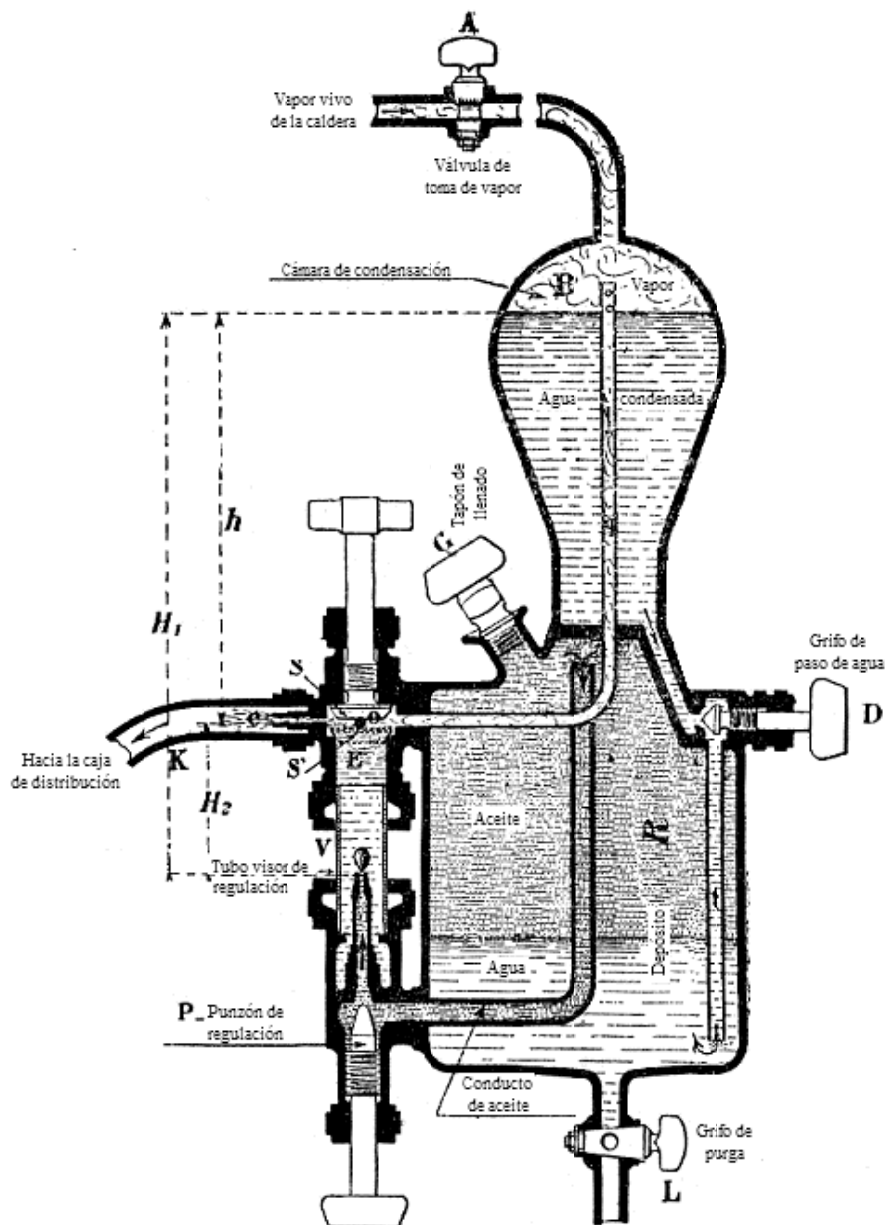


Fig. 325 – Esquema del engrasador de condensación Nathan Friedmann. El aceite es desplazado por el agua de condensación, y atraviesa el tubo de vidrio de regulación visible que el tubo q mantiene lleno de agua. Ese mismo tubo lleva la mezcla de agua y vapor que arrastran al aceite por el pequeño orificio c hacia el tubo de engrase K. La válvula S se cierra en caso de rotura del tubo de vidrio.

Del mismo depósito pueden salir dos o más tubos separados de engrase, provistos cada uno de su punzón de regulación visible y su tubo de vidrio, por ejemplo, para lubricar las cuatro capillas de distribución de una locomotora compound. Es común que posean una salida más, destinada a lubricar el compresor de aire del freno Westinghouse.

El engrasador a condensación y el distribuidor de varias salidas pueden formar dos partes distintas (fig. 326 y 327). El vapor llega por A, sobre el tanque de aceite, básicamente del cual el agua de condensación descende por un tubo lateral y desplaza el aceite, que se escapa por C. En B (fig. 326) hay una salida de vapor que se lleva a B (fig. 327) en el distribuidor, para la impulsión del aceite hasta las piezas que deben lubricarse. El aceite llega por C al distribuidor, y pasa por los distintos punzones a gotas visibles.

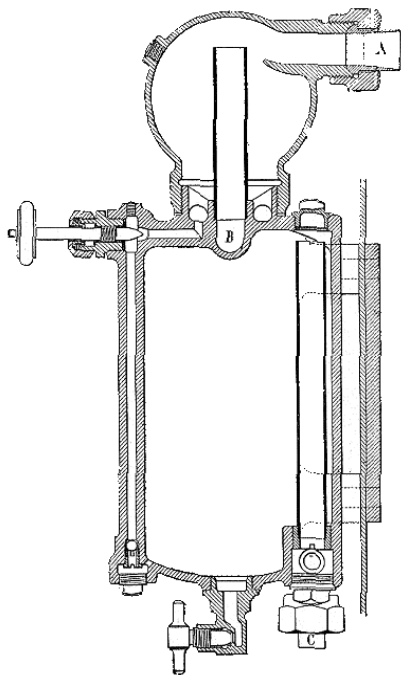


Fig. 326 – Depósito de aceite, a condensación, de las locomotoras del P.L.M.

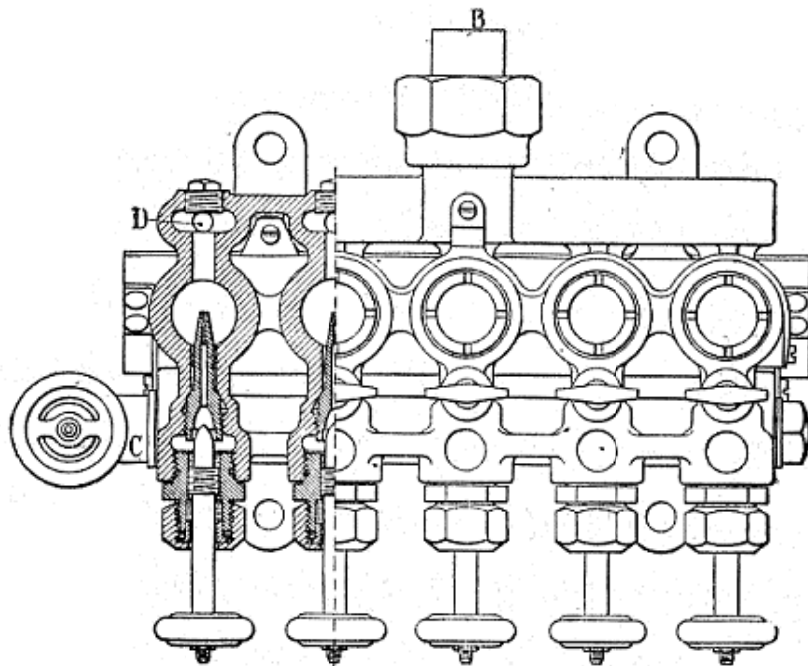


Fig. 327 – Distribuidor de salidas múltiples, recibe del depósito vapor por B y aceite por C, y los envía por D

El funcionamiento, de estos aparatos suponía, no obstante, que existiera una determinada diferencia de presión entre la caldera y los cilindros, puesto que era bajo la acción de la presión de la caldera que el aceite se encontraba impulsado hasta los puntos a lubricar. En la marcha con grandes aperturas del regulador, la disposición que consiste en hacer llegar el aceite directamente sobre los tubos de admisión, no permitía pues garantizar el engrase, puesto que la diferencia de presión entre la caldera y el punto de llegada de aceite era sensiblemente nula.

Para solucionar la cuestión, era necesario, por lo tanto, hacer llegar el aceite al propio cilindro, sometido a una presión media inferior a la de la caldera.

El engrase de la corredera seguía siendo al menos precario, puesto que no se encontraba ya lubricado por el vapor de escape de los cilindros.

Esto ya era una razón para buscar otra solución, pero la aparición de las máquinas con altos índices de recalentamiento volvió la situación aún más crítica.

La pulverización o atomización de aceite, que se produce con los engrasadores de condensación, era, en efecto, en el caso de vapor altamente recalentado, el mejor medio de someterlo a los efectos del craqueo, es decir, a su descomposición, y se volvía esencial, por el contrario, que este aceite permaneciera el menor tiempo posible en contacto con el vapor de admisión.

La atomización del aceite con ayuda de un chorro de vapor, que a veces se preconizó en el caso del engrase mecánico, para obtener los mismos efectos que con los engrasadores de condensación, pudo aplicarse con éxito en el caso de locomotoras de vapor saturado, o de escaso recalentamiento, pero constituye, en el caso de las máquinas con alto recalentamiento, un doble error:

1° Porque la fina red de vapor saturado que debe pulverizar el aceite es incapaz de impedir el craqueo de las gotitas del mismo, cuando se encuentran arrastradas por la potente corriente de vapor de admisión a alta temperatura.

2° Porque, dado que se ponen los conductos de aceite en comunicación con la caldera mediante el atomizador, se pierde el beneficio que procura precisamente el uso del engrasador mecánico, de poder rechazar el aceite a alta presión, en caso de obstrucción más o menos completa de las canalizaciones, a su llegada en el cilindro, sino que el aceite es entonces pura y simplemente rechazado a la caldera.

Motor

Si pues, los difusores pudieron, en algunos casos, dar buenos resultados, fue solamente porque las máquinas sobre las cuales se utilizaban eran de vapor saturado o con escaso recalentamiento, y por lo tanto libres de riesgos de craqueo.

El Sr. Deschamps, Controlador de los Servicios Regionales de la División de Material del P.O., imaginó una solución, que evita el inconveniente del cese del engrase cuando la presión en los puntos que deben lubricarse se vuelve igual a la del vapor admitido en el engrasador a condensación.

Utiliza a tal efecto la presión dinámica de la corriente de vapor que abastece el aparato que debe lubricarse.

Con este fin, un tubo acodado (fig. 328) recibe, según su eje, el ataque de la corriente de vapor. Recoge una determinada cantidad, de la cual una fracción pasa al condensar por un tubo que va a la parte inferior del tanque de aceite, y la otra vuelve a la tubería principal, arrastrando, en forma de gotitas, al aceite que pasó por el punzón colocado en la parte superior del aparato.

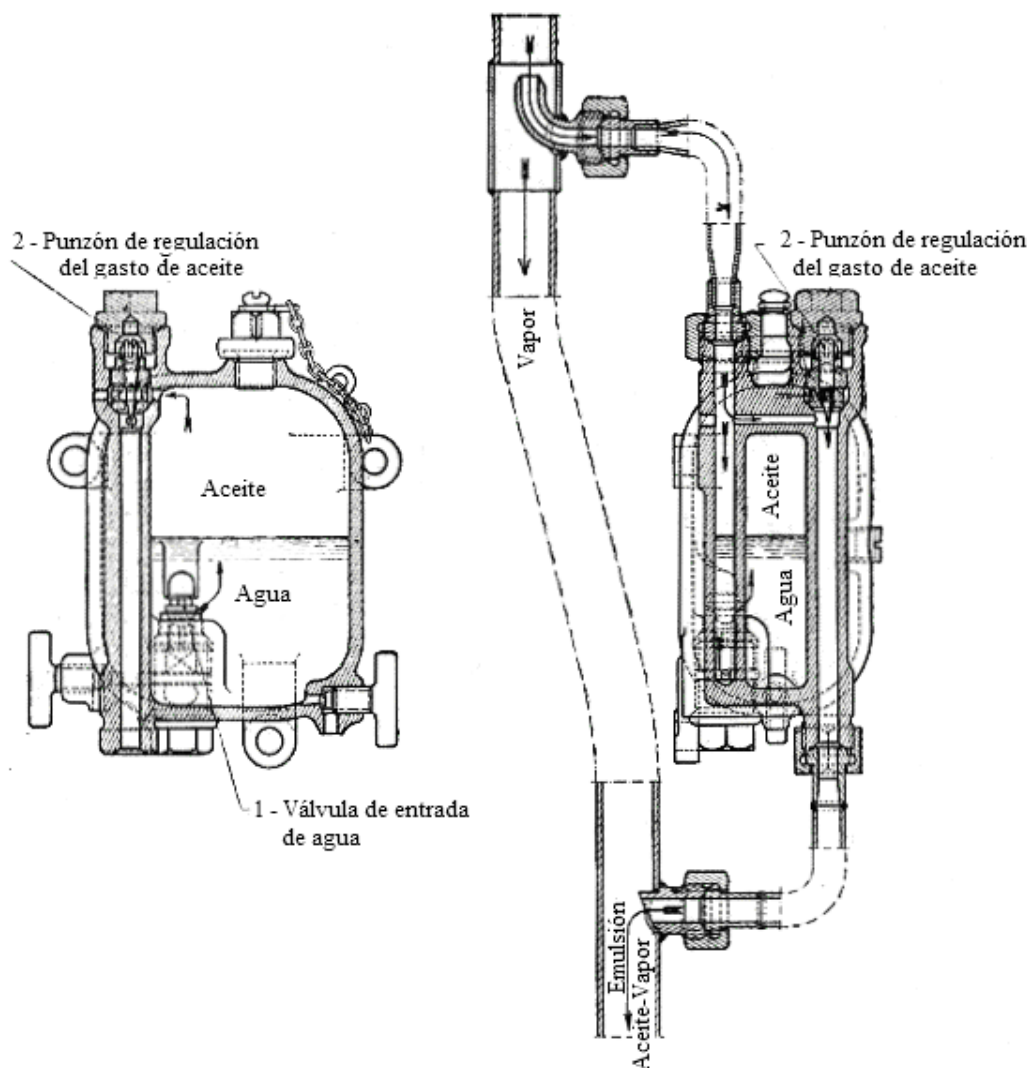


Fig. 328 – Engrasador Deschamps de condensación y efecto dinámico.

Con este fin, un tubo acodado (fig. 328) recibe, según su eje, el ataque de la corriente de vapor. Recoge una determinada cantidad, de la cual una fracción pasa al condensar por un tubo que va a la parte inferior del tanque de aceite, y la otra vuelve a la tubería principal, arrastrando, en forma de gotitas, al aceite que pasó por el punzón colocado en la parte superior del aparato.

El agua condensada penetra, en efecto, en el tanque, levantando una válvula dispuesta en su parte inferior, y el aceite, más liviano que el agua, flota en la parte superior.

La corriente de vapor que pasa por el aparato depende solamente de la velocidad del fluido en el conducto de alimentación; el gasto del engrasador es proporcional, en cada momento, al consumo de vapor del aparato que debe lubricarse. El gasto cesa automáticamente cuando se corta la alimentación.

Este dispositivo, muy simple, se aplica con éxito al engrase de los motores del stocker y a los compresores.

El engrasador Detroit, cuyo empleo se ha generalizado, se basa en el mismo principio que el engrasador Nathan. Consta de los mismos órganos esenciales.

En la figura 329 a se muestra el cuerpo C, el tapón de registro de la cámara de condensación X, el canal B por donde baja la condensación a la cámara, el canal J, dentro de la fundición del cuerpo, para el paso del aceite a la llave de control, el paso Y del aceite por el canal J, la llave Q distribuidora del aceite a las cámaras de suministro, la válvula de retención Z para impedir el vaciado del lubricador por acción de sifonado, el volante F de las válvulas de graduación para el engrase, el grifo U para el desagüe de la condensación de la parte interna del lubricador, la columna de agua I de los visores de vidrio, y la cámara V para la expansión del aceite.

La figura 329 b muestra el caño de vapor A de la caldera, la válvula de vapor C al cuerpo del lubricador, el tapón R para la introducción del aceite al depósito del lubricador, la válvula G para permitir bajar la condensación a la parte interna del lubricador, el grifo T para la purga de los visores y el canal D del vapor de condensación.

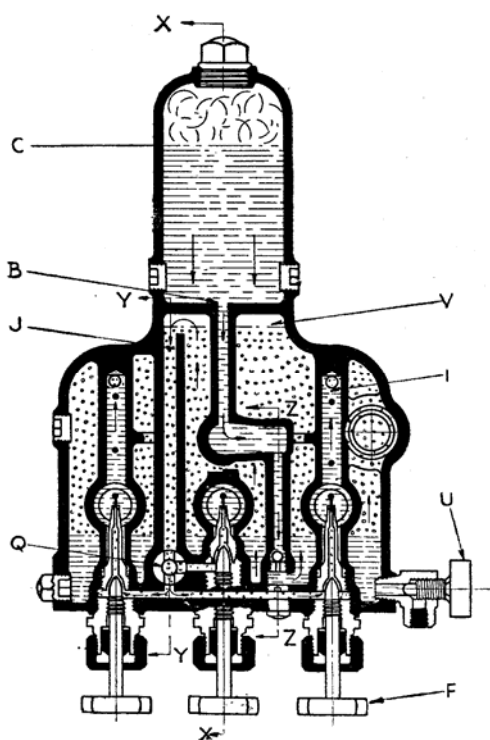


Fig. 329 a

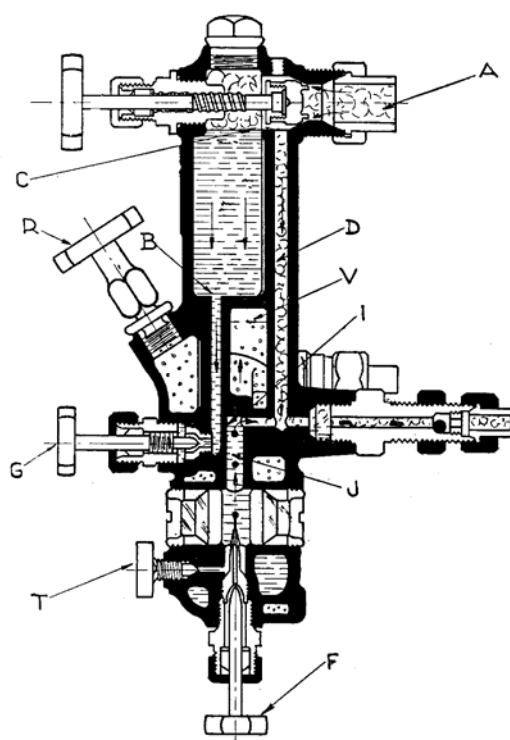


Fig. 329 b

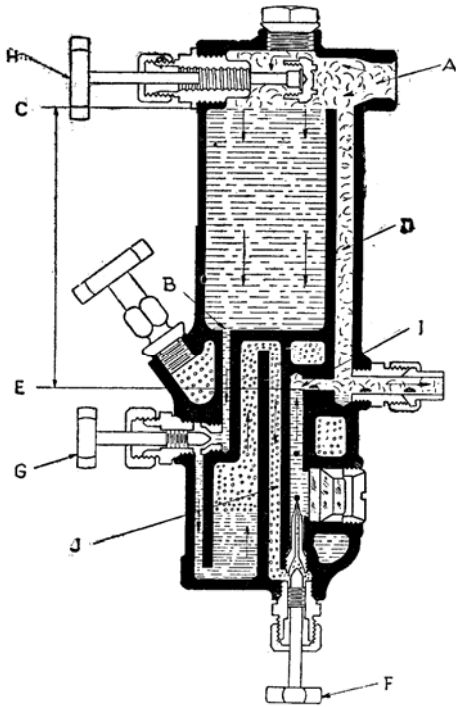


Fig. 329 c

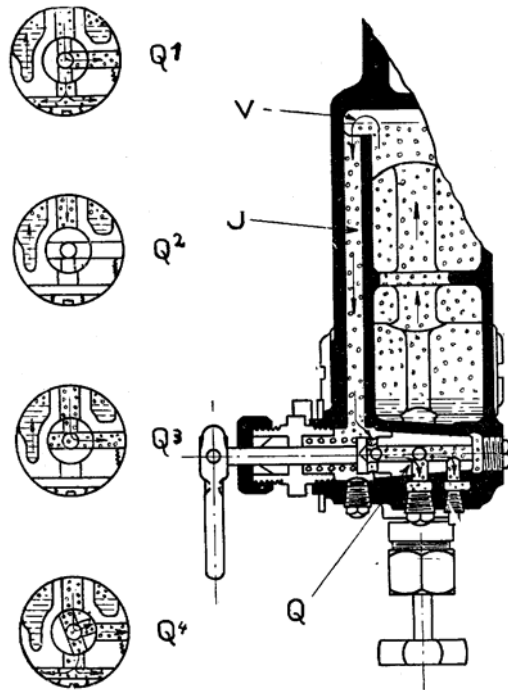


Fig. 329 d

Fig. 329 – Engrasador a condensación, sistema Detroit.

En la figura 329 c se muestra la altura de la columna de agua. Esta es C, E, demostrándose a la vez, el paso de la condensación y el paso del aceite por los canales del engrase.

En la figura 329 d muestra al paso del aceite de la parte interna V, por el canal J a la válvula distribuidora Q y a las distintas cámaras de suministro.

El dibujo muestra el engrasador de tres salidas, la central utilizada para engrasar el compresor Westinghouse, y las otras dos para dos correderas. El grifo de fluencia de aceite Q puede ocupar distintas posiciones: cuando la manija está hacia abajo, todos los canales están abiertos. Cuando está hacia arriba el engrasador no funciona. Cuando está horizontal, permanece abierto el que engrasa al compresor, estando los otros dos cerrados. Esta posición se adopta con la locomotora detenida.

Existen engrasadores de dos, tres, cuatro y cinco salidas, adaptables a locomotoras de dos, tres y cuatro cilindros, con y sin compresor. Estos engrasadores mostraban en su frente una inscripción, fundida en su cuerpo, que decía DETROIT – PATENT N° XXXXX (no recuerdo el número), por lo que eran conocidos entre los maquinistas como “el patente”.

La aplicación del engrase mecánico, en el caso de las locomotoras con altos índices de recalentamiento, tal como se utilizó, en particular, en Alemania y sobre las máquinas del P.O., exige dos condiciones fundamentales para su éxito:

1° el empleo de engrasadores que pueden enviar el aceite bajo presiones de 200 a 300 atm, conservando un alto rendimiento volumétrico, capaces por lo tanto de destapar, cuando se produzcan, las obstrucciones de los extremos de las tuberías, obstrucciones que pueden producirse cuando el aceite se calcina;

2° el empleo de válvulas de retención perfectamente estancas, colocadas lo más cerca posible de los puntos que deben lubricarse; las canalizaciones deben conservarse constantemente llenas de aceite, para garantizar la continuidad rigurosa del engrase y su funcionamiento inmediato con las primeras vueltas de las ruedas de la locomotora.

Se obtuvieron hasta ahora buenos resultados con el engrasador Bosch y las válvulas de retención Woerner y Olva.

El engrasador Bosch (fig. 330) está compuesto por una serie de bombas colocadas verticalmente, en círculo alrededor de un eje motriz, vertical, llevando en su parte superior una leva de forma conveniente para dar sucesivamente a cada uno de los émbolos un movimiento de vaivén en sus cuerpos de bomba respectivos.

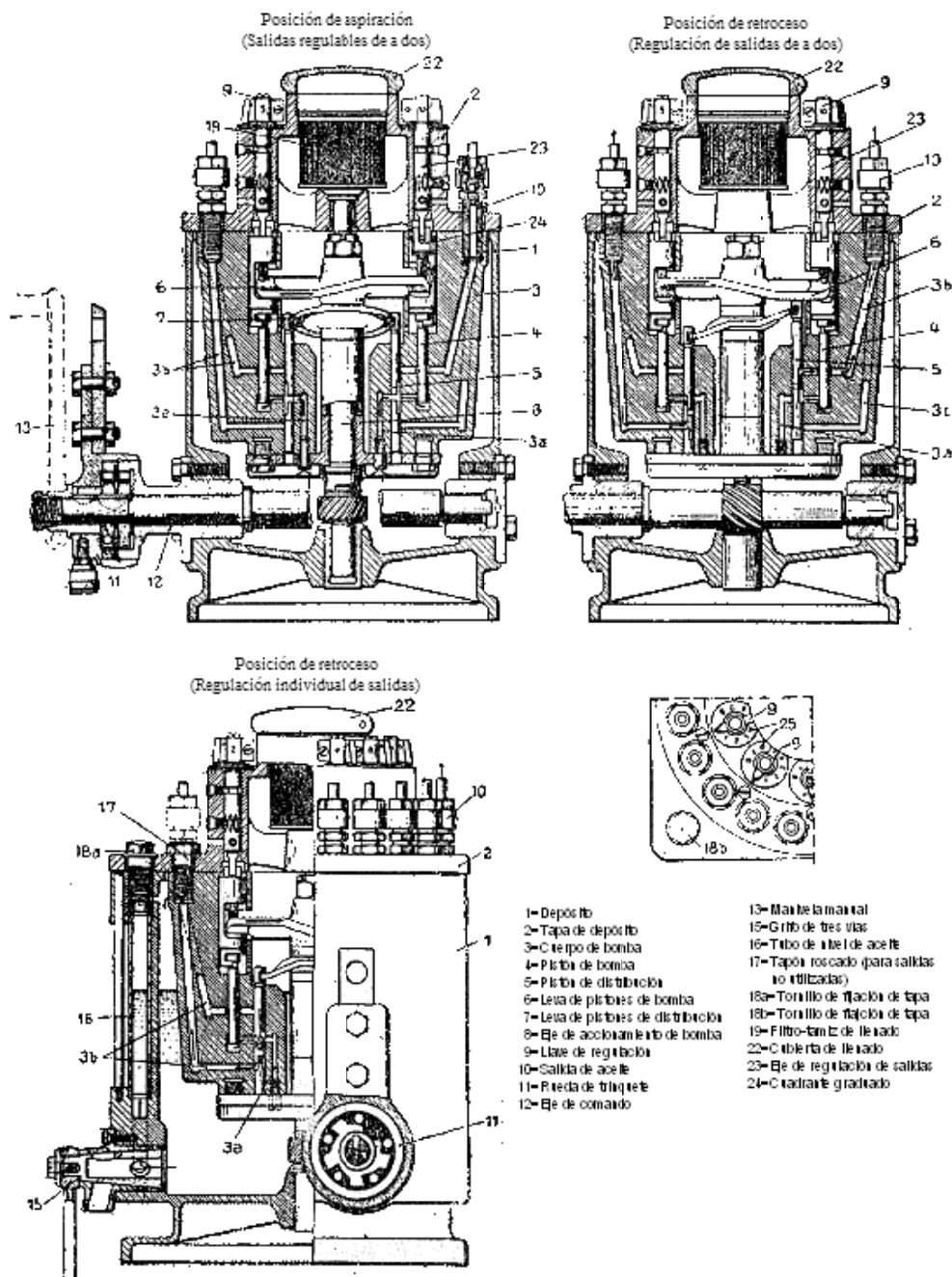


Fig. 330 – Engrasador Bosch tipo LHA.

Una segunda leva, más pequeña, colocada debajo, impulsa de la misma manera los émbolos de distribución.

Un dispositivo de ajuste milimétrico permite regular con gran precisión la carrera de cada émbolo y, por lo tanto, el gasto de cada bomba.

Una misma bomba impulsa sucesivamente hacia dos salidas. Pero como una locomotora es simétrica con respecto a su plan mediano longitudinal, y esto significa siempre la existencia de dos puntos que deben lubricarse de igual forma, esta disposición, que es muy simple, no presenta ningún inconveniente.

En el caso que deba anularse una de las dos salidas, tras una rotura de tubería, por ejemplo, se desatornilla la conexión de esta salida y se lo sustituye por un tapón roscado especial, provisto de un canal que devuelve el aceite al tanque, y permite así mantener la segunda salida en servicio.

El engrasador Bourdon (licencia Friedmann) está formado, en el tipo FSE II (fig. 331), atravesado de una partea otra, por un árbol de levas horizontal, que acciona una serie de bombas colocadas según 2 líneas paralelas. Estas bombas se impulsan, al mismo tiempo que sus órganos distribuidores, por balancines que oscilan sobre un eje paralelo al del árbol a levas, y atacados por éste.

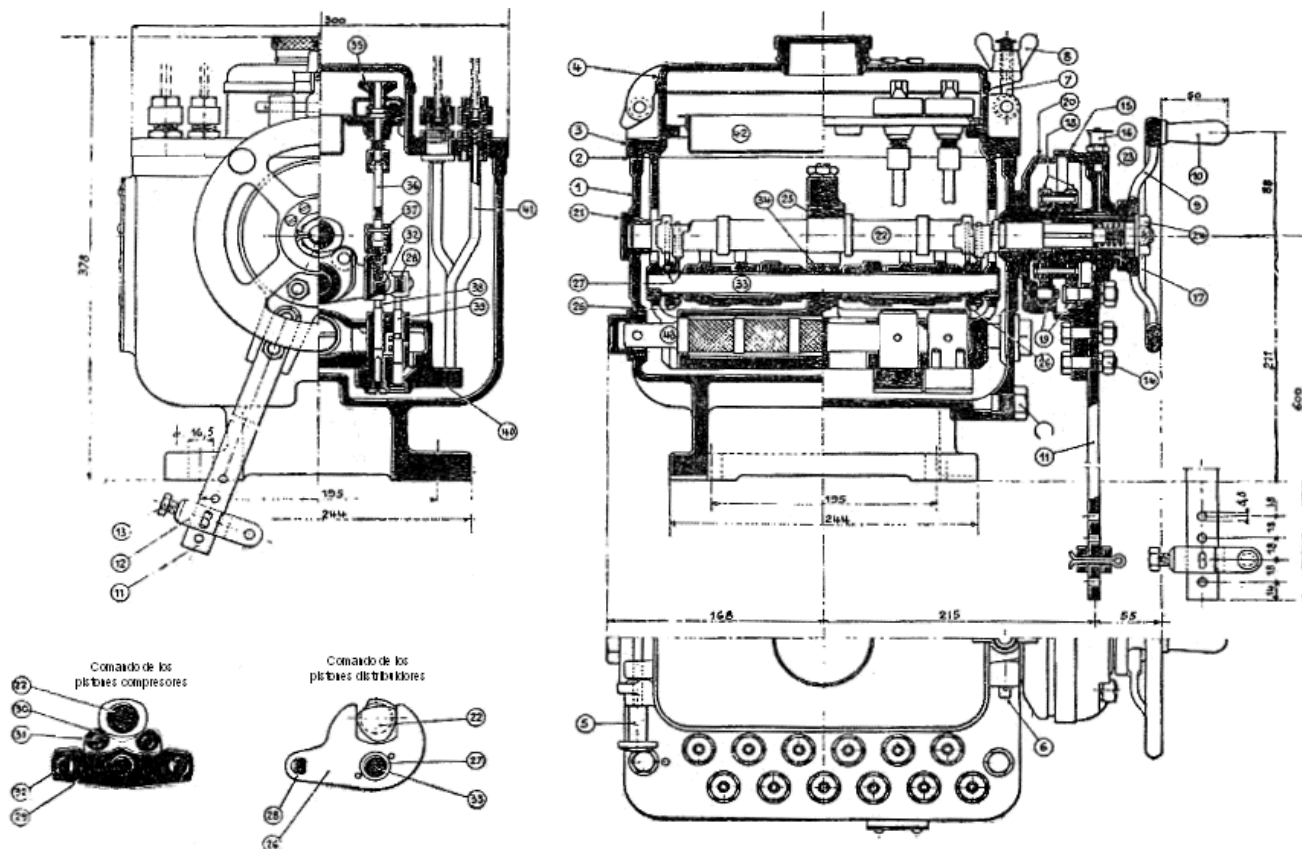


Fig. 331 – Engrasador Bourdon tipo FSE II.

En algunos modelos, en particular en el representado en la figura, que comprende un gran número de salidas, un cojinete intermedio impide que este árbol se deforme.

Un dispositivo, colocado en la parte superior de cada bomba, permite regular su gasto. Como en el engrasador anterior, cada una ellas alimenta dos salidas.

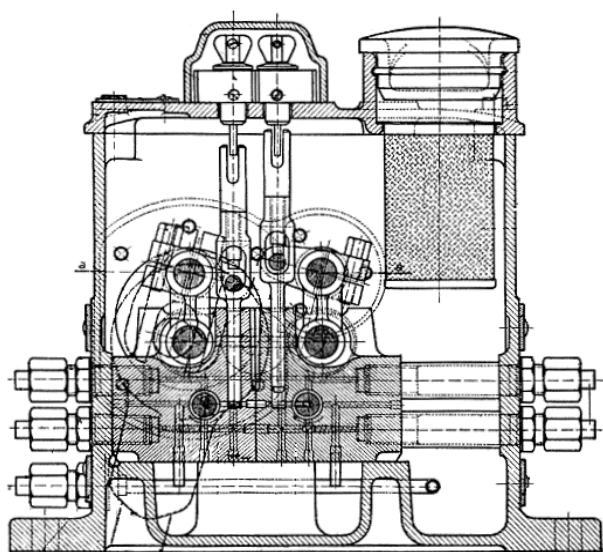


Fig. 332 – Engrasador Martín

El engrasador Martin (fig. 332) comprende al contrario tantas bombas como salidas. Éstas se colocan verticalmente en dos hileras paralelas.

El árbol de comando impulsa, con ayuda de una leva compensada, un balancín que oscila en torno a un eje horizontal y actúa por su extremidad sobre el vástago del émbolo correspondiente. Un dispositivo de ajuste por tornillo permite hacer variar la carrera de este último. Un mecanismo similar permite impulsar las bombas de la segunda hilera.

Un distribuidor giratorio pone las bombas alternativamente en comunicación con el tanque de aceite o con sus respectivas salidas.

Una particularidad de la disposición empleada consiste en el hecho de que los émbolos impulsan el aceite hacia los puntos que deben lubricarse solamente en una de las carreras, dado que durante la otra el aceite vuelve al depósito. Esto contribuye a reducir la fatiga del mecanismo, ya que sólo la mitad de los émbolos (5 sobre 10 por ejemplo) trabajan simultáneamente en compresión.

Las válvulas de retención representan una importancia capital y su falta de estanqueidad es la causa de la mayoría de los problemas de engrase o desgastes excesivos de segmentos.

En efecto, si estas válvulas no son estancas, dejan pasar el aceite y las tuberías se vacían más o menos completamente; es necesario entonces un tiempo considerable para llenar de nuevo estas canalizaciones; el engrase se encuentra entonces suprimido de hecho⁽¹⁾ durante decenas de km y se puede concebir que los aros de las locomotoras no puedan resistir este régimen.

Las válvulas de retención fueron objeto de largas puestas a punto.

Las válvulas Woerner son de dos tipos. Los primeros (fig. 333) poseen un punzón horizontal que cierra el conducto de aceite del lado donde llega del engrasador. Este punzón se aplica sobre su asiento con ayuda de un resorte cuidadosamente tarado. En el momento del golpe de bomba, se levanta este punzón y el aceite puede penetrar en el conducto vertical que desemboca en el punto que debe lubricarse. Sobre la extremidad de este conducto se encuentra interpuesta una válvula de asiento cónico que impide el retorno de vapor a la canalización.

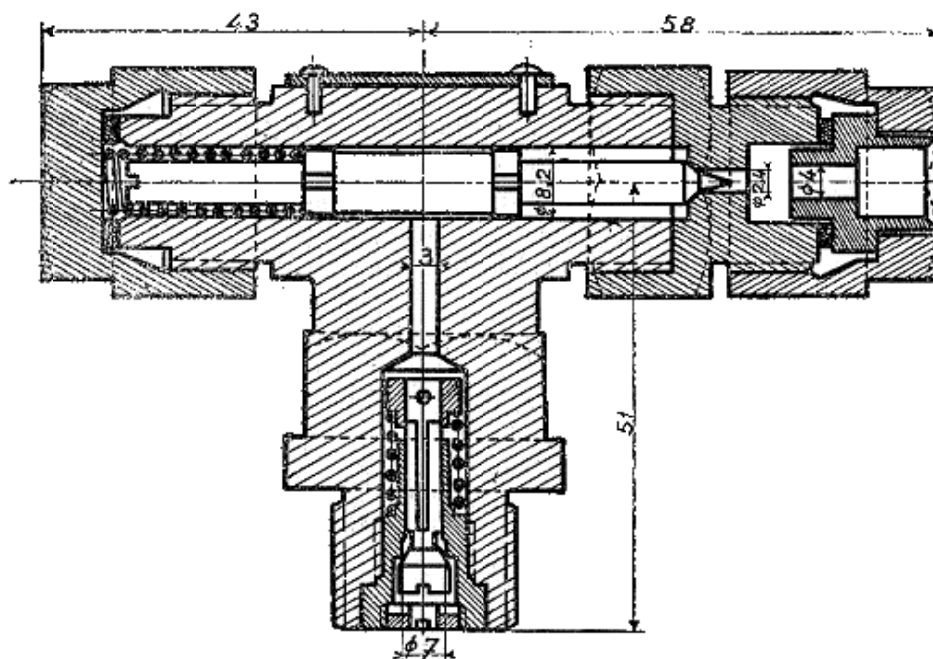


Fig. 333 – Válvula Woerner a punzón

1 Si el engrasador se regula para enviar, por ejemplo, 2 gramos de aceite por km a cada cilindro, el volumen cargado en cuenta durante este curso será

$$(0,002 / 0,9) = 0,00222 \text{ litros}$$

siendo 0,9 la densidad del aceite, o su peso específico en kg por litro.

Si las canalizaciones utilizadas tienen, como es normal en ese caso, un diámetro interior de 5 mm., un metro de longitud de tubería tendrá un volumen de:

$$(\pi \times 0,005^2 \times 1) / 4 = 0,0000197 \text{ m}^3 \text{ ó}$$

$$(0,0000197 / 1000) = 0,0197 \text{ litros.}$$

Por lo tanto, para llenar 1 metro de canalización, será necesario:

$$(0,0197 / 0,00222) = 8,9 \text{ km o sea aproximadamente 10 km.}$$

A grosso modo será necesario pues recorrer 20 km para llenar 1 metro de tubería con una regulación de 1 g por km en la salida correspondiente.

Para los puntos que reciban menos aceite, los cortes serán pues más perjudiciales.

Puede llegarse así frecuentemente, con canalizaciones de varios metros de longitud, vaciadas, que haya cese completo del engrase durante varias decenas de kilómetros.

El aparato se regula de modo que la válvula y el punzón no se levanten con una presión inferior a 35 kg/cm^2 .

Para dar buenos resultados, las válvulas de este tipo deben regularse a una presión netamente superior a la que reina en el punto que debe lubricarse. Si se regulan a una presión más baja, la válvula y el punzón no se aplican sobre sus asientos con una presión suficiente y la estanqueidad se encuentra mal asegurada. Un gran número de inconvenientes se han producido en servicio solamente como consecuencia de tal defecto de ajuste.

La experiencia ha puesto de manifiesto también que, en el caso de las locomotoras con altos índices de recalentamiento, dónde la válvula de retención podía ser llevada, por conducción, a una temperatura relativamente elevada, es necesario fabricar los resortes de retorno del punzón y la válvula en aceros especialmente resistentes en caliente.

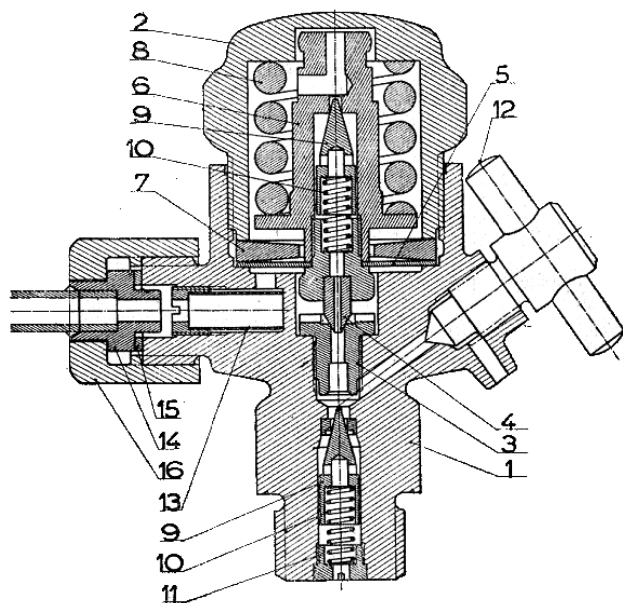


Fig. 334 - Válvula Woerner a membrana.

Para conservar la estanqueidad y al mismo tiempo abrir la válvula con una menor presión de retorno por parte del engrasador, lo que es interesante para disminuir la fatiga de éste, se diseñaron nuevas válvulas que se levantan con una presión de impulsión relativamente baja, a pesar de la gran presión que se ejerce sobre el órgano de obturación que se opone al retorno del vapor a la canalización. (Fig. 334).

El cono de obturación (4) es mantenido sobre su asiento por un resorte helicoidal de robustas dimensiones (8) colocado dentro de la tapa del aparato. La presión que existe en el conducto de aceite (13) se ejerce bajo la membrana (5) y crea así, gracias al diámetro relativamente grande de ésta, una fuerza resultante capaz de superar la presión.

Basta entonces con una presión de aceite relativamente pequeña para levantar el cono de obturación y enviar el aceite al punto que debe lubricarse. Se puede así regular para que punzón se levante bajo una presión que sólo sobrepasa ligeramente la que reina en el punto a lubricar; la estanqueidad, sin embargo, queda garantizada puesto que en cuanto cese la presión de rechazo, el resorte de cierre da la seguridad requerida para impedir el levantamiento del cono de obturación.

La válvula es completada por dos válvulas auxiliares (9) colocadas una en la parte inferior, para impedir el retorno de vapor sobre la válvula, y otra idéntica colocada en la parte superior, que deja pasar el aceite, en caso de rotura de la membrana, al permitirle acceder a la válvula inferior por un agujero taladrado en el centro del cono de obturación.

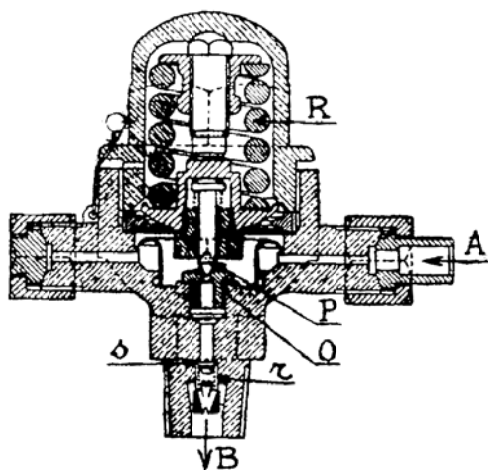


Fig. 335 - Válvula de retención "Olva"

La experiencia ha puesto de manifiesto que estas válvulas daban buenos resultados, pero que era necesario, en el caso de las locomotoras con altos índices de recalentamiento, supervisar el ajuste, en particular, al principio de la puesta en servicio, como consecuencia de las deformaciones sufridas en caliente por los resortes. Un remedio más radical, consiste en emplear resortes en acero especial. La válvula de retención Olva (fig. 335) es también del tipo a membrana.

Presenta las mismas disposiciones generales que la que acabamos de describir si bien no posee la válvula suplementaria colocada en la parte superior de la válvula, que permite su funcionamiento en caso de rotura de la membrana.

El aceite sale entonces al exterior por un orificio de la tapa, para evitar el estallido de las tuberías. Esta válvula se regula de modo que se abra cuando la presión de aceite que levanta el diafragma es superior en 3 kg/cm^2 a la presión de servicio. Para obtener un engrase satisfactorio, una salida nunca debe bifurcarse sobre dos puntos diferentes. Puede entonces ser interesante, cuando la cantidad de aceite que debe cargarse en cada punto es escasa, utilizar un distribuidor que permita, con ayuda de una misma salida, enviar sucesivamente el aceite a distintos puntos.

La figura 336 representa al distribuidor Bourdon, que permite enviar el aceite a 4 puntos. Este aparato está formado por 2 émbolos colocados perpendicularmente y que resbalan suavemente en sus alojamientos. Puestos en movimiento por la presión del aceite que viene del engrasador, desempeñan un papel de distribuidores que dejan pasar el aceite sucesivamente en cada una de las 4 direcciones. Este aparato se utilizó en las locomotoras modernas, en particular, para el engrase de las guías de cajas de ejes.

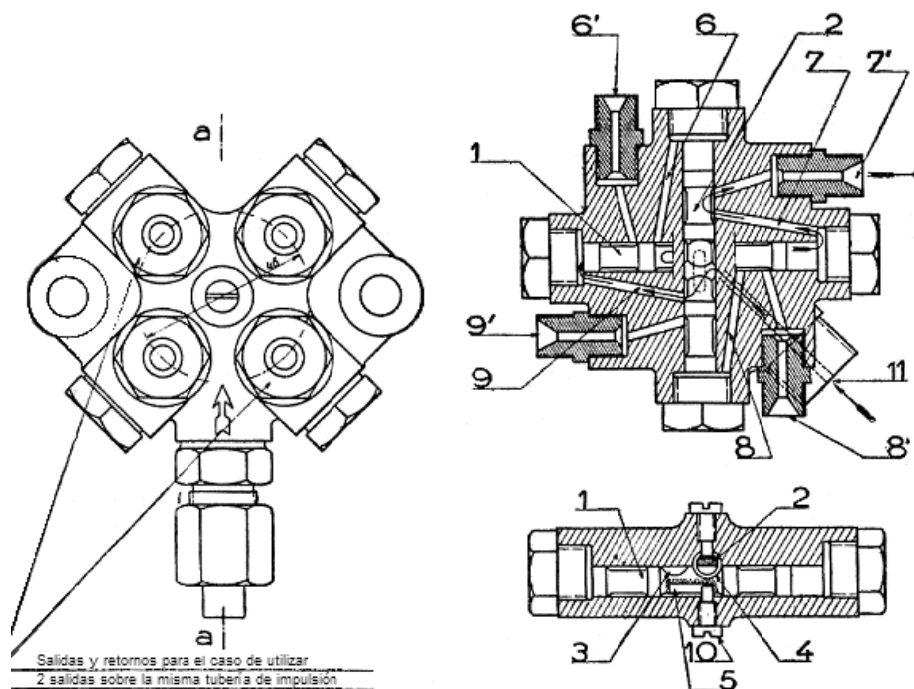


Fig. 336 – Distribuidor Bourdon, Vista exterior y cortes.

La introducción del aceite en los lugares donde debe lubricar, se realiza por medio de dispositivos especiales. En la figura 337 se muestra tal dispositivo, empleado en los engrasadores de condensación Detroit. Lleva una válvula de acero con un agujero central 1 de 2 mm de diámetro y dos agujeros transversales 2 y 3 de igual diámetro. El vapor cargado de aceite sigue el trayecto indicado por las flechas, y por el agujero transversal 3 llega al agujero central, por donde pasa a la capilla. Se puede observar que la construcción de esta válvula es simétrica, y que se puede dar vuelta y aplicarse sobre su asiento opuesto, cuando, debido al desgaste, el diámetro del agujero de paso ha aumentado más allá del límite, o sea, 2,75 mm.

El modo de introducir el aceite en el punto a lubricar da lugar a ciertas observaciones. Actualmente la regla es introducir el aceite en el seno mismo del vapor, a su entrada a la capilla (fig. 339). Penetra en ésta mediante un tubo B, detallado en la figura 338, cuyo extremo aplastado presenta dos ranuras longitudinales, formando una especie de parrilla.

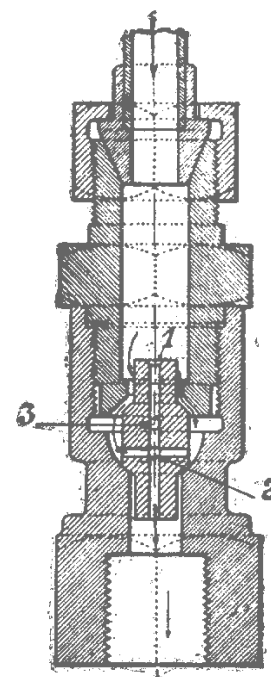


Fig. 337 – Inyector de aceite

El vapor que fluye por V de los tubos de admisión hacia las capillas, está animado de gran velocidad, lo que permite, dada la forma especial del tubo de introducción del aceite, llevar éste a un estado de pulverización. Estas condiciones de funcionamiento son en extremo favorables, realizan el engrase por el mismo vapor, permitiendo engrasar por un solo sitio un cilindro de vapor recalentado, a la entrada de las capillas, lo que simplifica mucho el proceso.

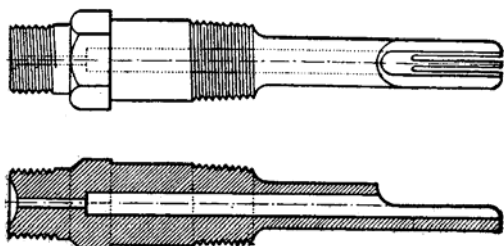


Fig. 338

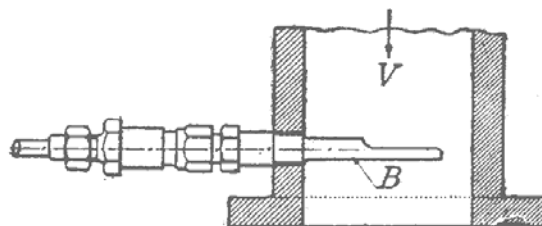


Fig. 339

Lo que acaba de exponerse se refiere a la marcha con el regulador abierto. Con el regulador cerrado, el vapor deja de fluir a los cilindros. No obstante, el aceite es conducido aún por el vapor procedente del engrasador. La lubricación queda, pues, suficientemente asegurada, tanto más cuanto que el vapor que acarrea el aceite está saturado.

Es conveniente ahora hacer una nueva observación: la experiencia ha demostrado que una de las principales causas de degradación del aceite es su carbonización, que se produce con el regulador cerrado, cuando penetran en las capillas los gases provenientes de la caja de humo que está a temperaturas elevadas. Como el aceite es arrastrado del engrasador de condensación por un chorro de vapor, resultará que éste se opondrá a que en la capilla se forme vacío, y por consiguiente, a la introducción de aire, lo que evita en gran parte, la carbonización del aceite.

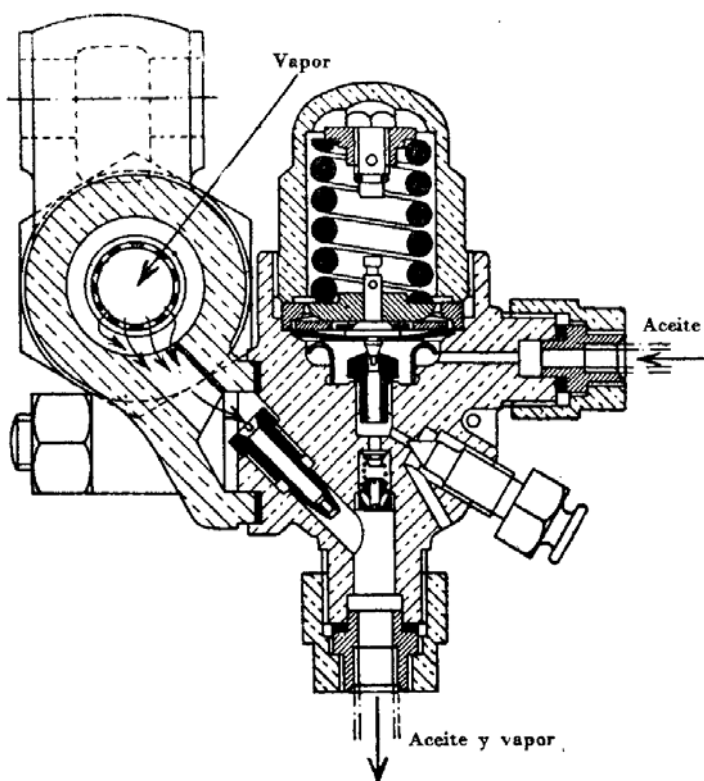


Fig. 340 – Válvula de retención Olva

Lo que antecede explica la preferencia que se da actualmente a los engrasadores de condensación para la lubricación de correderas y cilindros. Si el engrase de estos órganos se hace mediante engrasadores mecánicos, es conveniente adoptar disposiciones especiales para asegurar la íntima mezcla del aceite y el vapor, y evitar la carbonización. Esto se realiza, por ejemplo, con el atomizador Olva. La válvula de retención Olva (fig. 335) puede combinarse con una inyección de vapor (fig. 340), denominándose entonces “atomizador”.

El vapor penetra siguiendo la flecha, atraviesa un filtro cilíndrico, como indican las flechas múltiples, pasa luego por una boquilla y por último arrastra el aceite hacia los cilindros, pulverizándolo.

62. Guarniciones de los vástagos. — Las guarniciones antiguas guían los vástagos, que apoyan sobre un buje anterior y un anillo de prensaestopas, en bronce. Las fugas de vapor son minimizadas por un material elástico, comprimido entre los dos anillos. Primitivamente se utilizaban trenzas en estopa de cáñamo, engrasadas con sebo. Con el aumento de la presión del vapor, y por lo tanto, de su temperatura, en uso hoy, se carbonizan rápidamente. Se sustituyó al cáñamo por virutas en metal antifricción, pero actualmente se prefieren guarniciones compuestas de anillos de este metal. La guarnición Duterne consiste en un anillo cilíndrico, terminado en cada extremo por un cono (fig. 341), y compuesto de dos partes yuxtapuestas según dos planes paralelos, como lo muestra el corte transversal. La guarnición se mantiene entre el buje anterior B y el prensaestopas D, que presione a una manga F, colocada en dos partes, cuando el vástago se clava, con ajuste a presión, en la cruceta. El alojamiento de la guarnición se escarba con un ligero cono hacia el exterior para facilitar su extracción (un milímetro más sobre el diámetro del lado de la entrada).

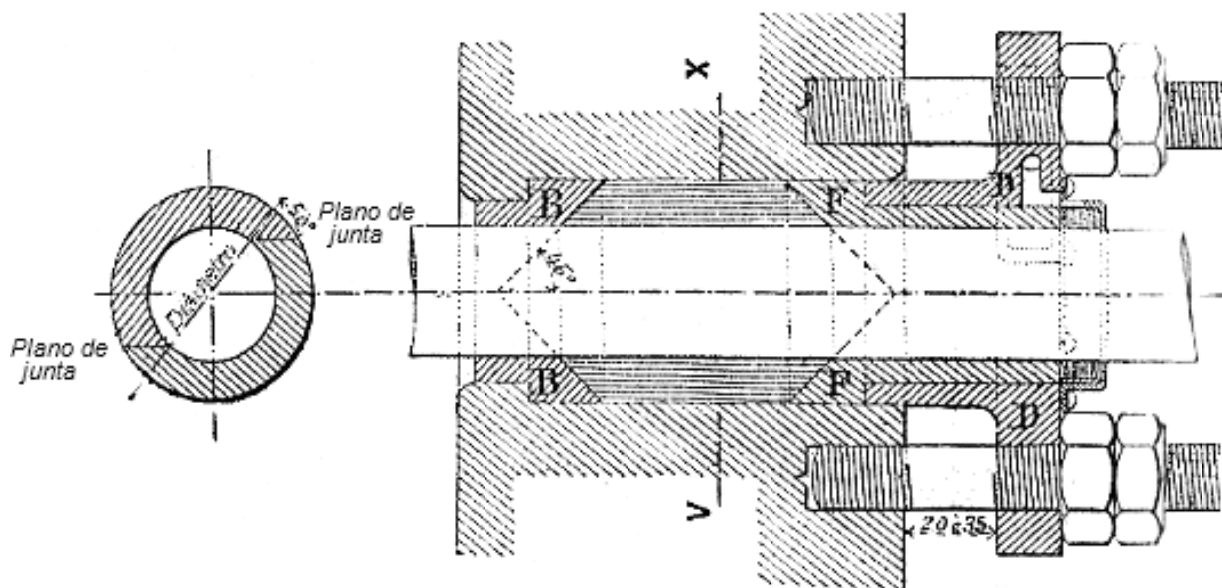


Fig. 341 – Empaquetadura Duterne, del P.L.M., de las locomotoras antiguas. Composición del metal antifricción del anillo, para 100 g: plomo 80 g, antimonio 20 g.

El prensaestopas está provisto de una grasea y lleva también un pequeño depósito de aceite alrededor del vástago, que contiene una trenza en algodón.

Las guarniciones recientes, en vez de guiar el vástago, permiten ligeros desplazamientos transversales, y garantizan solamente la estanqueidad; la dirección en línea recta del conjunto formado por la cruceta, el vástago, el émbolo y el contravástago está garantizada por las guías, por el émbolo y por el cojinete del contravástago.

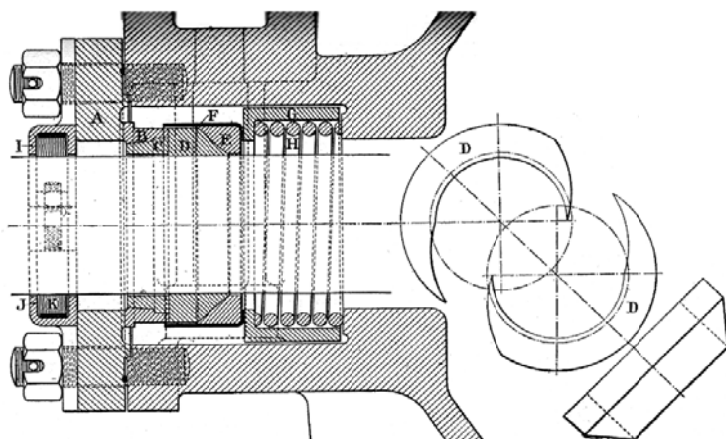


Fig. 342 – Empaquetadura King: corte longitudinal. Detalle del anillo D

La sujeción de estas guarniciones modernas es dada por un resorte, lo que suprime el ajuste bastante delicado de los antiguos prensaestopas: las tuercas son apretadas a tope.

Tal es la guarnición King (fig. 342). Un anillo de metal blanco D, compuesto de dos mitades, es apretado entre dos anillos, C y E de una única pieza sobre los contravástagos (caso de la figura), y, en dos mitades sobre los vástagos que presentan un saliente exterior.

Las guarniciones Schmidt (fig. 343) presentan, además de las superficies planas de deslizamiento T y R, las superficies esféricas U y S, que permiten la flexión de los vástagos. Se observará que los anillos, colocados a la izquierda, están del lado exterior de la guarnición, protegiendo el metal blanco de las altas temperaturas del vapor recalentado, ya que son refrigerados por la temperatura ambiente.

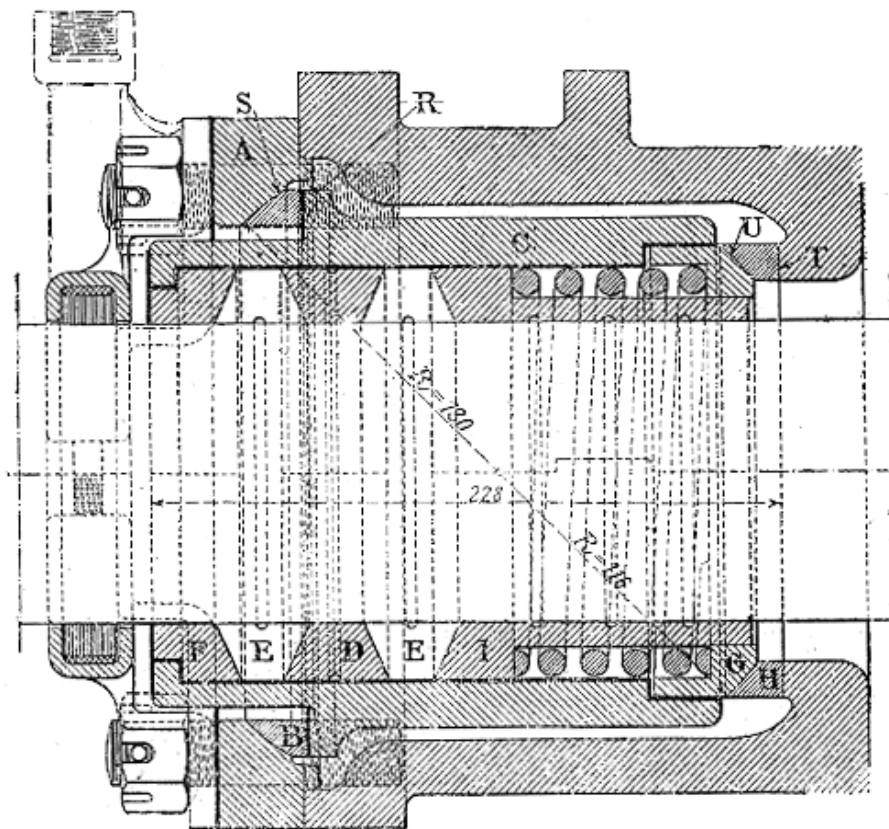


Fig. 343, — Guarnición posterior del vástago de émbolo; tipo Schmidt.

A, Placa de fijación de la guarnición (fundición). - B, anillo de tope de la placa (bronce). - C, caja de la guarnición (fundición). - D, semi anillo de guarnición (bronce). - E, semi anillo de guarnición (metal blanco). - F, anillo de tope, en 2 partes (bronce). - G, anillo de presión (acero). - H, anillo de apoyo sobre la placa (acero). - I, prensaestopas, en 2 partes (fundición). Las superficies T y R son planas, y las U y S esféricas.

En las locomotoras con altos índices de recalentamiento (400°), las guarniciones en aleación blanca se funden, por lo que se las sustituyó (EE.UU.) por una aleación con 50% de plomo y 50% de cobre, que posee una gran maleabilidad y una temperatura de fusión más elevada (800°).

Para evitar los fenómenos de licuación (separación de los 2 constituyentes en el enfriamiento) que tienden a producirse durante su fabricación, es necesario no obstante añadir a la mezcla un poco de arsénico y azufre, para obtener la siguiente composición:

cobre	49,63 %
plomo.....	49,53 %
arsénico.....	0,49 %
azufre	0,25 %

Se recomienda, por otro lado, no lingotear esta aleación, sino colarla directamente en los moldes metálicos del anillo a obtener.

Otra aleación, colada de la misma forma, fue utilizada con excelentes resultados por el Pennsylvania R.R. Es la siguiente:

plomo.....	74 %
cobre	20 %
níquel	6 %

Más recientemente, las guarniciones flotantes a laberinto se generalizaron, en particular, en Alemania y Francia. La figura 344 representa la disposición adoptada por el S.N.C.F. Está formada por 2 semi cámaras armadas, que retienen los anillos de estanqueidad. Éstos, en 3 partes, se aplican contra el vástago por la tensión que resulta de un resorte de cuerda de piano, que forma un anillo a su alrededor.

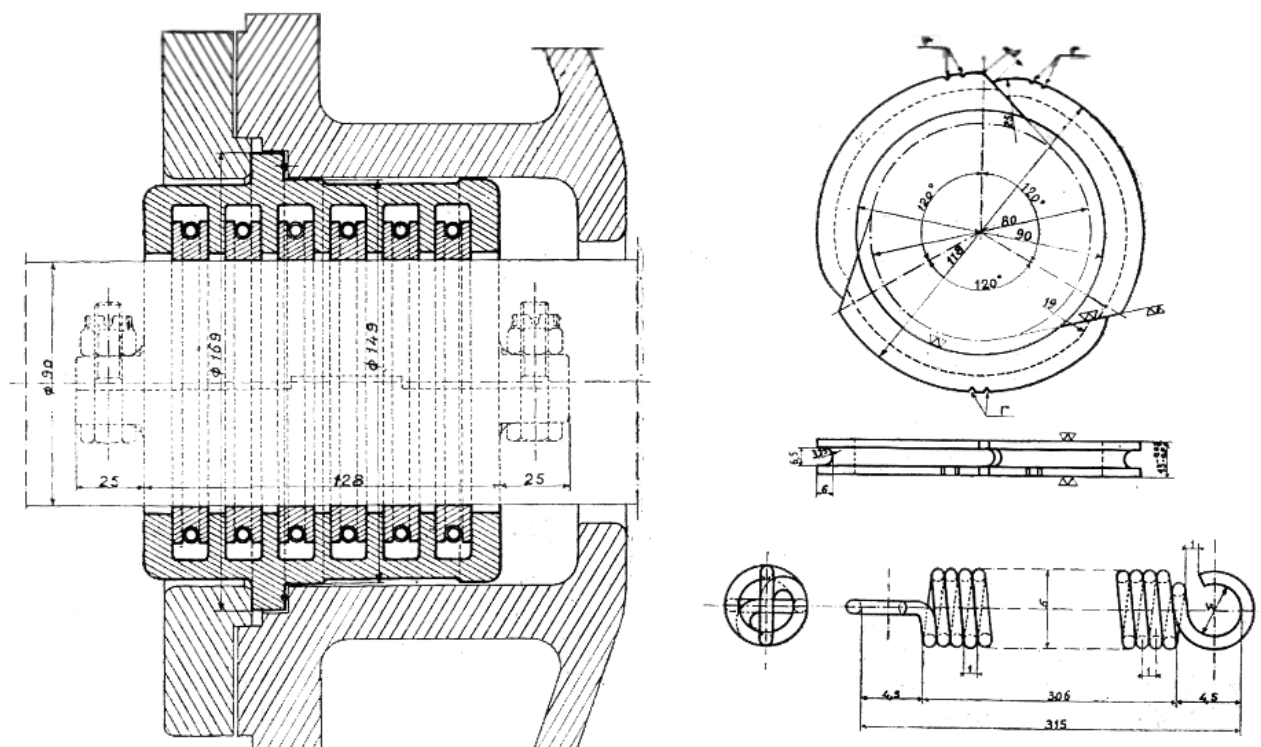


Fig. 344 – Guarnición a laberinto, tipo unificado, de la S.N.C.F.

El éxito de tales guarniciones depende esencialmente de la naturaleza del metal que constituye los anillos de estanqueidad. Son normalmente de fundición gris, lo bastante resistente al desgaste para evitar las sustituciones frecuentes. De ser demasiado dura, la fundición puede rayar los vástagos e implica una falla prematura de los mismos.

Para las locomotoras compound con altos índices de recalentamiento (400°) donde los vástagos de los cilindros de AP alcanzan una elevada temperatura media, la experiencia ha puesto de manifiesto que el cobre, utilizado por primera vez en el depósito de Tours, sobre las locomotoras 231.700 del P.O., daba los mejores resultados. Éste se tomaba de las paredes de viejos hogares. Era necesario no obstante tomar la precaución de montar estos anillos de cobre sobre vástagos perfectamente rectificadas, con el fin de evitar la formación de rebabas, que impidan a los anillos moverse libremente y causan fugas. En esta condición los vástagos que se rayaban extremadamente rápido con distintos materiales ensayados, significando su falla rápida, ya no se utilizaron más que de una manera accidental y las guarniciones presentaron duraciones que llegan hasta 90.000 km sin reparación.

63. Crucetas o capacetes, y guías. —El vástago del émbolo se fija en la cruceta, (fig. 345) pieza de acero forjado o fundido, sobre la que se articula la biela motriz. El extremo del vástago, cónico, se ajusta en el cono correspondiente de la cruceta, y una chaveta clavada lo fija. Un agujero, en el fondo del alojamiento del vástago, permite su desmontaje.

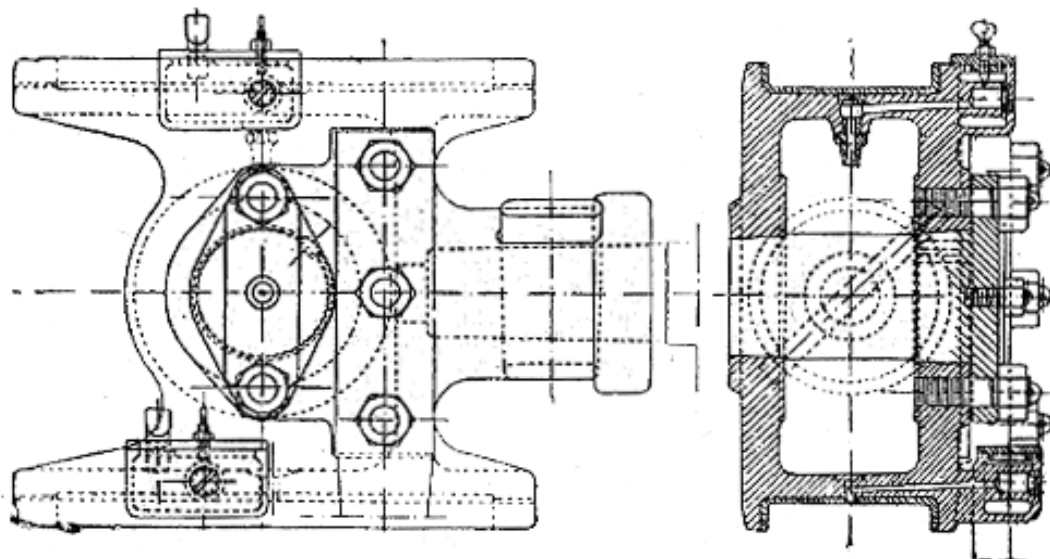


Fig. 345 – Cruceta de dos guías

La cruceta lleva insertos de fricción de fundición, que pueden recubrirse con material antifricción, sobre las superficies de contacto con las guías.

Se emplean, para esto, dos o cuatro guías, o incluso una sola. Cuatro guías (fig. 346) ocupan poca altura, lo que es conveniente cuando la cruceta pasa sobre un eje. En el caso de dos guías (fig. 347 a) se deben separar lo bastante para permitir la oscilación de la biela o, por el contrario, se superponen (fig. 347 b) según una disposición frecuente en Inglaterra y que se encuentra a veces en América. Por fin la guía única (fig. 348) que está contenida entre la cruceta y un chapón abulonado.

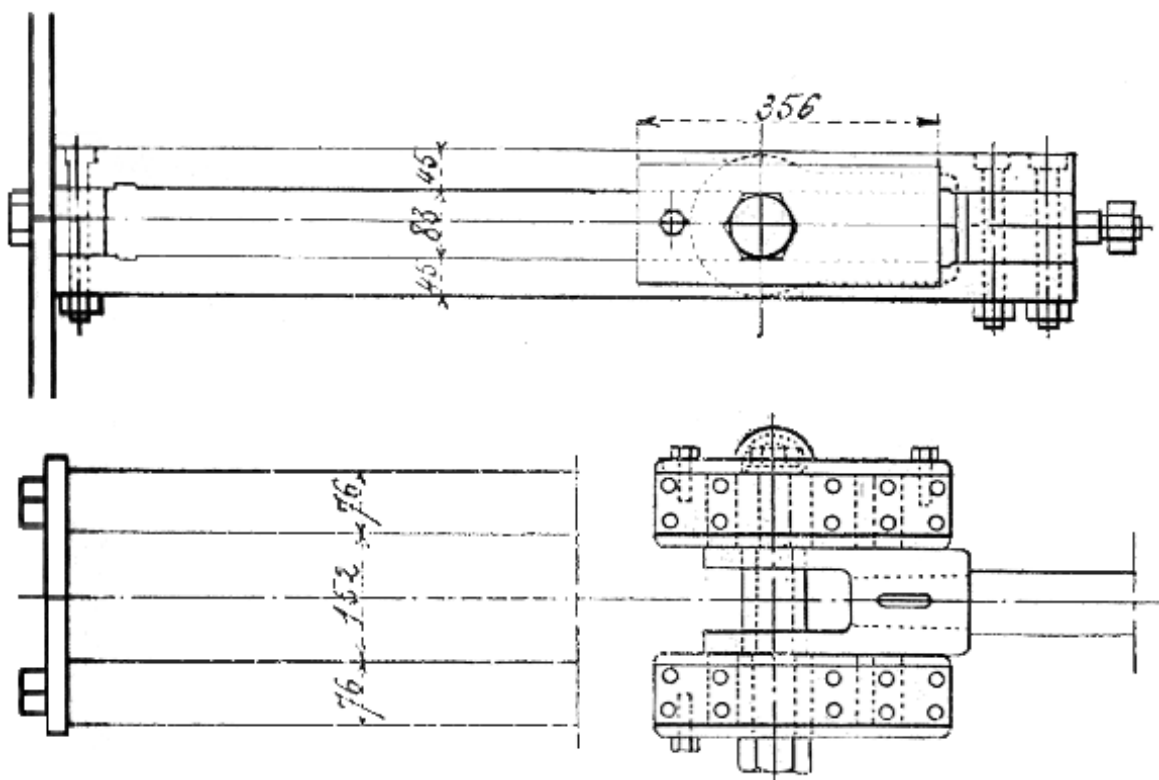


Fig. 346 – Cruceta de cuatro guías (según M.Demoulin), elevación longitudinal y planta.

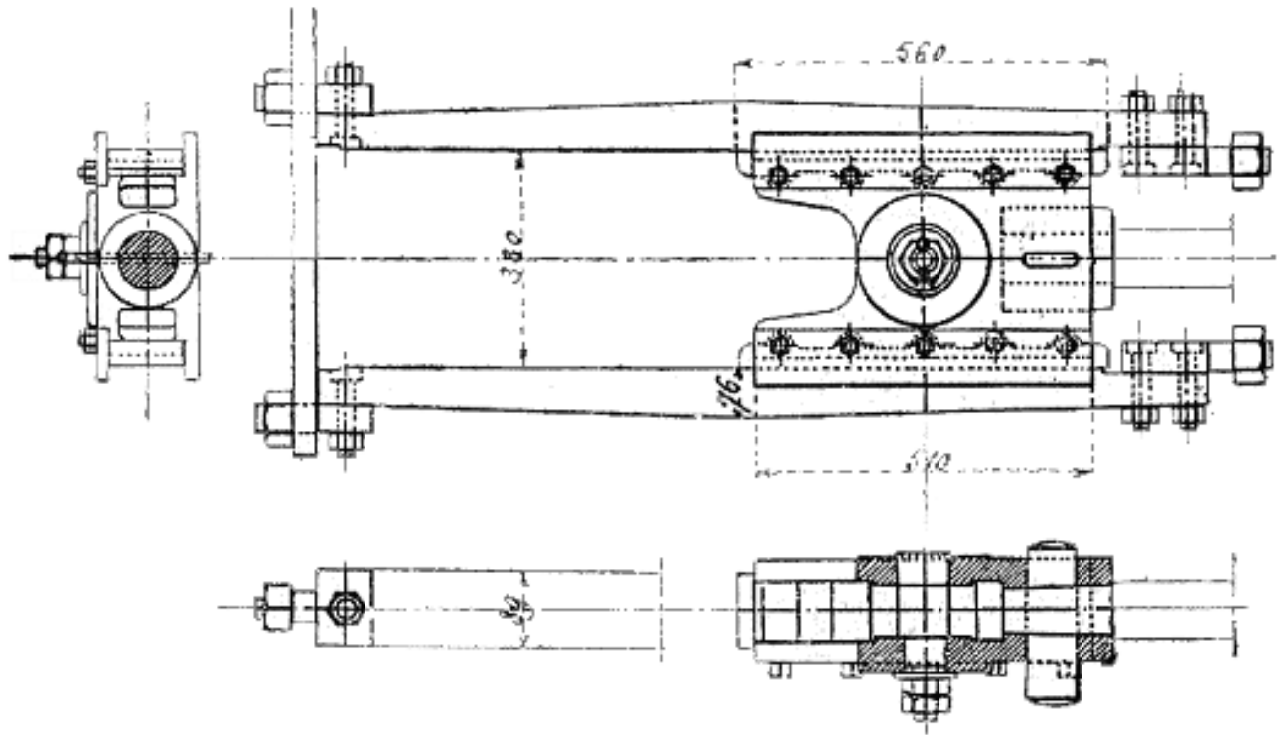


Fig. 347 a – Cruceta de dos guías (según M.Demoulin)

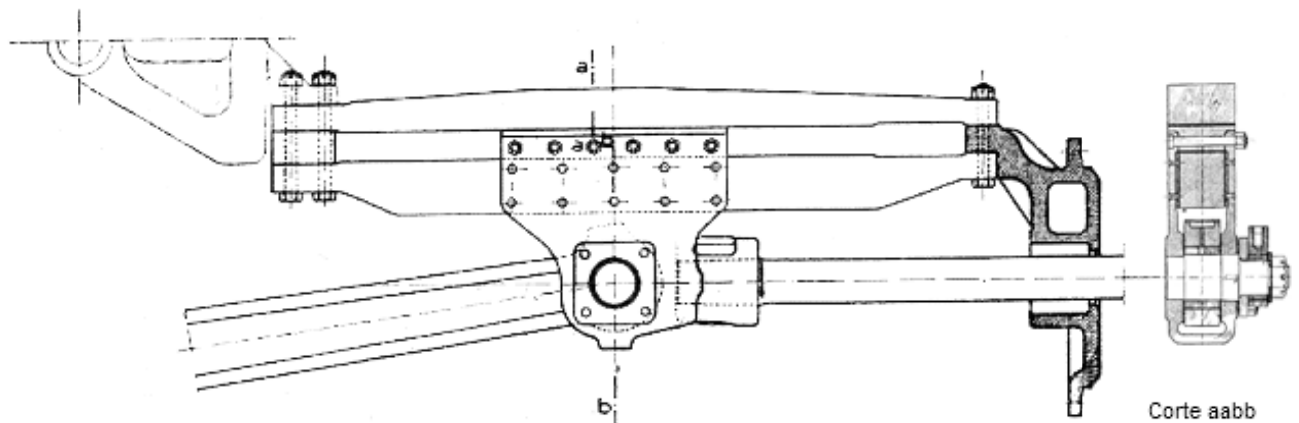


Fig. 347 b – Cruceta de dos guías superpuestas de las locomotoras 141 R de la S.N.C.F.

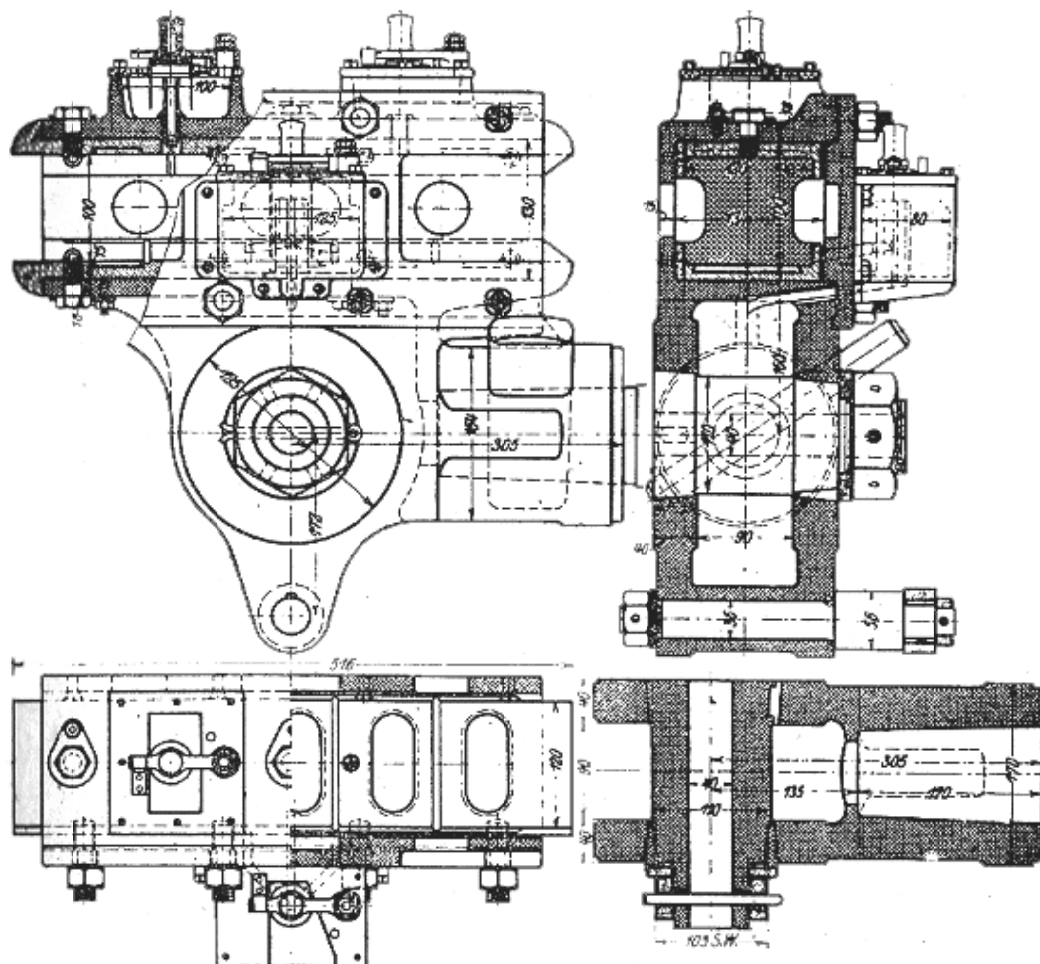


Fig. 348 – Cruceta de guía única (según Garbe).

En el ferrocarril P.L.M. se utilizaron desde 1889, sobre locomotoras compound de alta velocidad, guías dobles (fig. 349) con las barras colocadas lateralmente, con lo que su altura es la misma que con guía única.

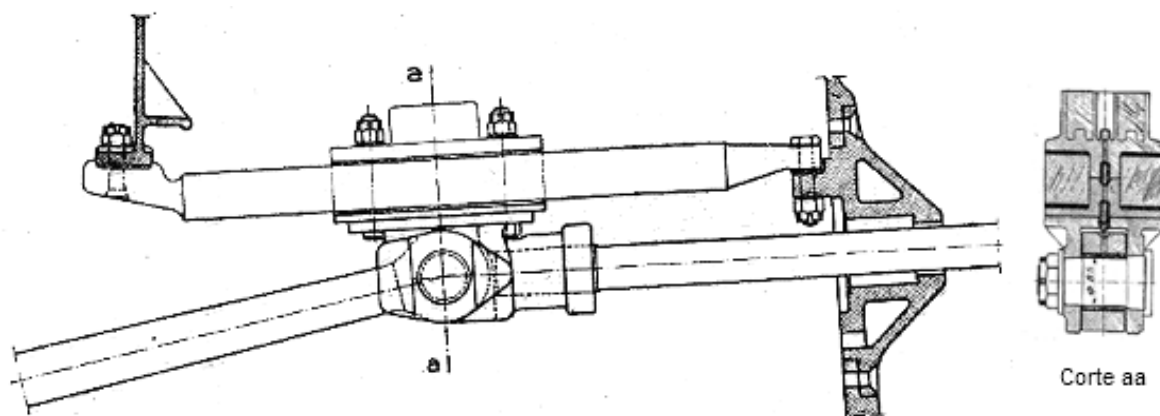


Fig. 349 – Guía doble con dos barras laterales del P.L.M.

En los Estados Unidos la guía que parece haber tenido más éxito y que se encuentra generalmente sobre las máquinas más recientes, es la guía triple, cuya figura 350 muestra un ejemplo de aplicación al cilindro AP interior de las locomotoras compound de 3 cilindros 242 A1 del Ouest.

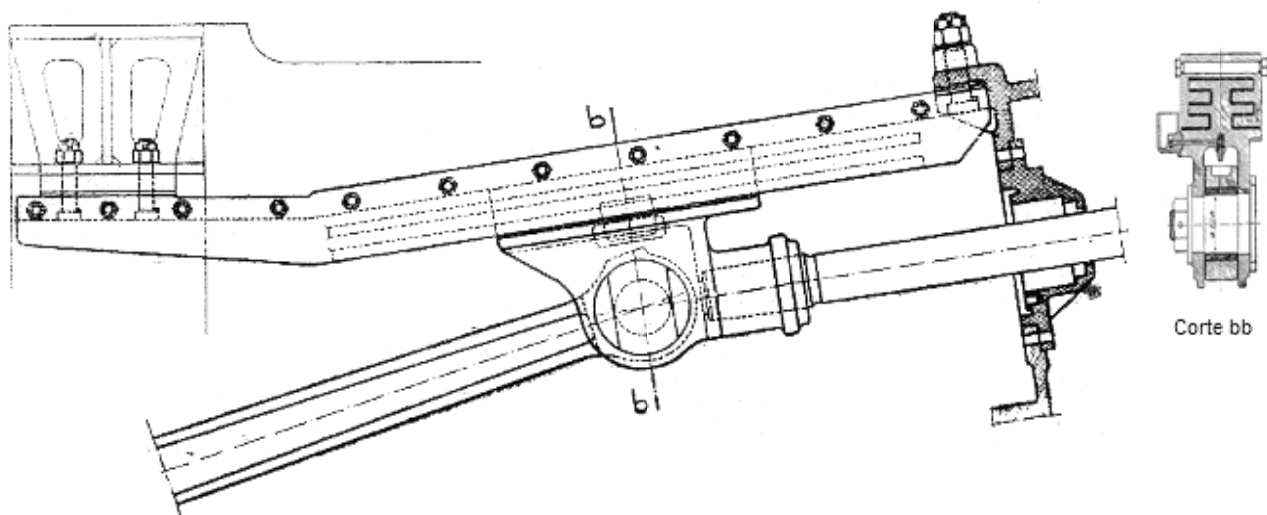


Fig. 350 – Guía triple tipo americano, aplicada al cilindro interior AP de las locomotoras 242 A 1 del Ouest. Corte transversal en otra escala.

Gracias a las grandes superficies de contacto que se obtienen con esta disposición, la presión unitaria y por lo tanto, los desgastes, son escasos; se pueden pues hacer grandes recorridos sin reguarnecimiento de las superficies de contacto; en los Estados Unidos estas últimas, por otro lado, se recubren de estaño puro.

Las últimas locomotoras de la S.N.C.F. se construyeron con este tipo de guías en todos los cilindros.

Las guías son barras de acero, uno de cuyos extremos se fija a la tapa posterior del cilindro y el otro a un soporte especial; se interponen algunos espesores muy finos entre la guía y sus apoyos; al modificar estos espesores, se regulan las guías para compensar los efectos del desgaste, dejándolos siempre perfectamente paralelos al eje del cilindro.

En el caso de guía única, el juego se regula suplementando el chapón que la encierra.

Las guías presionan en un mismo sentido durante casi toda la carrera del émbolo, excepto cuando la compresión crea una pequeña resistencia (§ 81). En la marcha hacia adelante de la locomotora, es la guía superior que recibe esta presión.

Las guías y sus puntos de apoyo deben ser rígidos. Numerosas roturas de vástagos de émbolos, cuyas consecuencias implican a menudo graves daños en los cilindros, se deben a falta de rigidez de las guías.

Es necesario también tomar todas las precauciones requeridas para que el ajuste a presión del vástago a la cruceta sea lo suficientemente firme, y no se produzcan efectos perjudiciales. También es bueno prever ranuras de descarga, como ya se ha indicado anteriormente (§ 60, fig. 321).

64. Bielas motrices. — La cabeza de las bielas motrices se articula sobre la cruceta del émbolo, y el pie sobre el botón de la manivela, o sobre el gorrón del cigüeñal; las dos cabezas se unen por medio de la caña o cuerpo.

Los cojinetes de la cabeza son de bronce: se desgastan lentamente: por eso la disposición de ajuste, con ayuda de una cuña a tornillo (fig. 351), no es indispensable; se puede satisfacerse sólo con un anillo (fig. 352). El juego de la articulación de la biela sobre la cruceta del émbolo no debe ser superior a 0,1 mm en el montaje; en servicio, no se dejará que este juego aumente sensiblemente, sobre todo sobre las locomotoras de alta velocidad.

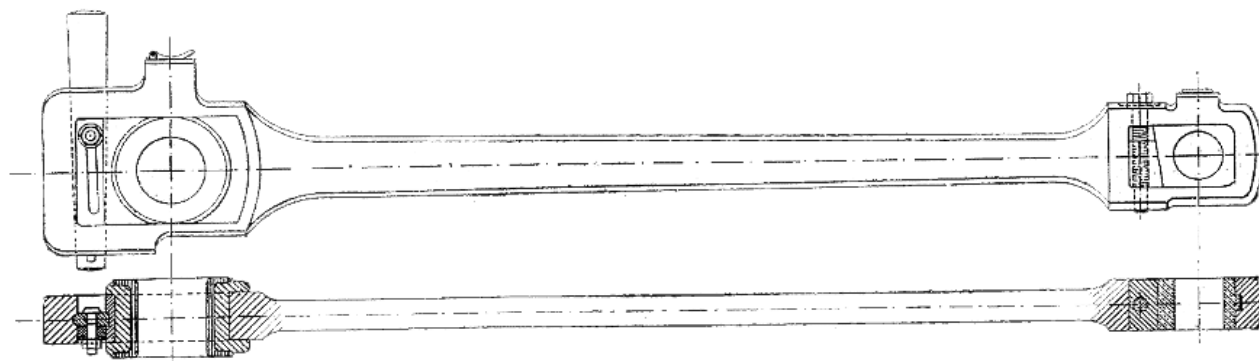


Fig. 351 – Biela motriz con cajas cerradas en ambos extremos.

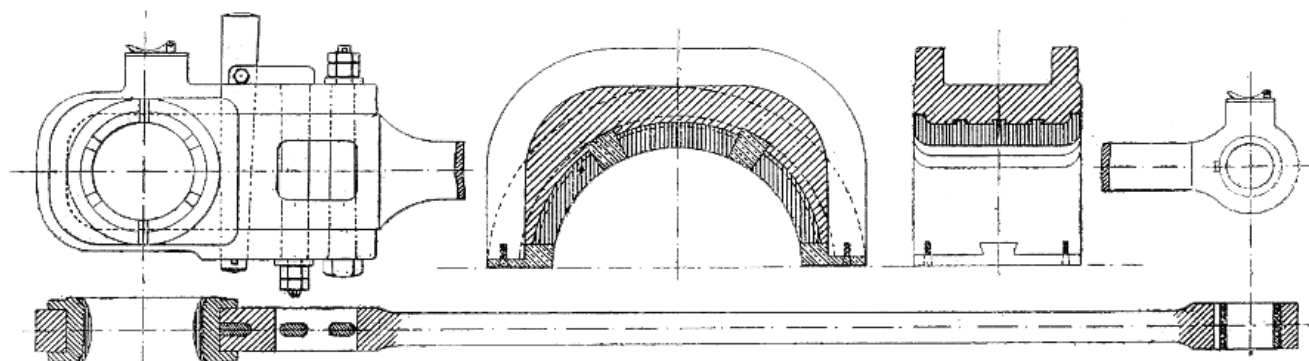


Fig. 352 – Biela motriz con cabeza cerrada simple, y pie abierto, con cierre mediante brida abullonada. Detalle del cojinete, de acero, revestido de metal antifricción, con insertos de bronce para mantener la biela en caso de fusión del metal.

Los cojinetes del pie son marcos de caja abierta, de caja cerrada, o con una brida abulonada.

La caja abierta (fig. 353 a y 353 b) se utiliza cuando la biela se monta sobre los botones prolongados por una contramanivela no desmontable o sobre los ejes acodados.

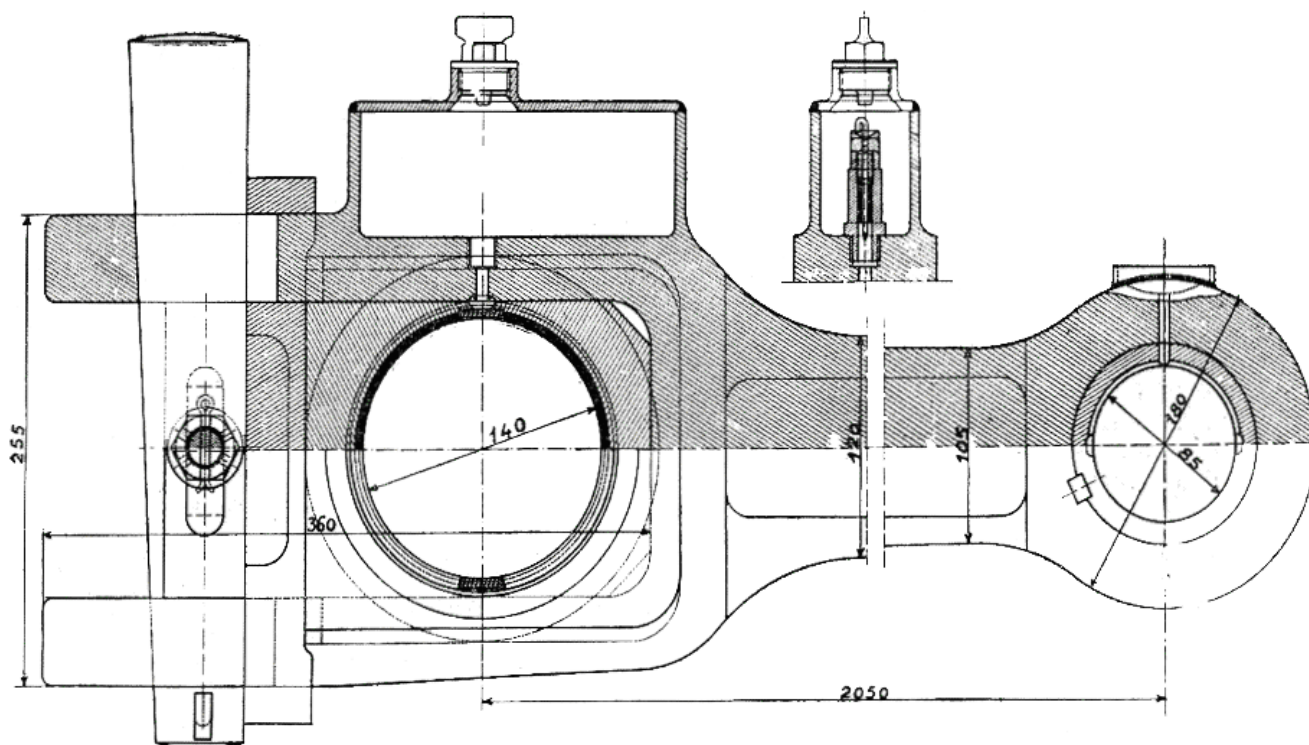


Fig. 353 a – Biela motriz, AP, con pie de caja abierta e las locomotoras 240.700 el P.O.

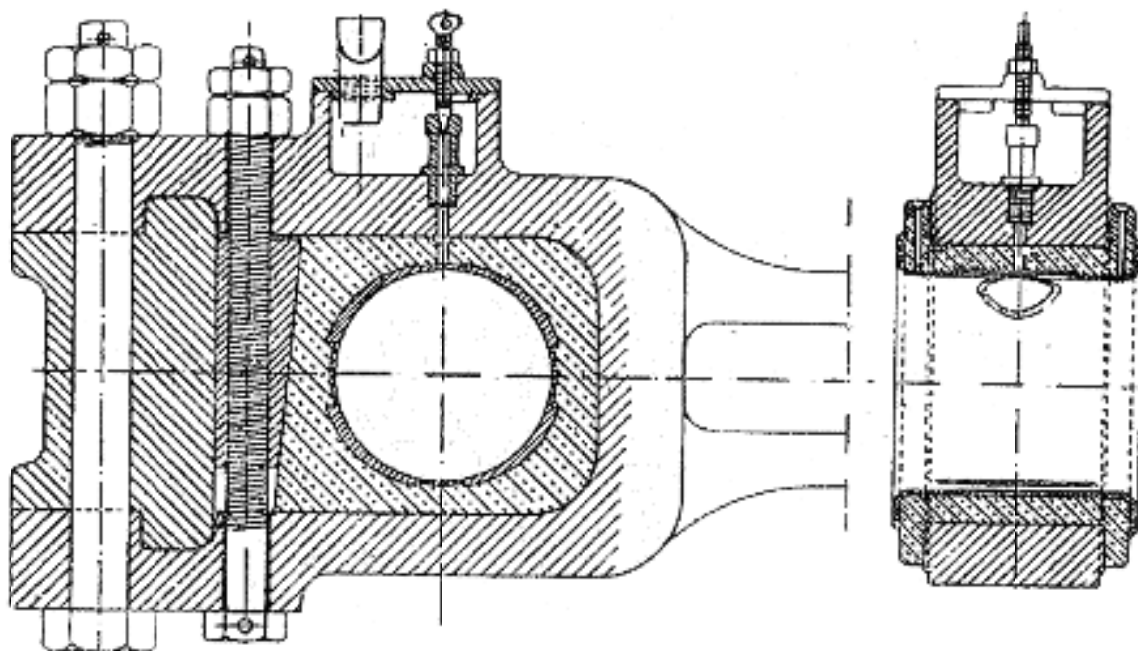


Fig. 353 b – Pie de biela motriz de caja abierta (Est).

La caja puede ser cerrada por una tapa sujeta con ayuda de dos pernos, como en el tipo “Marina”; es una disposición frecuente para los mecanismos interiores. Se sustituyen a menudo a los pernos por prolongaciones roscadas de la jaula (fig. 354).

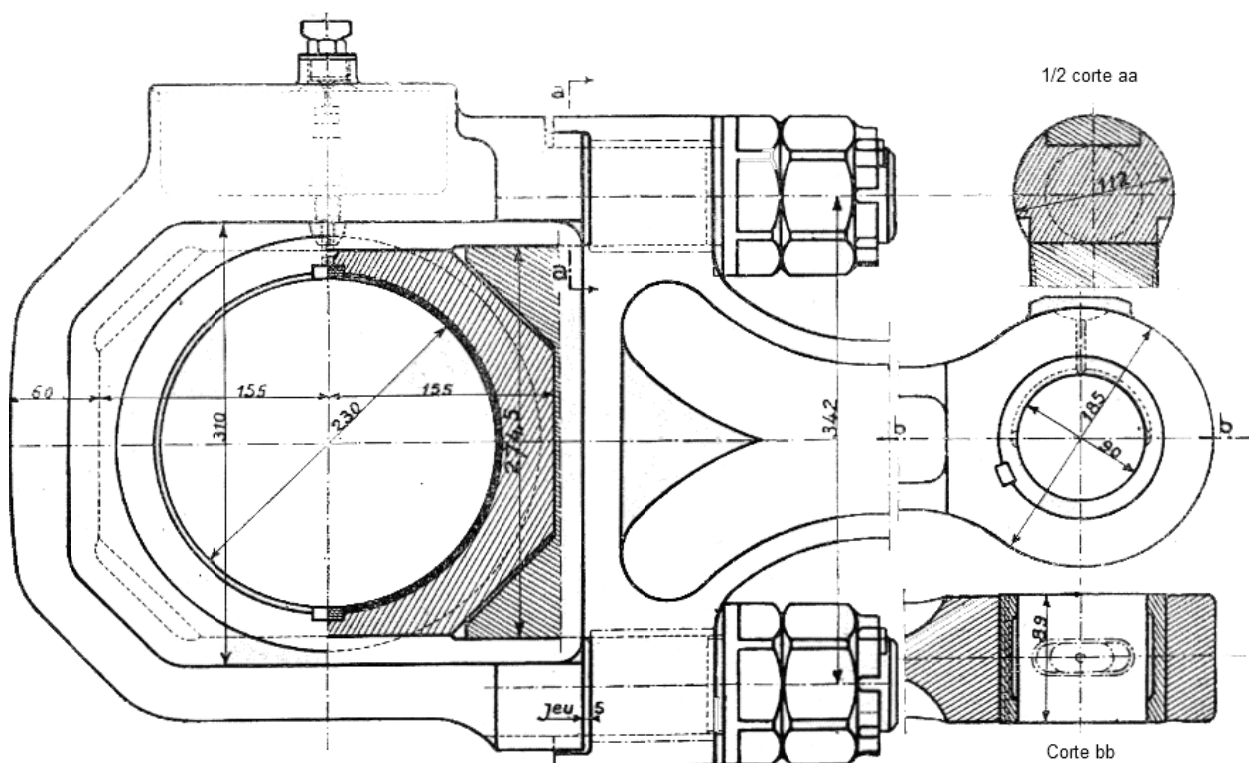


Fig. 354 – Biela motriz BP de caja abierta con brida abulonada y tuercas de registro de las locomotoras 240P del Sud-Est.

Estas disposiciones dan más seguridad que las cajas abiertas, en caso de recalentamiento, ya que los choques que se producen cuando el metal blanco se funde golpean las trabas de las cuñas y las mismas cuñas, que finalmente dejan sus alojamientos, no habiendo entonces más impedimento para que el émbolo destruya los cilindros.

La caja cerrada (fig. 351 y 355) aloja los dos medios cojinetes y la cuña de ajuste, que se fija por medio de una traba ajustada por un perno. Esta forma es adecuada para una manivela exterior sin contramanivela o con contramanivela desmontable.

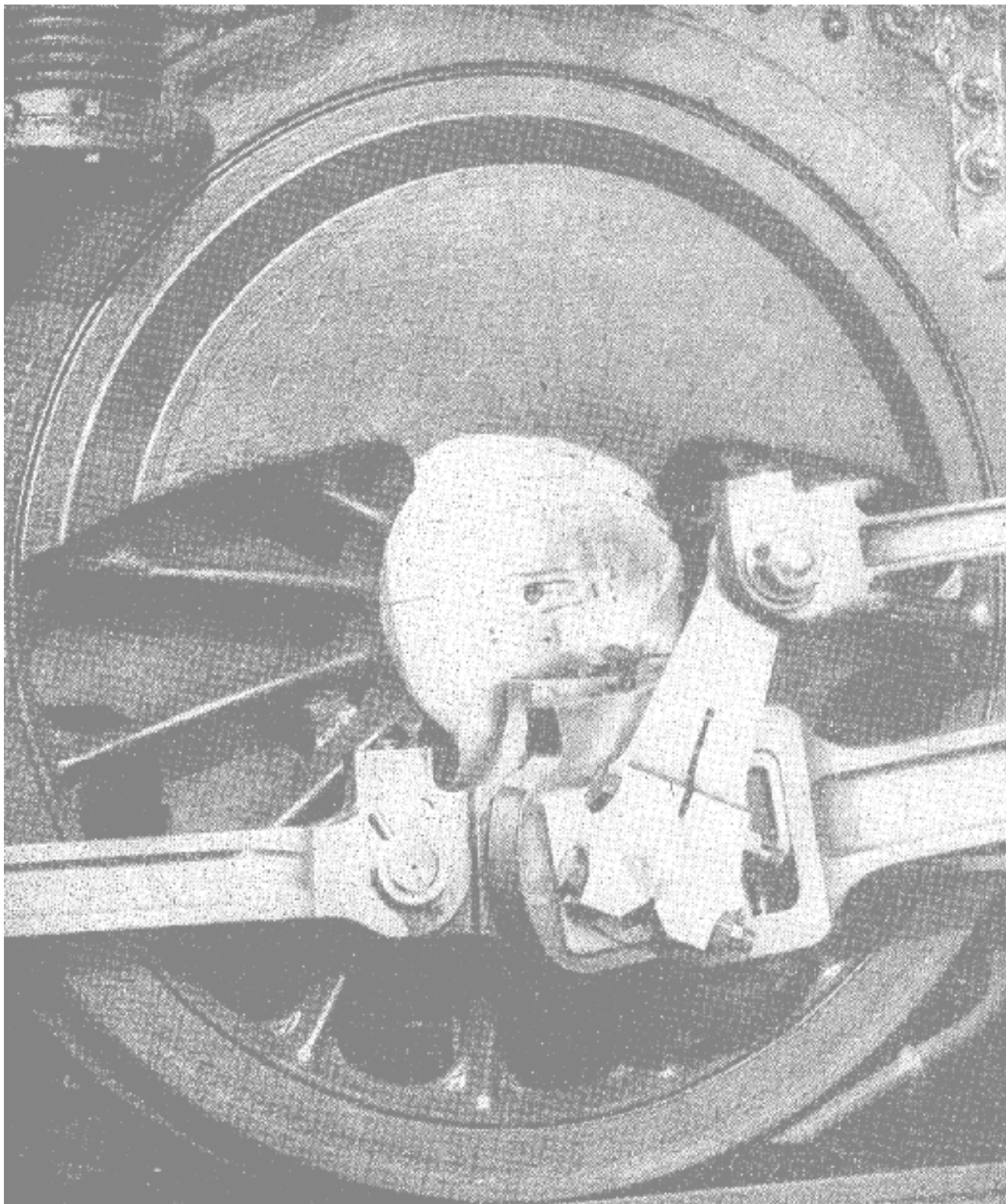


Fig. 355 – Biela motriz con caja cerrada y contramanivela desmontable, de las locomotoras 141 P.

Al retirar la cuña, se puede retirar hacia el fondo de la caja uno de los dos cojinetes y extraerlo lateralmente.

Las bielas con brida abulonada (fig. 352 y 356), a menudo se emplean para los mecanismos interiores. La pieza es un poco pesada, pero robusta y fácil de desmontar, dado que se retira la biela completa una vez retirada la brida.

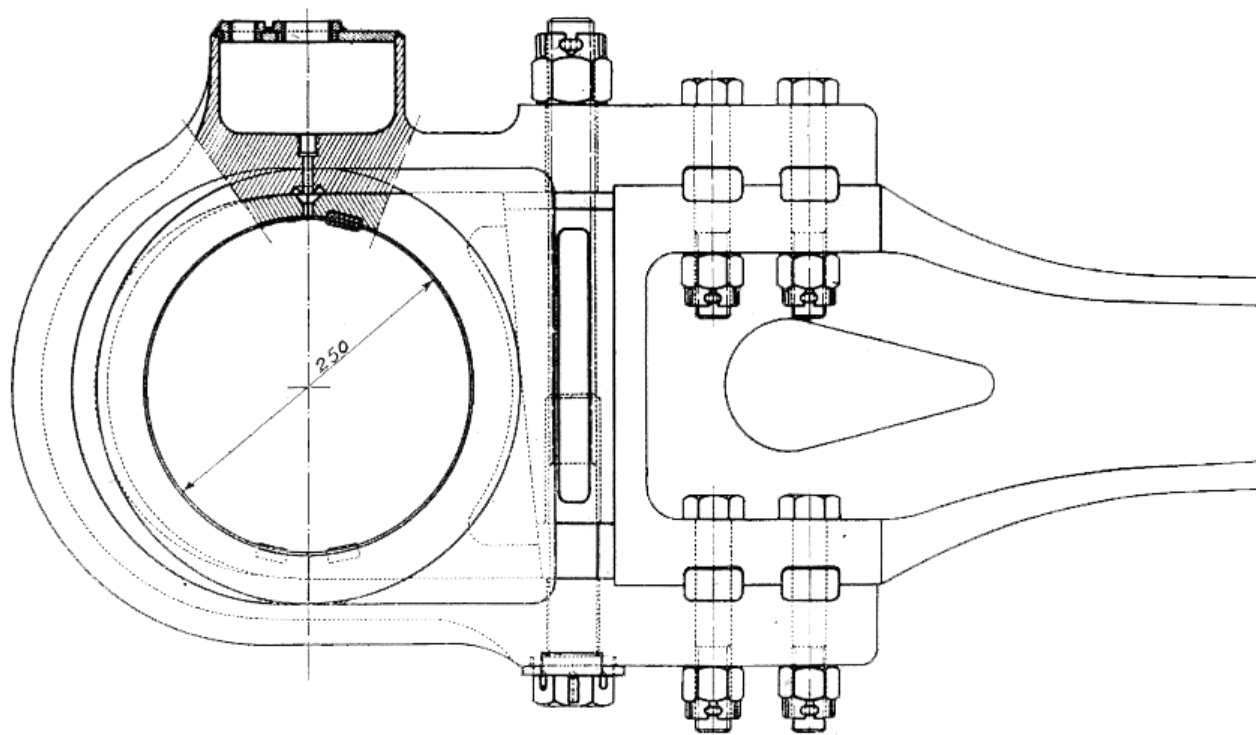


Fig. 356 – Biela motriz AP con brida abulonada de la locomotora 242 A 1, compound, de 3 cilindros, del Ouest.

Los cojinetes del pie de biela son habitualmente de bronce: a menudo se cubre de metal blanco la superficie que frota. Si el revestimiento se extiende sobre toda esta superficie, el bronce se vuelve inútil y el cojinete puede forjarse en hierro o en acero. Se colocan no obstante sobre cada cojinete (fig. 352) dos barras y dos calzos en bronce; estas partes en bronce pueden soportar la biela e impedir que el pistón destroce el cilindro si un fuerte recalentamiento funde el metal blanco.

Esta disposición, mucho más rara que la del revestimiento de metal antifricción sobre el cojinete de bronce, se encuentra, sin embargo, incluso en las cajas de ejes, en particular sobre todas las recientes locomotoras noruegas.

Almohadillas de fieltro lubricadas, colocadas en la parte superior e inferior del cojinete, son de empleo general. Las figuras 353, 354 y 356 dan ejemplos de esto.

Se disminuye el peso de la biela vaciando el cuerpo (perfiles doble T), y en las locomotoras más recientes, se tienen en cuenta para esto las últimas enseñanzas de la resistencia de los materiales.

En la figura 357 se muestra la biela motriz BP de las locomotoras 152 de la S.N.C.F. Las dos cajas son cerradas, según la práctica americana más reciente, y tienen una forma oval alargada en el sentido de los máximos de esfuerzo, lo que, para una sección dada de metal en la parte menos gruesa da lugar a fatigas sensiblemente menores.

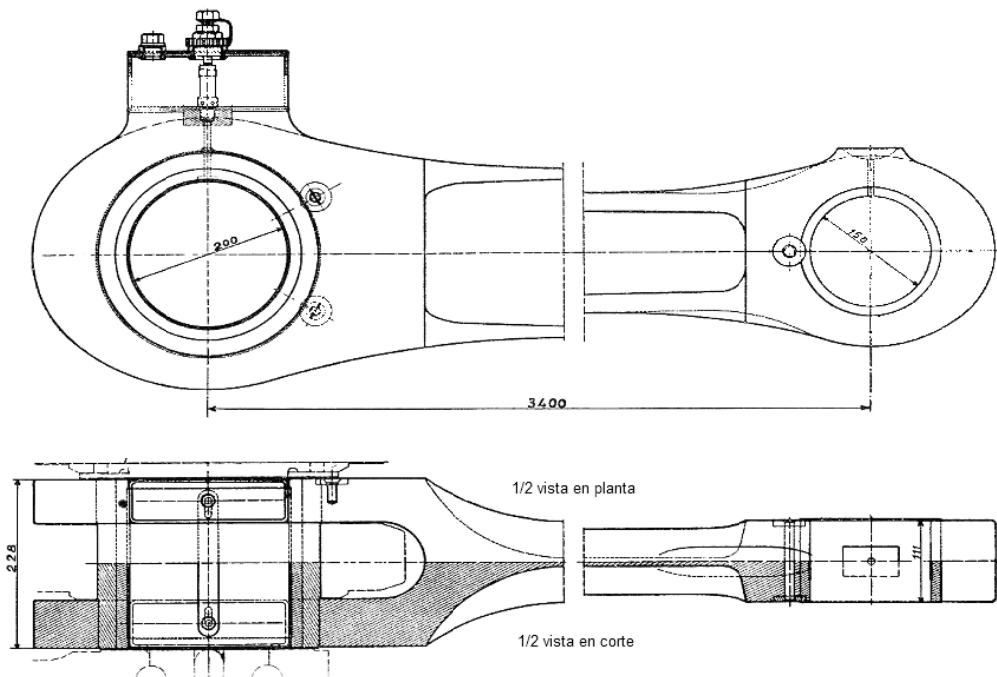


Fig. 357 – Biela motriz BP, tipo tándem, de las locomotoras 152 de la S.N.C.F.

La biela motriz se monta sobre la manivela con un juego, según el diámetro, de aproximadamente 0,1 mm y un juego transversal de 1 a 2 mm. El desgaste ovaliza las cabezas de bielas, como resultado de los choques, porque alternativamente tira y empuja. Se recupera el juego, en cuanto alcance 0,2 a 0,3 mm, rectificando las caras de contacto de los medios cojinetes, prensándolos a bloque uno contra otro mediante una cuña. La reducción a tiempo del juego es extremadamente importante, para evitar los recalentamientos, en particular, en las bielas BP interiores de locomotoras. Según la posición de las cuñas, esta regulación alarga o acorta la biela, es decir, la distancia entre los ejes de las articulaciones: en el primer caso, el juego del pistón a fondo de carrera contra la tapa anterior disminuye; se tendrá cuidado en el montaje inicial de dejar un poco más de espacio libre por este lado. Si el ajuste acorta la biela se acerca el pistón a la tapa posterior.

65. Bielas de acoplamiento. — Las bielas de acoplamiento pueden ser provistas de cuñas de ajuste (fig. 358) para compensar el desgaste de los cojinetes.

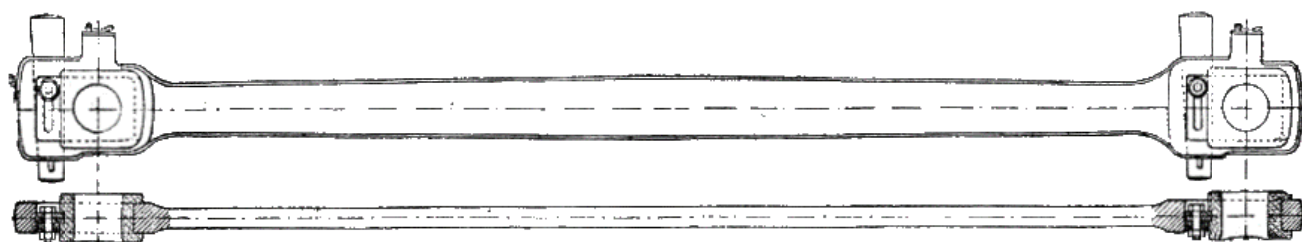


Fig. 358 – Biela de acoplamiento con cuñas de regulación.

Este ajuste exige mucho cuidado: la longitud de las bielas, medida entre los eje de los cojinetes, debe ser la misma de los dos lados de la máquina; las cuñas de las guías de las cajas se regulan al mismo tiempo, para dar la misma separación a los ejes acoplados. La menor diferencia de longitud de una biela aumenta la fatiga de la máquina, las fricciones y el desgaste, y se corre el riesgo de provocar recalentamientos y roturas. Se utilizan los mismos tipos de cajas abiertas o cerradas que para las bielas motrices. La figura 359 da otra disposición que se encuentra sobre las locomotoras recientes del Nord (3.1200, 4.1200, 5.1200) y las Pacific y 240 transformadas por el P.O.

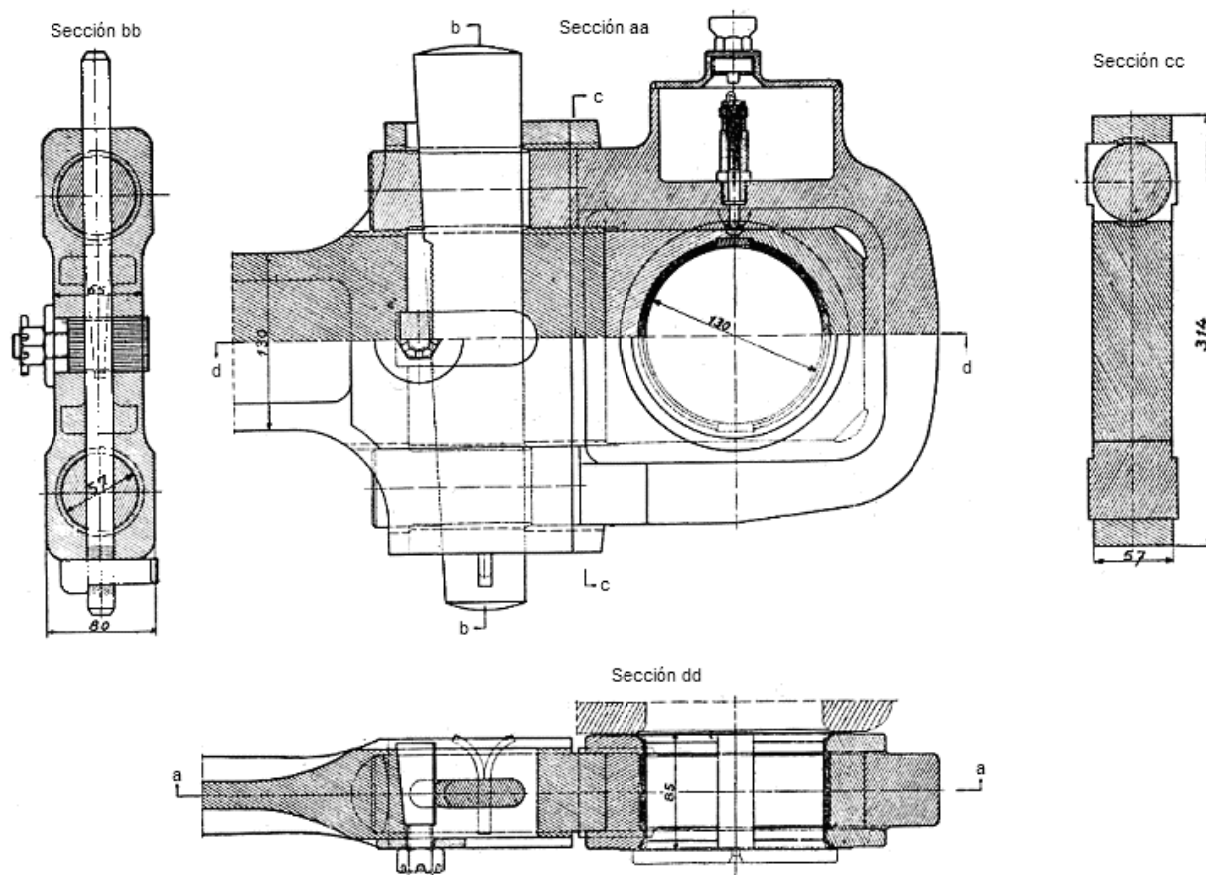


Fig. 359 – Cabeza de biela de acoplamiento tipo Nord.

Las bielas de cajas cerradas (fig. 360, 361 y 362) tienen un simple anillo en bronce, controlado, que se monta en el pivote, sin ningún medio de ajuste; no se puede pues cambiar la longitud sino por una operación de taller. El anillo presenta sin inconveniente un juego de un milímetro sobre el diámetro del pivote. A menudo se suprimen al mismo tiempo las cuñas de recuperación de juego de las guías de las cajas. Se simplifica así notablemente el acoplamiento de los ejes, ya que una locomotora bien montada en el taller de servicio, no pierde fácilmente su regulación. Estas bielas funcionan mucho tiempo sin retoques: su reparación consiste en sustituir o controlar los anillos, para luego escariarlos; las guías de las cajas pueden al mismo tiempo cambiarse si tienen demasiado de juego.

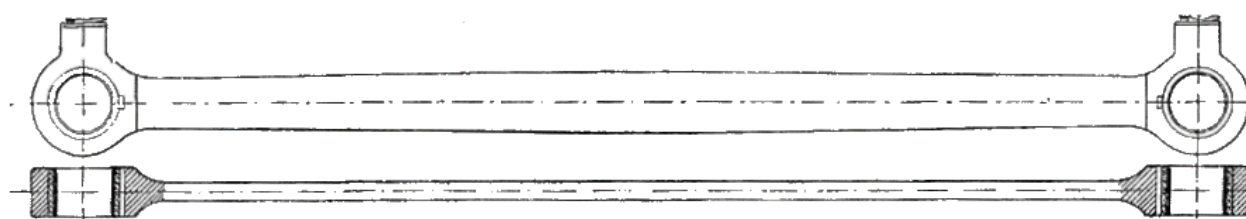


Fig. 360 – Biela de acoplamiento a bujes, sin regulación.

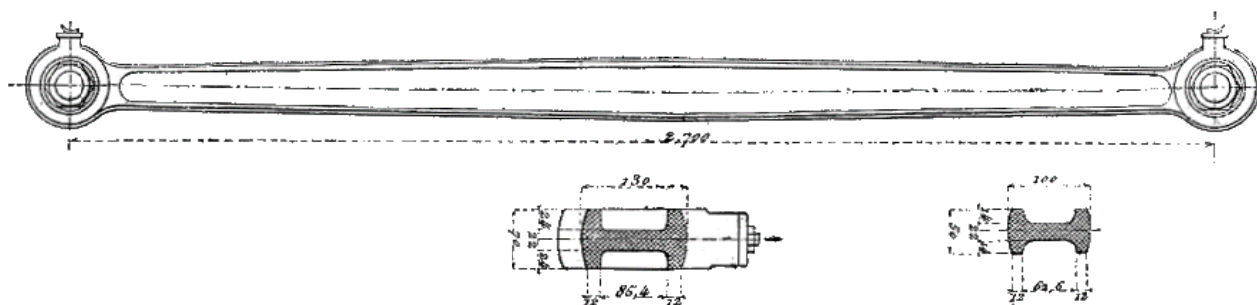


Fig. 361 – Biela de acoplamiento a bujes, con caña en doble T

No obstante, hoy se prefiere, sobre las locomotoras potentes, mantener las cuñas de recuperación de juego incluso con la utilización de dispositivos de corrección automática del juego (§ 114). Los bujes deben fijarse en las cajas de las bielas con una interferencia suficiente (2 a 3/1000 del diámetro) si no pueden golpear y salir de su alojamiento. Se añade un dispositivo de seguridad constituido, según el emplazamiento del buje, por un tornillo (fig. 362), o por uno o dos pernos con sus cabezas remachadas (fig. 357).

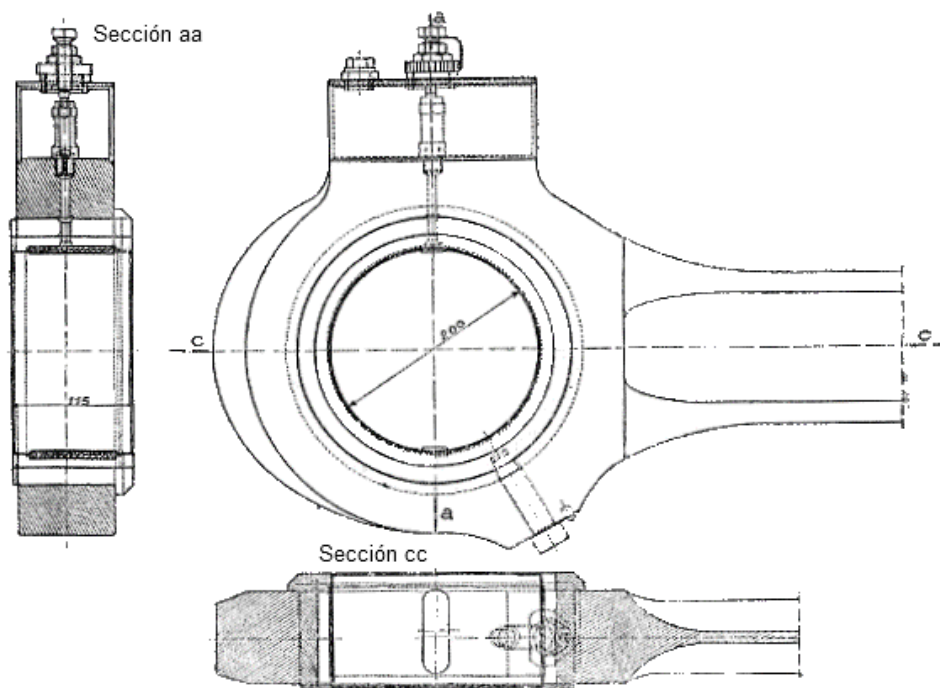


Fig. 362 – Biela de acoplamiento de las locomotoras 152 de la S.N.C.F.

El vaciado de los cuerpos (fig. 361 y 362) permiten dar a las grandes bielas, cuya longitud alcanza a veces los 3 metros, una resistencia suficiente sin hacerlos demasiado pesados.

La dilatación de los largueros, en proximidad de la caja de fuego, alarga un poco el bastidor, mientras que las bielas de acoplamiento de los ejes posteriores no cambian su longitud; por eso, es necesario darles en principio un ligero exceso de longitud cuando son muy largas.

Cuando más de dos ejes son acoplados, no se puede utilizar, de cada lado de la locomotora, una única biela rígida, porque los centros de los ejes no permanecen en línea recta; las bielas deben montarse separadamente sobre los pivotes de los dos ejes vecinos, o, lo que es la disposición usual, presentar una articulación provista de un pivote (fig. 363). Con el uso de articulaciones esféricas (fig. 364), la biela pueden desplazarse en todos los sentidos, si uno de los ejes acoplados se monta con juego transversal.

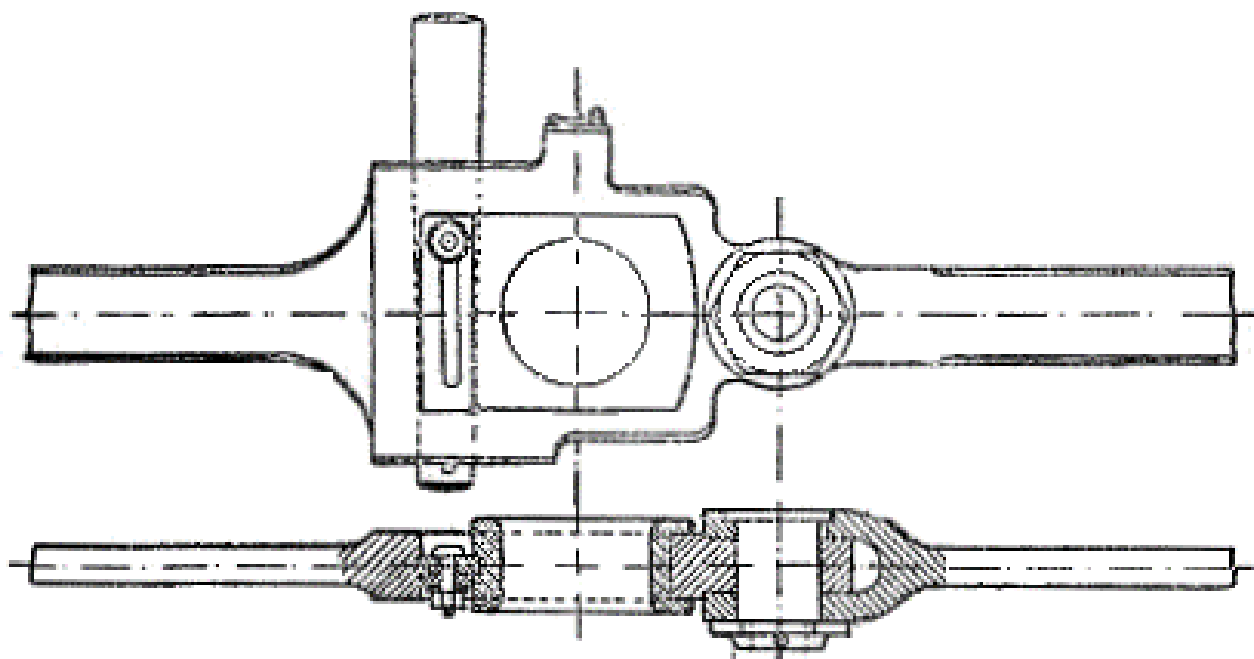


Fig. 363 – Articulación de bielas de acoplamiento para más de dos ejes acoplados

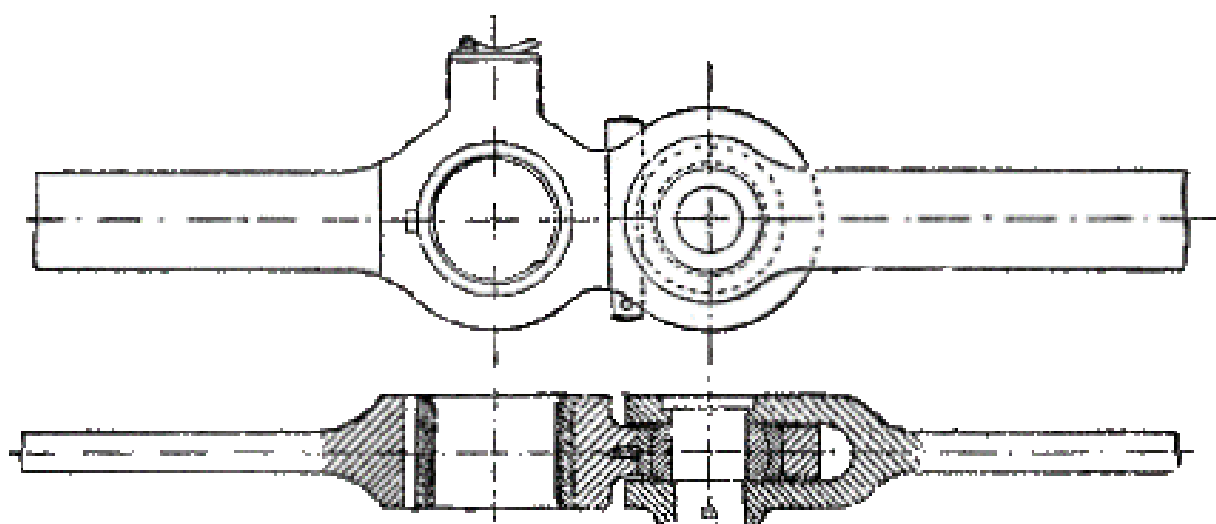


Fig. 364 – Articulación esférica de bielas de acoplamiento para ejes con desplazamiento transversal.

En las locomotoras con cilindros interiores, el montaje de las bielas de acoplamiento es muy simple: se montan sobre los pivotes mediante tuercas atornilladas y fijadas sobre prolongaciones roscadas de los pivotes.

El montaje sigue siendo simple con cilindros exteriores, y dos ejes acoplados, cuando la biela motriz se monta detrás la biela de acoplamiento, sobre el gorrón de la manivela del eje motriz; pero cuando la biela de acoplamiento se encuentra detrás la biela motriz, o cuando el botón lleva una contramanivela para el comando de la distribución, el montaje es menos fácil. Los cojinetes deben entonces contenerse en jaulas o cubiertas desmontables, al menos en uno de los extremos de la biela.

La figura 365 da un ejemplo de tren de bielas de acoplamiento de una máquina con numerosos ejes acoplados, las 160 A 1 del P.O., de los que sólo los tres del medio son fijos, presentando los demás desplazamientos transversales controlados. Este tren de bielas tiene la particularidad de presentar la disposición tándem, que es objeto del capítulo siguiente, para las 2 bielas que conectan los 3 últimos ejes.

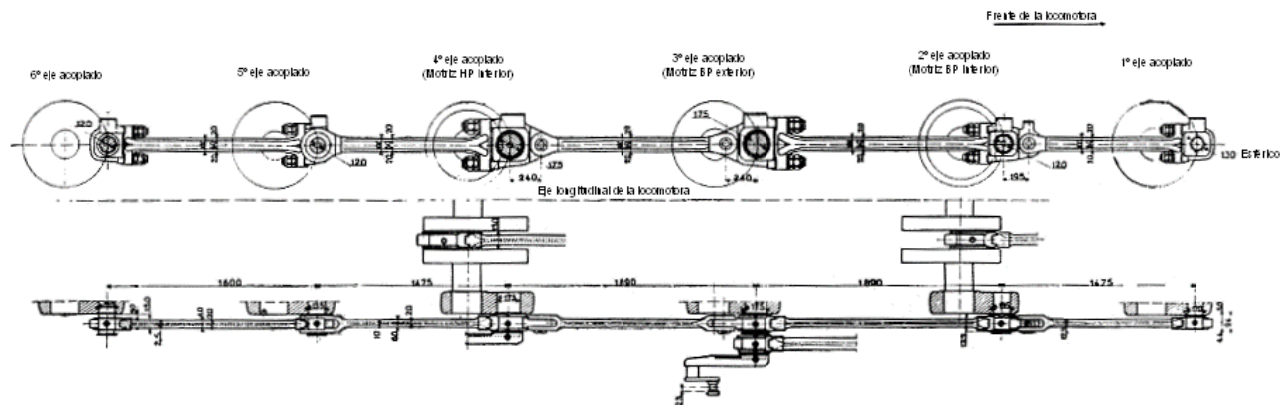


Fig. 365 – Tren de bielas de acoplamiento de las locomotoras 160 A del P.O.

66. Bielas tándem. — En algunas locomotoras americanas, para evitar concentrar el esfuerzo motriz sobre un único eje, se adoptó un montaje especial de la biela motriz y la biela de acoplamiento, permitiendo transmitir simultáneamente el esfuerzo del pistón a las manivelas de 2 ejes consecutivos (fig. 366).

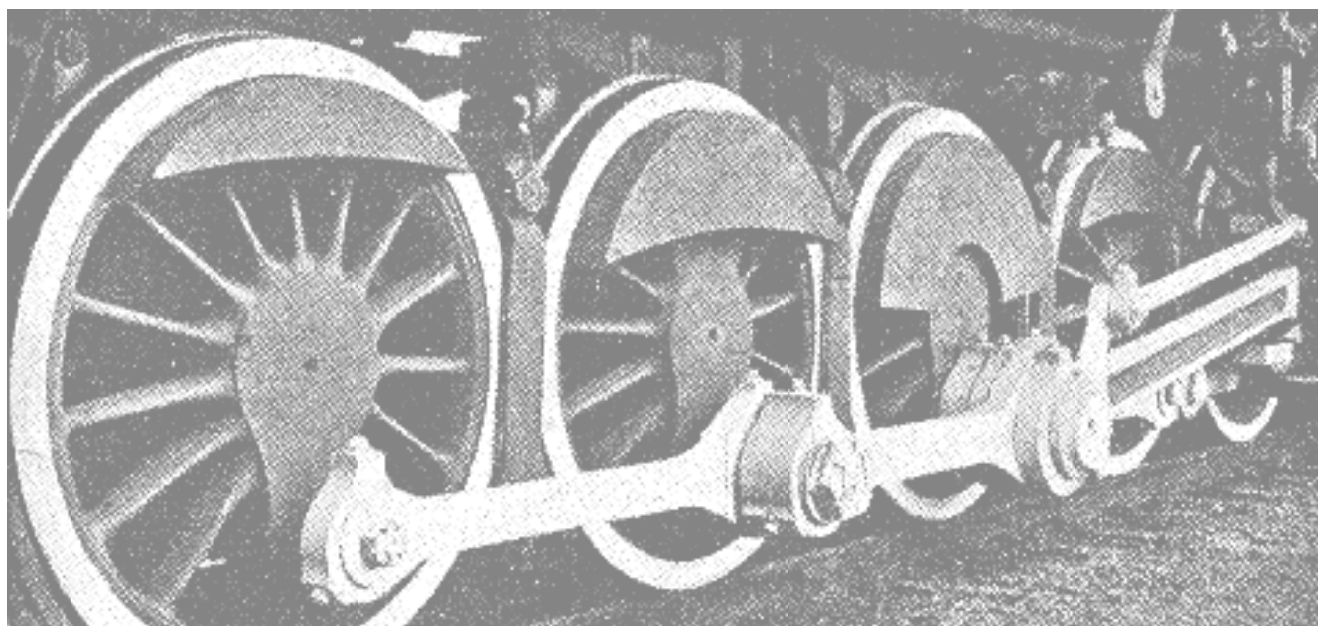


Fig. 366 – Biela tándem sobre una locomotora americana con cinco ejes acoplados.

A tal efecto, la biela motriz se articula directamente sobre la biela de acoplamiento, por medio de un buje, sin que el esfuerzo tenga que pasar por el gorrón de la manivela.

Esta disposición tiende a encontrar las ventajas del ataque de 2 ejes separados, obtenido en particular sobre las compound francesas 4 cilindros, que atacan, dos y dos, dos ejes diferentes, pero acoplados.

La figura 367 muestra la disposición prevista para la locomotora 152 de la S. N. C. F., por lo que se refiere a las bielas motrices y las bielas de acoplamiento del 2º, 3º y 4º ejes.

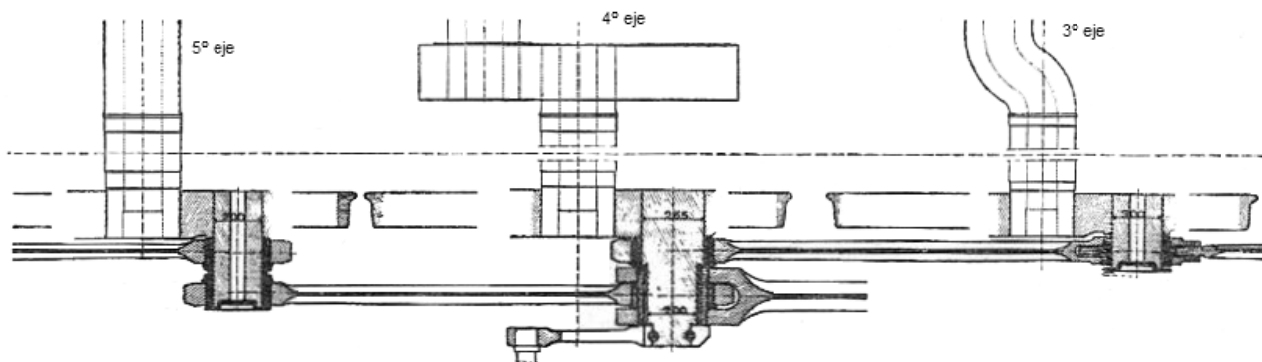


Fig. 367 – Biela tándem de las locomotoras 152 de la S.N.C.F. Vista en planta.

La figura 368 muestra la disposición adoptada para las bielas de acoplamiento de algunas locomotoras 240 P de S.E., según el tipo iniciado en 1938 sobre locomotoras 242 del Unión Pacific y adoptada, luego, por el Santa Fe.

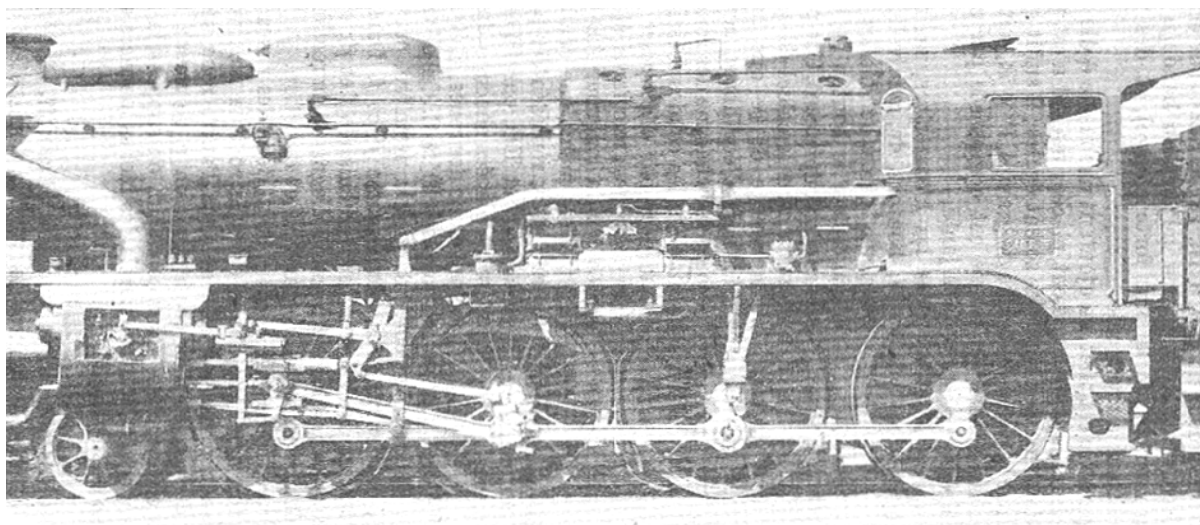


Fig. 368 – Tren de bielas de acoplamiento tándem tipo “Unión Pacific” de las locomotoras 240 P del Sud-Est.

67. Contrapesos de las ruedas de locomotoras. — Para que la rodadura de un tren de ruedas sea lo más suave posible, es necesario que este tren de ruedas esté perfectamente equilibrado; montado entre puntas sobre un torno, debe permanecer detenido en una posición cualquiera, sin que ninguna parte pesada lo lleve siempre a una misma posición⁽¹⁾. Si se añade, a una rueda bien equilibrada, un peso, libre de desplazarse según un radio (fig. 369), pero que un resorte rechaza hacia el centro de la rueda (esta disposición existe sobre algunas máquinas fijas gran velocidad, donde este peso y este resorte constituyen un regulador); el resorte se comprime cada vez más, a medida que la velocidad de rotación aumenta. Sea P, en kilogramos, el peso montado sobre la rueda; R, en metros, la distancia del centro de gravedad de este peso al centro de la rueda; v la velocidad angular de la rueda, expresada por el número de metros recorridos durante un segundo, girando, por un punto situado a un metro del centro⁽²⁾. La fuerza que comprime el resorte, denominada fuerza centrífuga, está dada por la fórmula: $(P \times R \times v^2) / 9,81$, donde v^2 es el cuadrado de la velocidad tangencial. Por ejemplo, con un peso de 50 kg a una distancia de 0,750 m del centro, y una velocidad angular de 20 (que significa algo más de tres revoluciones por segundo), la fuerza buscada es de aproximadamente 1.500 kg. El resorte así comprimido ejerce sobre la rueda una reacción igual, y, en definitiva, presiona al centro de la rueda. Cuando no hay resorte, y cuando el peso se fija en la rueda, el centro de la rueda sigue siendo sido presionado, con la misma fuerza, por la masa no equilibrada.

1) Este equilibrio, denominado estático, no basta, si las masas que se compensan dan lugar a fuerzas centrífugas que no se oponen directamente, condición necesaria para el equilibrio dinámico. Durante la rotación, estas fuerzas pueden formar un par que tiende a hacer oscilar el eje transversalmente.

2) La velocidad angular se define de una manera más simple, pero un poco más abstracta, por el número de radianes descritos en un segundo, siendo el radián el ángulo cuyos lados abarcan un arco de longitud igual a su radio, dado que se describió este arco utilizando el vértice del ángulo como centro.

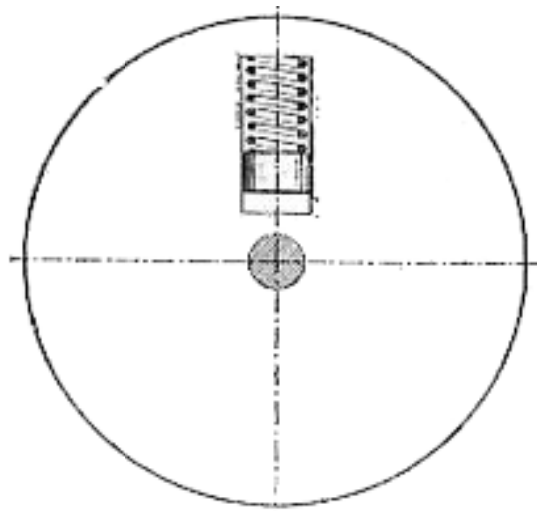


Fig. 369 – Compresión de un resorte por un peso colocado sobre una rueda.

En la rotación de una rueda que presenta este defecto, en el momento en que la masa no equilibrada está hacia abajo de la rueda, esta fuerza de 1.500 kg (u otra calculada del mismo modo) aumenta en 1.500 kg la carga sobre el carril; cuando la masa está hacia arriba, esta carga disminuye en 1.500 kg; cuando está a uno u otro lado del centro, sobre la horizontal, genera un empuje de 1.500 kg hacia una u otra guía de las cajas. Esta fuerza, que varía rápidamente, actúa así sobre el carril y sobre las guías de las cajas: esto se traduce en desgastes desiguales de las llantas (que se levantan o aplastan en el momento de la carga más fuerte), y en vibraciones que se transmiten al vehículo.

Se hace desaparecer este efecto, añadiendo una masa igual a la misma distancia del centro, simétricamente colocada; pero no es necesario que las dos masas opuestas sean iguales; basta que el producto del peso por el radio del centro de gravedad, $P \times R$, sea el mismo para ambas; una masa pesada moviéndose vecina al centro es compensada por una masa opuesta más ligera, fijada cerca de la llanta.

Por ello se equilibran en las locomotoras, por medio de contrapesos, las partes giratorias, vástagos de manivelas, codos de ejes, cabezas de bielas motrices, articuladas sobre el vástago de manivela, bielas de acoplamiento. Una pequeña complicación en el cálculo de estos contrapesos resulta de que las masas que se trata de equilibrar, no están ubicadas sobre cada una de las ruedas mismas; en particular, en los codos de eje, es necesario comenzar por dividir las fuerzas entre las ruedas; una fuerza representada por la longitud AD (fig. 370), cuyo efecto es el mismo que el de dos fuerzas f y f' , representadas por los segmentos AE y ED, paralelos a la primera y colocados cada uno en el plano medio de cada una de las ruedas, dado que se obtuvo de E tomando BD' igual a AD y adjuntando D' a C. Se divide así mismo la fuerza igual y perpendicular a la primera, procedente del segundo codo, en dos otros componentes f'' y f . En cada una de las ruedas se tienen así dos fuerzas perpendiculares f y f' ; que se puede finalmente sustituir por una fuerza f'' , que es la diagonal del rectángulo que tiene f y f' como catetos, representada en tamaño y dirección.

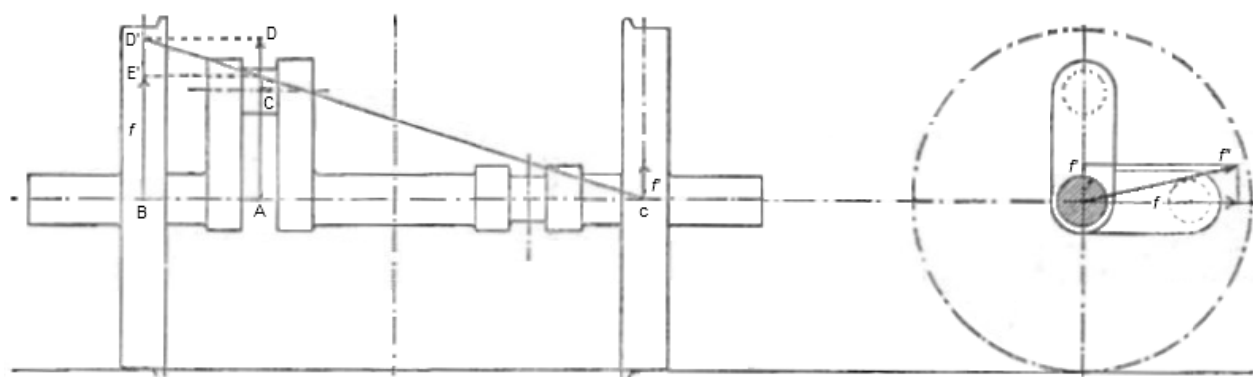


Fig. 370 – Cálculo de los contrapesos equilibrantes de las masas rotativas comprendidas entre las ruedas.

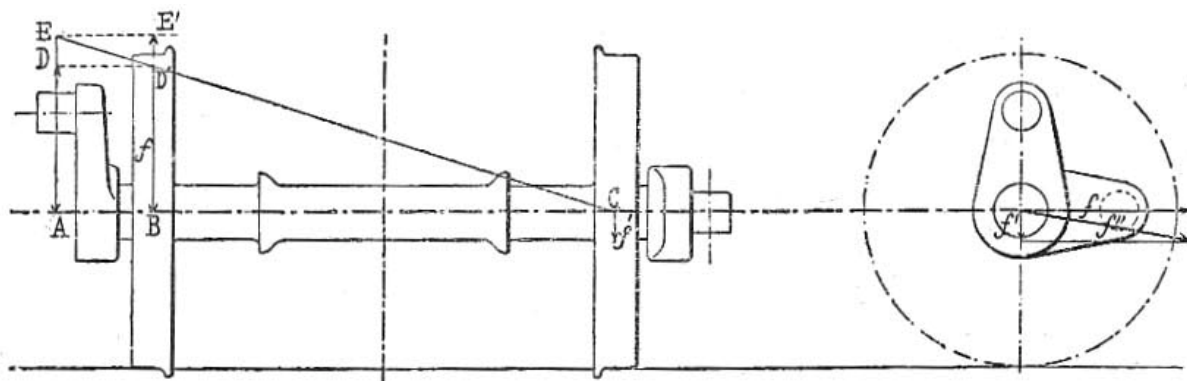


Fig. 371 – Cálculo de los contrapesos equilibrantes de las masas rotativas comprendidas exteriormente a las ruedas.

Cuando la fuerza, igual a AD , está fuera de las ruedas (fig. 371), una construcción similar da en la rueda más cercana una fuerza mayor f , igual a AE , y en la otra rueda una fuerza f' igual a ED , dirigida en sentido contrario: se tiene así mismo el componente f'' en cada rueda. Para este cálculo, se supone la masa de las bielas de acoplamiento y de una parte de las bielas motrices concentrada sobre los vástagos de manivela.

68. Equilibrio de las piezas con movimiento alternativo. — La aplicación de contrapesos para equilibrar las partes giratorias, es simple y natural; pero se les pide aún más. Además de las piezas que giran, los émbolos, con sus vástagos y sus crucetas, tienen un movimiento rectilíneo alternativo, o movimiento de vaivén, sobre una línea recta. Las bielas motrices se mueven de una manera menos simple, puesto que el pie gira con el gorrón de la manivela, mientras que la cabeza se desplaza como el pistón; se puede suponer que el peso del cuerpo de la biela se descompone entre sus dos extremos.

Estas piezas, que se desplazan en línea recta, tienden a hacer oscilar la locomotora longitudinalmente, en paralelo a los carriles, oscilación que se llama movimiento de vaivén. Al retroceso se añade otra oscilación que se observa más a menudo, la lanzadera, o giro de la máquina en torno a un eje vertical; este giro lleva las ruedas de los ejes extremos alternativamente contra los carriles de derecha e izquierda. Si sólo hubiera un único mecanismo, en medio de la máquina, sólo produciría el vaivén, sin lanzadera: sería así mismo si los dos mecanismos atacaran dos manivelas paralelas; la desigualdad de la posición de los dos mecanismos laterales es una de las causas de la producción de la lanzadera.

Se reducen los movimientos de vaivén y lanzadera haciendo los émbolos y sus crucetas lo más ligeros posible. Por otra parte, la lanzadera será menor si los ejes de los cilindros se acercan más, lo que es una ventaja de las locomotoras con mecanismo interior. Por fin la amplitud de estos movimientos disminuye cuando el peso de la locomotora aumenta; y puede reducirse aún más si se rigidiza el enganche con el tender.

Con un nuevo contrapeso, colocado sobre la rueda motriz opuesto a la manivela, se pueden crear esfuerzos horizontales, destruyendo aquéllos que resultan del movimiento del pistón: pero nada compensa los esfuerzos verticales originados por este nuevo contrapeso, esfuerzos que, a cada vuelta de rueda, producen alternativamente un aumento y una disminución de la carga sobre el carril, de modo que el equilibrio horizontal puede implicar un defecto más grave que aquél que se corrigió.

Se pueden no obstante, sin gran inconveniente, forzar un poco los contrapesos de las partes giratorias, para equilibrar una fracción de las perturbaciones horizontales.

En las locomotoras de cuatro cilindros, se equilibran las masas con movimiento rectilíneo colocadas de un mismo lado de la locomotora, vinculándolas a dos manivelas opuestas 180° . Este equilibrio estaría completo si las dos masas fueran iguales y si pudieran colocarse en el mismo plano vertical. El émbolo de baja presión de las compound es más pesado que el émbolo de alta presión, más pequeño; además uno de los mecanismos está dentro, y otro exteriormente; se desprende de esto que las perturbaciones horizontales no se suprimen completamente. Es preferible que la masa más distante del eje de la locomotora sea la más ligera, condición satisfecha con los cilindros pequeños (AP) exteriormente.

Motor

Las locomotoras así dispuestas se dicen equilibradas completamente desde el punto de vista rotatorio. Si se desea reducir el vaivén que subsiste, es necesario añadir contrapesos rotatorios que hacen reaparecer a su vez el desequilibrio. Se llega generalmente, sobre las compound de 4 cilindros, con un desequilibrio escaso de 500 kg, por ejemplo, a obtener la supresión total del vaivén a la velocidad de 120 km/h (locomotoras 240 P).

Sobre las locomotoras de simple expansión de 2 cilindros, se admite en Francia un desequilibrio que puede alcanzar 1.500 kg a 120 km/h. Se equilibran así $1/4$ a $1/3$ de las masas con movimiento alternativo.

En los Estados Unidos, para las recientes locomotoras de gran velocidad, del mismo tipo, se equilibra hasta un 40% de estas masas. Los desequilibrios que resultan, alcanzan valores muy elevados, teniendo una acción perniciosa sobre la vía. Por eso, se tiende en este país hacia una reducción lo más avanzada posible de las masas con movimiento alternativo.

En las locomotoras de 3 cilindros, con manivelas caladas a 120° , es decir, distribuidos regularmente, si las masas de cada cilindro son iguales, la máquina se encuentra automáticamente equilibrada en cuanto al vaivén; las fuerzas de inercia procedente de cada uno de los conjuntos motrices son siempre iguales y opuestas a la resultante de las de los dos otros.

Realmente, los movimientos perturbadores, que resultan así de las masas con movimiento alternativo sobre las locomotoras, tienen una importancia reducida.

El vaivén es muy poco notable a la cabeza de un tren y, en cualquier caso, poco pernicioso, incluso con una locomotora mal equilibrada.

No pasa lo mismo en el Banco de pruebas, donde la locomotora se encuentra sujeta a un punto fijo. Se tiene entonces interés en proveer a las máquinas, especialmente para las pruebas, de contrapesos que equilibren un 95% de las masas alternativas. A esto se llega en los Estados Unidos, en el Banco de Altoona; pero este equilibrado parece no tener ningún interés en la línea.

Una solución elegante y radical del equilibrado completo desde el punto de vista del vaivén fue logrado por el Sr. de Caso del Nord, sobrecargando convenientemente una biela de mecanismo que se mueva en sentido opuesto a la biela motriz (locomotoras 4-1200 del Nord y 232 R y S) (fig. 465 y 441).

No tiene importancia el movimiento de lanzadera debido a las masas alternativas, cuanto más que su amplitud es pequeña, y más baja en cualquier caso que la de la lanzadera efectiva que se constata en la vía.

No se debe confundir en efecto la lanzadera procedente de las masas alternativas, que tiene como período el de una vuelta de rueda, con la lanzadera que se produce efectivamente y que procede de la conicidad de las llantas.

Si un eje con llantas cónicas toma una posición oblicua con relación a la vía, lo que es inevitable, el diámetro de rodadura de la rueda situada del lado donde el eje tiende a cortar la vía, aumenta. En la otra rueda se produce lo contrario. El eje tenderá, pues, automáticamente, a volver al eje de la vía, pero superará esta posición, e irá demasiado a la izquierda, luego, por las mismas razones, volverá de nuevo hacia la derecha. El eje oscila constantemente en la vía: es el movimiento de lanzadera. La amplitud de este movimiento depende de la conicidad de las llantas, del diámetro de las ruedas, de la base rígida y de la separación entre los rieles. Su período es mucho mayor que el del movimiento que podría resultar de las masas alternativas, lo que representa 17 m por ejemplo en vez de 6 m. Los desplazamientos transversales de la masa suspendida de la locomotora serán obviamente tanto mayores cuanto más juego tenga sobre sus cajas.

Existe por fin un tercer movimiento de lanzadera, raramente indicado, del mismo período que el debido a las masas alternativas, que se constata claramente a bajas velocidades sobre las locomotoras que ejercen un gran esfuerzo de tracción, y que resulta simplemente de la acción alternada del vapor sobre el cilindro de la derecha y sobre el cilindro de la izquierda, combinada con los juegos en las guías de las cajas de ejes.

En efecto, si se supone que la rueda motriz esté fijada, y que solamente el pistón de derecha entra en acción, el vapor penetrando en el cilindro empuja el pistón y aplica la biela contra el vástago de manivela. La reacción que actúa simultáneamente sobre la tapa del cilindro empuja el bastidor hacia adelante toda la cantidad permitida por los juegos que existen entre el eje y las guías de la caja.

Esta fuerza, que no está sobre el eje de la locomotora, no recupera estos juegos, que, por otra parte, hacen girar al bastidor de derecha a izquierda. Cuando el cilindro de la izquierda recibe a su vez el vapor, se produce el movimiento opuesto; el período del movimiento de oscilación sigue siendo el de una vuelta de rueda.

Con una separación de las cajas de 1 m aproximadamente, el desplazamiento transversal de un punto del eje de la máquina será igual a este juego multiplicado por la distancia que lo separa del eje motriz.

Si, por ejemplo, el travesaño delantero se encuentra a 7 m de este eje y el juego es de 1 mm., sufrirá un desplazamiento transversal de 7 mm. Estos desplazamientos pueden pues ser muy importantes. Se encuentran no obstante muy reducidos gracias al antagonismo de los boguies y biseles que se oponen a los movimientos transversales de la masa suspendida, y por eso se los percibe sobre todo en las locomotoras antiguas de adherencia total (sin ejes portantes).

69. Perturbaciones debidas a la inclinación de los cilindros y a la presión sobre las guías. -

El vapor presiona alternativamente una y otra tapa de los cilindros. Con un diámetro de 450 mm y una presión de 10 kg/cm², el esfuerzo sobre cada tapa alcanza alrededor de 16.000 kg.

Cuando el eje de los cilindros es inclinado, este esfuerzo tiende a levantar la máquina hacia el frente ejerciéndose sobre la tapa delantera, y a reducirlo presionando la tapa posterior. Una descomposición de fuerzas da a conocer el esfuerzo vertical que tiende así a levantar y bajar la locomotora. Con una inclinación de 10 cm por metro, el esfuerzo vertical será de 1.600 kg en el ejemplo elegido. Esta causa produce un movimiento de galope. Una misma fuerza vertical, dirigida en ambos sentidos, tiende alternativamente a apoyar aún más en el carril y a levantar al eje motriz.

Cuando la inclinación de los cilindros es pequeña, esta acción no es demasiado notable: con los cilindros muy inclinados, adoptados antiguamente sobre algunas locomotoras, era intolerable.

En una locomotora de 4 cilindros, a simple expansión o compound, fijados a 180° uno del otro, no hay siempre interés, si los cilindros interiores deben inclinarse, en colocar los cilindros exteriores horizontales. Puede ser ventajoso, al contrario, colocar todos los cilindros en paralelo para que el efecto del vapor sobre las tapas de estos cilindros que funcionan en oposición tienda a equilibrarse (Locomotoras 144 P).

Así como se vio en el § 56, las guías, que guían la cruceta, son presionadas por una fuerza, dirigida siempre en el mismo sentido, que se cancela cuando la manivela pasa por sus puntos muertos, y toma su mayor valor hacia el centro de la carrera del émbolo: tiende a levantar la parte anterior de la locomotora por sacudidas repetidas, en la marcha adelante, dónde trabaja solamente la guía superior.

Este efecto se produce por otro lado a la derecha y a la izquierda de la máquina alternativamente. Resulta un movimiento de las partes suspendidas en torno a un eje longitudinal llamado movimiento de balanceo.

Esta perturbación, que crece con el esfuerzo de tracción desarrollado, es a veces muy notable en el arranque de algunas locomotoras, hasta el punto que el patinaje se encuentra favorecido. Es, por ejemplo, el caso de las locomotoras 151 A del P.L.M., que poseen sus 4 cilindros fuera de los largueros (fig. 330).

70. Engrase de los mecanismos. — La lubricación de las piezas con fricción de las locomotoras es necesaria. Para las articulaciones sujetas a grandes esfuerzos, como los gorriones de manivela o las poleas de excéntricas, la materia lubricante se coloca en un depósito engrasador, que contiene suficiente cantidad para los recorridos más largos, cuyo gasto debe regularse convenientemente, sin exceso.

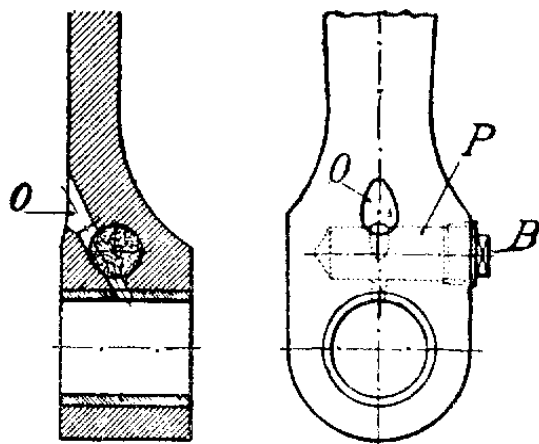


Fig. 372 – Engrasador de pocillo

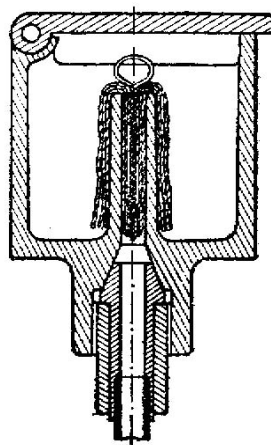


Fig. 373 – Engrasador de mecha

En la figura 372 se muestra un engrasador de pocillo o de tacita, apto para colocar en los extremos de bielas. Consta de un recipiente mecanizado en la biela misma, relleno con estopa y cerrado con un tapón. Presenta asimismo un agujero para llenado de aceite, operación que se realiza durante las detenciones.

La figura 373 muestra un primitivo engrasador de mecha. Posee un manojo de cuerdas de estopa, sujetas por un gancho de alambre, que permite su extracción, uno de cuyos extremos se introduce en una chimenea que lleva el aceite al punto a lubricar, y el otro en el aceite del depósito. Este engrasador trabaja por capilaridad, y, en las detenciones prolongadas, se deben retirar las mechas, para evitar un gasto de aceite innecesario. Esta es una operación difícil y sucia, que a veces los maquinistas son reacios a efectuar.

El aceite puede ser alimentado por aparatos a aguja, más convenientes, que no consumen aceite durante las detenciones. En la disposición del Nord, adoptada sobre las locomotoras de la S. N. C. F. (fig. 374) existe 7 juegos de agujas, que van de 2,2 a 2,9 mm de diámetro, teniendo el agujero del asiento 3 mm. Se hace variar el gasto buscando, por tanteo, la aguja de diámetro conveniente.

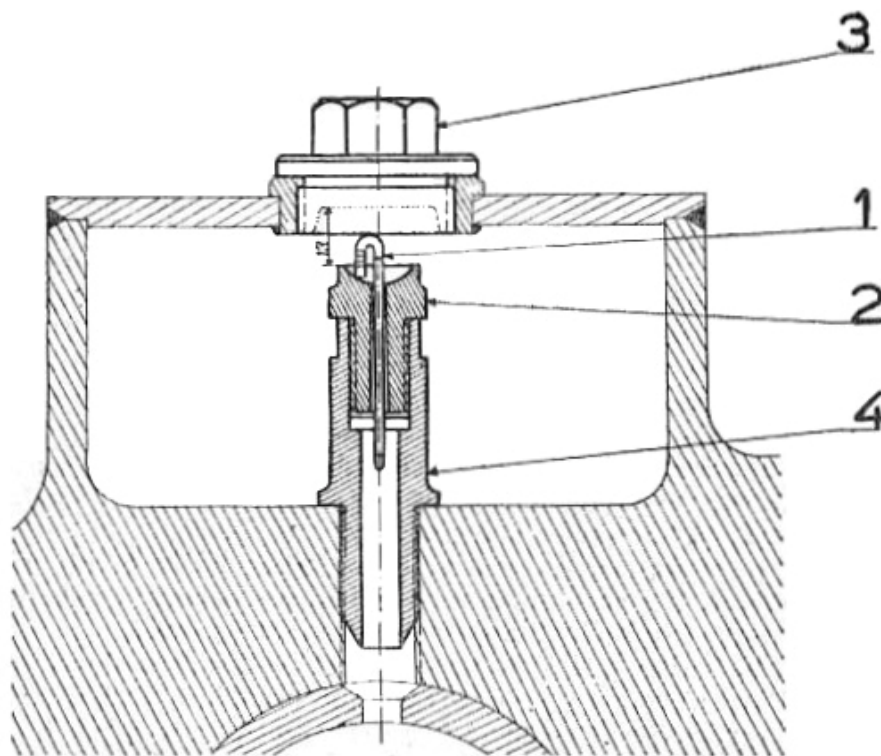


Fig. 374 – Engrasador de aguja

1. Aguja 2. Chimenea 3. Tapón de llenado

Se puede suprimir la aguja, y reemplazarla por un agujero, taladrado en el fondo de una pequeña taza, donde el aceite se proyecta por los movimientos y las trepidaciones de las piezas. El diámetro del agujero es inferior a 1 mm.

El ajuste es más o menos fácil con el aparato representado figura 375: un punzón roscado permite reducir más o menos el paso del aceite; el diámetro del pequeño conducto de derrame es de 2 mm. El tornillo se monta en un tapón roscado que se retira para llenar la taza, o, si la taza es bastante grande, se colocan junto al punzón una tapa a resorte o un tapón a tornillo.

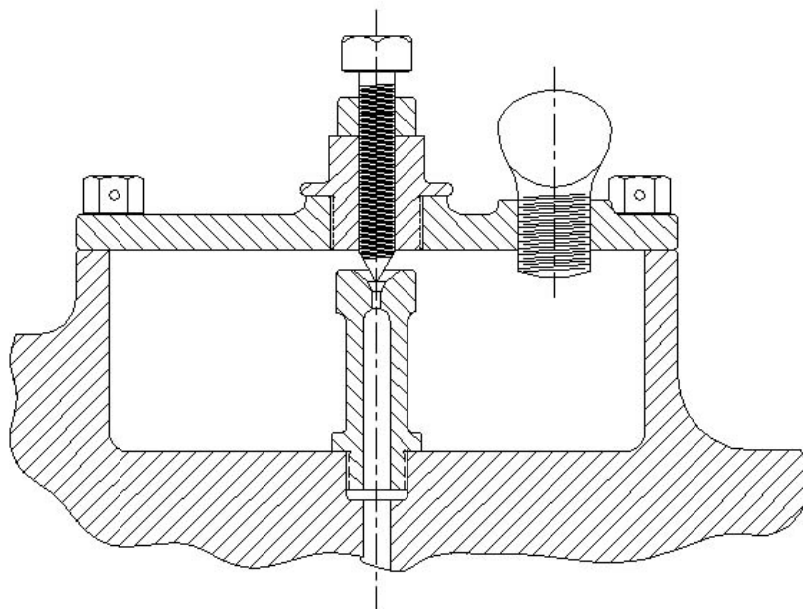


Fig. 375 – Depósito engrasador del Midi, para partes móviles del mecanismo.

Otra disposición en uso, en particular en el Etat y el P.O., la aguja es sustituida por una válvula; es el mismo sistema (fig. 376), mejorado desde el punto de vista de la precisión de ajuste del gasto, que se ha utilizado en las recientes locomotoras.

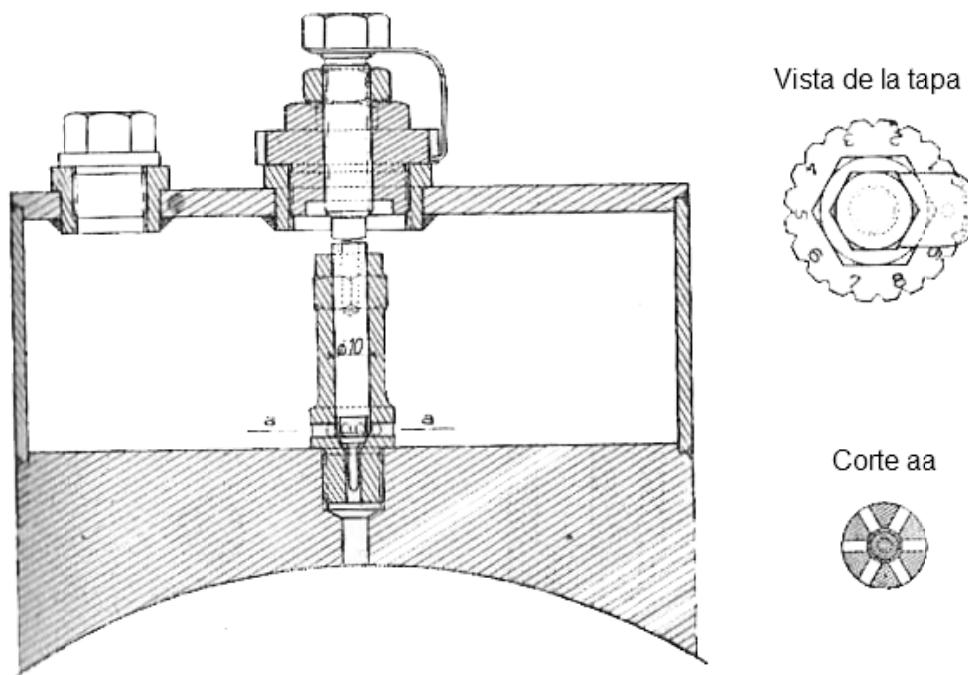


Fig. 376 – Válvula de engrase ajustable para cabezas de biela.

Una placa dentada permite fijar muy exactamente la carrera de la válvula, cuya forma se ha estudiado especialmente.

Estas disposiciones convienen para piezas animadas de movimientos que proyectan el aceite o las válvulas hacia arriba y abajo, por el efecto de la fuerza centrífuga, como cabezas de bielas. La experiencia pone de manifiesto no obstante que las agujas y los simples punzones, convienen para las partes animadas de movimientos alternativos, como las crucetas.

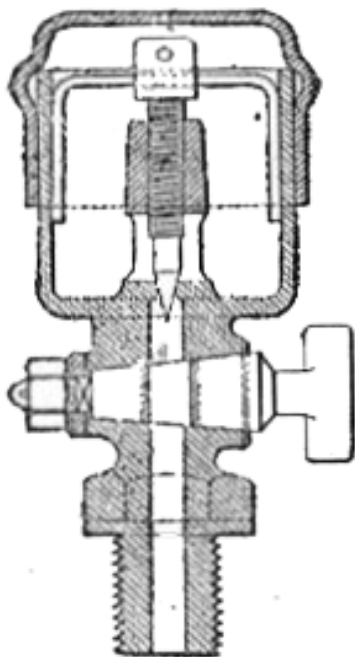


Fig. 377 – Engrasador a punzón del Est para piezas fijas

Cuando los engrasadores son estáticos, como los que lubrican las guías de cruceta, los vástagos y las correderas, la apertura regulada por el punzón está en la parte inferior del depósito (fig. 377); un grifo permite cerrar el paso del aceite durante las paradas.

La cabeza del tornillo-punzón es atravesada por dos hilos de latón, uno de los cuales sirve para girarlo, y el otro, en forma de resorte, se apoya en las paredes de la taza. La tapa se provee de una cabeza moleteada, taladrada por un pequeño agujero para la entrada del aire. Para mejorar la precisión del ajuste se estableció también para las recientes locomotoras un dispositivo perfeccionado (fig. 378) en el que el punzón se separó de la cabeza para un mejor centrado sobre su asiento y cuyas posiciones más cercanas pueden ubicarse con ayuda de una rueda dentada como en el sistema de figura 376.

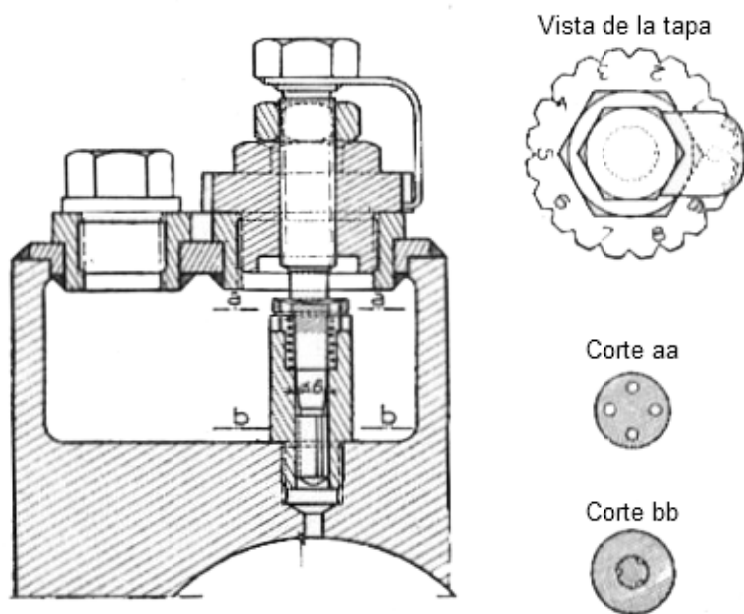


Fig. 378 – Engrasador a punzón regulable.

Simple agujeros de engrase, sin depósitos, pueden bastar para las articulaciones menos requeridas, en particular, para los mecanismos de distribución de las pequeñas locomotoras.

Las materias usadas para el engrase de los mecanismos fueron de origen animal (el sebo), vegetal o mineral. De los aceites vegetales, el más usado fue el de colza. Los hidrocarburos, derivados del petróleo, son los únicos empleados hoy en día.

71. Corredera plana. — El aparato más simple para distribuir el vapor es la corredera plana, inventada por William Murdoch en 1799, así como su accionamiento posterior por medio de una excéntrica fijada al eje. Estudiemos su desarrollo.

72. Máquina de vapor ordinaria. – Definiciones – (fig. 379) El vapor recogido en la cúpula de la caldera se introduce por el tubo de admisión T a una cavidad C llamada *caja de vapor* o *capilla de distribución*. De allí el vapor se distribuye por las *lumbreras de admisión* l y l', alternativamente a izquierda y a derecha del *émbolo* P, que se mueve con movimientos alternativos de vaivén en el interior del *cilindro* G cerrado por sus dos extremos.

Se consigue el cierre y apertura de las *lumbreras* maniobrando una pieza móvil t llamada *corredera*; la misma corredera permite la salida del vapor a la atmósfera por el conducto E, llamado *lumbrera de escape* o *descarga*. Las tres lumbreras l, l' y E están practicadas sobre una superficie plana y rectificada, llamada *espejo de la corredera*. Los espacios a y a' que separan la lumbrera de escape de las de admisión se denominan *bandas del espejo*.

Generalmente la *corredera* está formada por un paralelepípedo hueco, comprendiendo la parte hueca o *concha* p y las *barretas* d y d'. La corredera recibe su movimiento de una *excéntrica* N cuya biela b se articula al vástago t₂

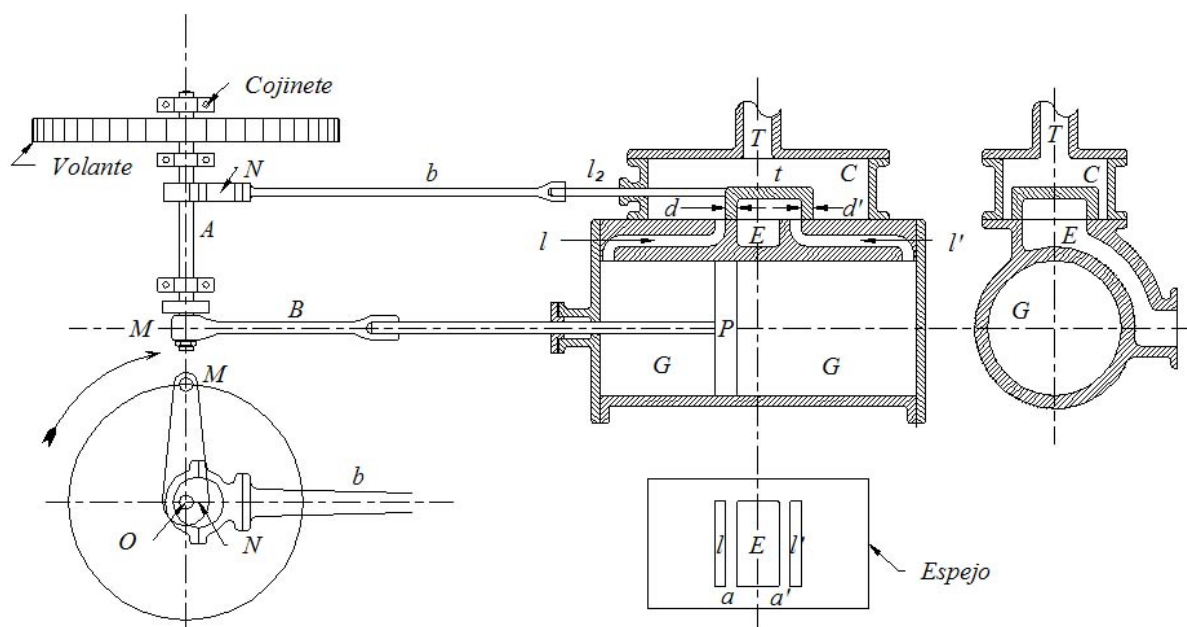


Fig. 379 – Máquina de vapor de plena presión.

73. Máquina de vapor de plena presión – La distribución de corredera más sencilla es, evidentemente, aquella en la que hay admisión de vapor por un lado del émbolo durante toda su carrera y escape por el lado opuesto, igualmente durante toda la carrera: es la máquina de plena presión.

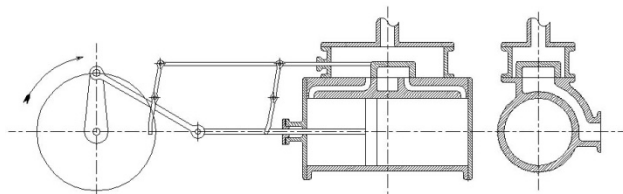


Fig. 380

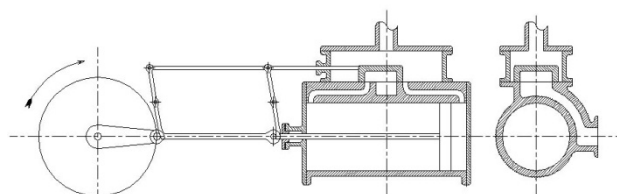


Fig. 381

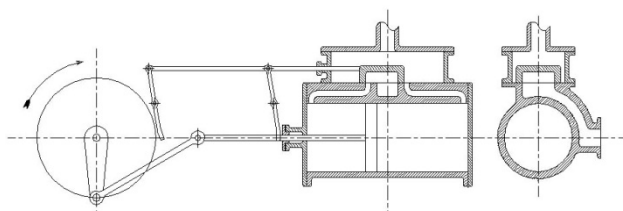


Fig. 382

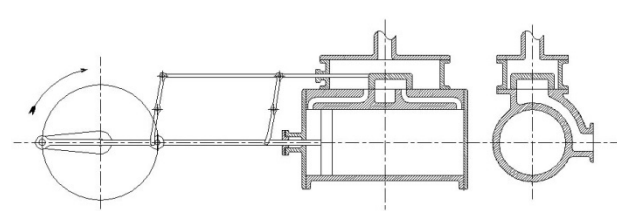


Fig. 383

En los orígenes de la máquina de vapor, esta distribución se obtuvo tomando el movimiento de un tope colocado sobre la cruceta, que, en los extremos de su carrera, y mediante balancines, invertía la posición de la corredera (las figuras 380 a 383 intentan mostrar el sistema, no contando con dibujos de la época). A medida que aumentó la velocidad de las máquinas y la presión del vapor, se comprobó que los golpes que implicaba este mecanismo dañaban todo el sistema, por lo que se lo reemplazó por una excéntrica, calada a 90° respecto de la manivela que recibe el movimiento del émbolo.

1ª condición: Puesto que la introducción del vapor sobre una cara del émbolo y el escape sobre la otra tienen lugar durante toda la carrera, es necesario que cuando el émbolo termine su carrera en un sentido, en el preciso instante de emprenderla en sentido contrario, las lumbreras de admisión y escape, estén cerradas, pero dispuestas a abrirse. Y esto debe tener lugar de la misma forma para el punto muerto de la izquierda (fig. 384) como para el de la derecha (fig. 386). En ese momento la corredera cubre las lumbreras de admisión l y l' .



Fig. 384

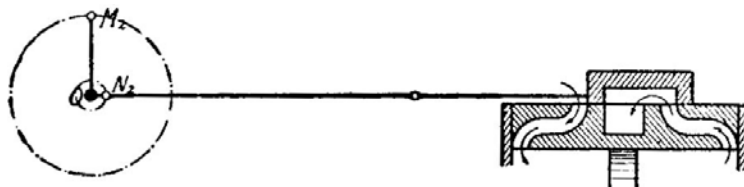


Fig. 385

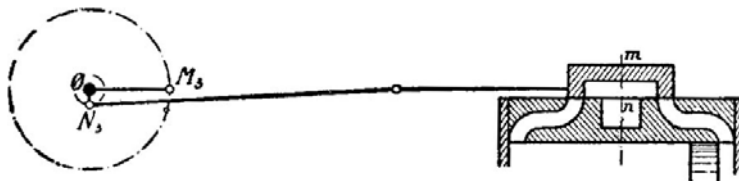


Fig. 386

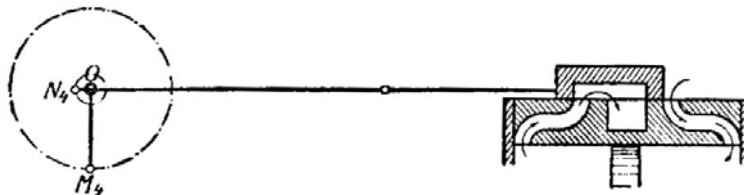


Fig. 387

Para admitir vapor en la cara izquierda por la lumbrera l , la corredera debe deslizarse hacia la derecha (fig. 384), justamente hasta que dicha lumbrera l esté completamente abierta (fig. 385), retroceder luego hacia la izquierda para cerrar la lumbrera al llegar el émbolo al fin de su carrera (fig. 386). Pasado el punto muerto, la lumbrera l deberá dejar escapar el vapor contenido en el cilindro, lo que exige que la corredera continúe deslizándose hacia la izquierda (fig. 387).

Los dos movimientos hacia la derecha y hacia la izquierda, a partir de la posición de la figura 384, deben ser exactamente iguales, porque cuando hay admisión en una cara del émbolo en la otra hay escape.

La posición de la corredera representada en las figuras 384 y 386 es su posición media; por consiguiente, vemos que la corredera está en la mitad de su carrera cuando el émbolo ha terminado la suya; esto obliga a montar la excéntrica que maniobra la corredera a 90° de la biela motriz. Su radio será igual a la anchura l de la lumbrera $r=l$.

En los puntos M_1 , M_3 la manivela está en los puntos muertos, así llamados porque en estas dos posiciones, por grande que sea la fuerza que se aplique al émbolo, no es suficiente para hacer girar a la manivela. La máquina que acabamos de estudiar salvará, no obstante, los puntos muertos, gracias a la inercia del volante.

2ª condición: Acabamos de ver que la excéntrica debe montarse a 90° de la manivela motriz, pero ¿debe estar en la posición ON_1 u ON'_1 (fig. 384)?

Si consideramos como sentido de marcha el de las agujas del reloj, vemos que el movimiento de la excéntrica ON_1 tiene por efecto desplazar la corredera hacia la derecha, provocando desde el principio la admisión deseada en la cara izquierda del émbolo.

Si, por el contrario, la excéntrica se montase según ON'_1 girando la manivela en el mismo sentido, la corredera se desplazaría hacia la izquierda, provocando la admisión en la cara derecha del pistón, lo que haría retroceder la manivela.

Las figuras 385 y 387 demuestran que, por otra parte, de un modo evidente, que la marcha en el sentido considerado está asegurada con la excéntrica montada en la posición ON_1 , y que si se ajustase en sentido opuesto, el movimiento tendría lugar en sentido contrario.

Llegamos, pues, a la conclusión de que no basta lanzar la máquina en un sentido para que continúe su movimiento en el sentido emprendido; efectivamente, sólo lo continuará si el radio de la excéntrica se monta ajustado en ángulo recto con la manivela motriz, y avanzado en el sentido de la marcha, lo que puede traducirse en el lenguaje vulgar diciendo que la manivela corre detrás de la excéntrica. Esta regla, fácil de recordar, permite reconocer el sentido de la marcha en una posición cualquiera.

74. Máquina de vapor con expansión – En la máquina de vapor de plena presión, el vapor penetra en el cilindro durante todo el tiempo en que tiene lugar una carrera del émbolo; su presión al finalizar la carrera es la misma que al principio, de modo que en el momento del escape al aire libre, el vapor está aún en condiciones de ejecutar un gran trabajo. En la máquina de expansión, el vapor sólo se admite en el cilindro durante una parte de la carrera del émbolo, terminándose ésta gracias a la fuerza expansiva del vapor encerrado en el cilindro. Por ejemplo, si al llegar el émbolo a la cuarta parte de su recorrido, se interrumpe la admisión de vapor al cilindro, el que ha entrado continúa, por su expansión, empujando al émbolo hacia adelante con una fuerza que va disminuyendo a la manera que la de un resorte que se afloja.

El movimiento del émbolo durante esta expansión del vapor se obtiene, pues, muy económicamente, puesto que con el mismo vapor se terminan las tres cuartas partes del recorrido del mismo. Por consiguiente, a igual potencia desarrollada se obtiene una notable economía en el consumo de vapor.

Según el sistema de distribución adoptado, la expansión puede ser *fija* o *variable*. Será fija cuando la introducción de vapor en el cilindro cesa siempre en el mismo punto de la carrera del émbolo, y variable cuando el cierre de la admisión se opera a voluntad, en un punto más o menos avanzado del recorrido.

En las locomotoras es conveniente que la expansión pueda variarse a voluntad durante la marcha. En el arranque es necesario dar una admisión muy grande; lo mismo sucede en las rampas, pero sería poco económico conservar estas grandes admisiones en la marcha normal; por esta razón, debe poderse disminuir la admisión, cuando convenga, aumentando la expansión y recurrir así a la *expansión variable en marcha*.

Durante la marcha, no sólo debe poderse modificar la expansión, sino también cambiar el sentido de la marcha.

Antes de abordar el estudio de la distribución tal como se realiza en las locomotoras, veamos primero como se ha logrado la *expansión fija* en las máquinas de vapor con distribución por corredera.

En las máquinas de plena presión con su corredera recubriendo exactamente las lumbreras y con excéntrica montada a 90° de la manivela, avanzada en el sentido de la marcha (fig. 384), la lumbrera está abierta mientras la excéntrica da media vuelta; por lo tanto, la admisión se verifica asimismo durante una semi-vuelta de la manivela, que gira siempre un ángulo igual al de la excéntrica.

Si ajustamos la excéntrica a un ángulo mayor de 90° avanzado en el sentido de la marcha (fig. 388) y damos al mismo tiempo un espesor suplementario e a la corredera, a fin de que ésta ajuste exactamente con la arista exterior de la lumbrera l , se ve claramente que la admisión sólo durará el tiempo que la excéntrica empleará en describir el ángulo K , ángulo evidentemente menor que una semi-vuelta. En efecto, estando la manivela en el punto muerto OM_1 , la admisión empezará cuando la excéntrica esté en ON'_1 con su nuevo ángulo de calado; la admisión será máxima para la posición ON_2 de la excéntrica y cesará en OD ; el punto D estará situado en la misma vertical que el N'_1 . En este momento, toda comunicación entre la caldera y el cilindro quedará interrumpida, principiando la expansión del vapor.

Así, pues, si se monta la excéntrica con un ángulo mayor de 90° en el sentido de la marcha ($90 + A$), y al mismo tiempo se da un aumento de espesor e correspondiente a la corredera, se tendrá expansión.

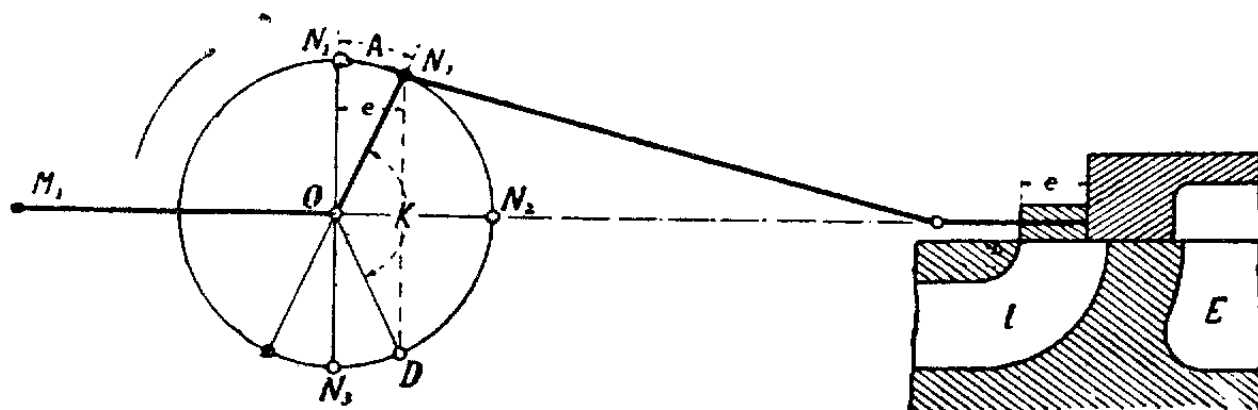


Fig. 388 – Máquina de vapor de expansión fija.

Observando la figura 388 se comprende que, cuanto mayores sean el ángulo A y el espesor e añadido a la corredera, mayor será la expansión. El espesor e que debe darse a la corredera se llama *recubrimiento exterior*.

Cuando la corredera se halla en su posición media (fig. 389), el recubrimiento exterior representa la cantidad que su borde exterior sobrepasa a la lumbrera de admisión.

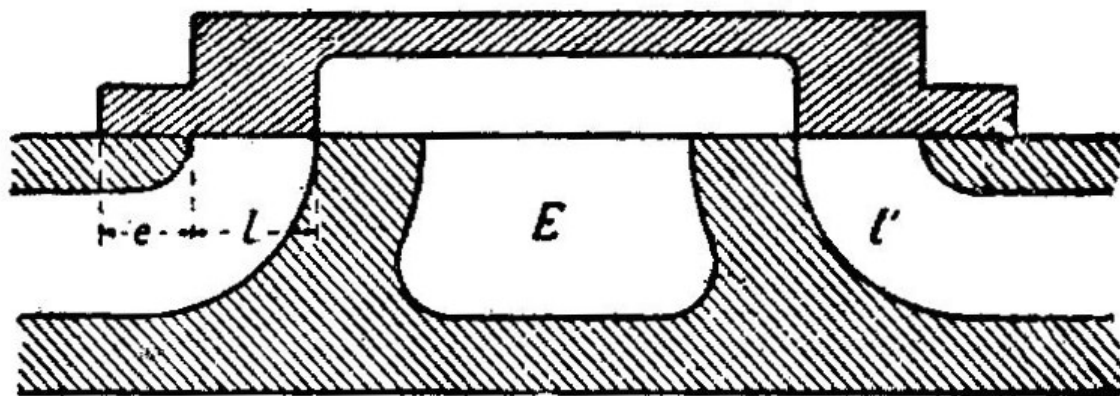


Fig. 389 – Posición media de la corredera.

El ángulo A se llama *avance angular* o *ángulo de avance*. Para poder representar con claridad a la corredera con sus recubrimientos exteriores puede examinarse en la figura 389, en la que se ha dibujado en su posición media. Esta posición media es, como en el caso de la máquina de plena presión, aquella en la que los bordes interiores de la corredera ajustan exactamente con las aristas interiores de las lumbreras l y l' , estando también la excéntrica en sus posiciones medias ON_1 u ON_3 como anteriormente, pero al contrario de lo que sucedía en las máquinas de plena presión, la manivela ya no se encuentra en sus puntos muertos para aquellas posiciones medias de la corredera.

Las precedentes condiciones bastan para realizar la expansión; pero para que, durante la admisión, la lumbrera *l* esté en un momento dado completamente descubierta, será preciso prolongar su carrera tanto hacia la derecha como hacia la izquierda, es decir, que el radio de la excéntrica deberá aumentarse en la misma cantidad *e* con que se ha ensanchado la corredera.

En una distribución con expansión, como acabamos de describir, debe hacerse el radio de la excéntrica igual al ancho *l* de la lumbrera, aumentado en el recubrimiento exterior *e*. Si *r* es el radio de la excéntrica, se tendrá:

$$r = l + e$$

La carrera de la corredera será evidentemente igual a:

$$2r \text{ ó } 2(l + e)$$

Por otra parte, si por razones que expondremos luego, se desea que la lumbrera de admisión esté ya abierta cuando el émbolo está al final de la carrera, o en otras palabras, que haya *avance a la admisión*, bastará aumentar aún más el ángulo de calado *o*, lo que es lo mismo, dar al recubrimiento un valor *e* menor del que habíamos dado.

La magnitud *n* (fig. 393) que abre la lumbrera de admisión cuando la manivela se encuentra en su punto muerto, se denomina *avance lineal* o, más exactamente, *avance lineal a la admisión*.

Veamos ahora la influencia que sobre el escape ejercen las modificaciones que han introducido en la distribución los tres cambios anteriores: avance angular, recubrimiento exterior y aumento del radio de la excéntrica.

Como hemos visto anteriormente, la posición media del distribuidor no ha cambiado con esas modificaciones; es la representada en la figura 387, posición para la cual la excéntrica está en ON_1 o en ON_3 . Para estas posiciones, el escape comienza o termina.

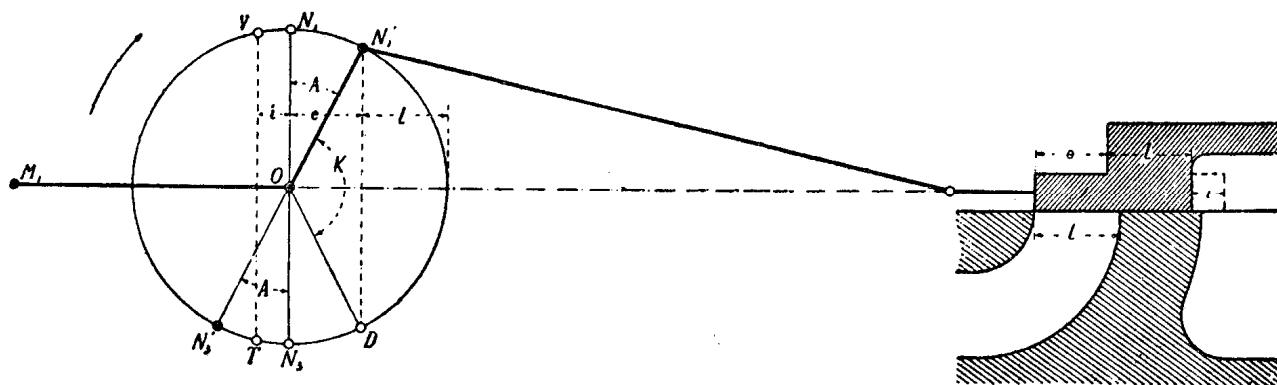


Fig. 390 – Comienzo y fin de las fases de la distribución

Consideremos ahora la figura 390, que representa en línea gruesa la posición que ocupan los órganos cuando la manivela está en el punto muerto OM_1 . Para esta posición de la manivela, la excéntrica está en ON_1 . Sigamos al mismo tiempo las figuras 393 a 401, cuyo examen facilitará mucho la comprensión de lo que sigue. Al comenzar a girar la manivela (fig. 393), comienza la admisión, y la lumbrera *l* pronto se descubre por completo, cerrándose, como sabemos, para la posición *D*, para la cual comienza la expansión. Asimismo conocemos que el escape se producirá cuando la excéntrica llegue a ON_3 . Debe observarse que en este instante la excéntrica sólo ha descrito el ángulo N_1ON_3 , menor que 180° . No habiendo descrito todavía la media vuelta, lo propio ocurrirá a la manivela motriz; le falta el ángulo N_3ON_3' igual precisamente al ángulo de avance *A*.

Puede decirse, pues, que si se conserva la corredera con sus aristas interiores aflorando exactamente con las de la lumbrera, para su posición media, el escape se produce cuando a la manivela le falta aún describir un ángulo *A* para llegar al punto muerto de la derecha. Es decir que hay *avance anticipado*, o *avance al escape*.

Cuando el centro de la excéntrica llega a N'_3 , el émbolo está al fin de su carrera hacia la derecha, pero el escape continúa mientras el émbolo retorna hacia la izquierda, que es el escape propiamente dicho. El escape durará hasta que la corredera ocupe de nuevo su posición media, o sea al llegar la excéntrica a ON_1 .

Pero en ese momento la manivela no está todavía en su punto muerto de la izquierda, le falta girar aún un ángulo A . Así pues, se suprime el escape cuando todavía le falta a la manivela recorrer un ángulo A para llegar a su punto muerto; el ángulo A es evidentemente igual al ángulo de avance.

En ese instante comienza el periodo llamado de *compresión*, pues como el émbolo continúa avanzando hacia la izquierda comprime el vapor contra el fondo del cilindro, disminuye su volumen y, por consiguiente, aumenta su presión. Este período dura mientras la lumbrera permanece cerrada, es decir, hasta que empieza la admisión propiamente dicha al final de la carrera, en ON'_1 , o bien, como se hace siempre, hasta que se produce el avance a la admisión (fig. 408).

Se ve, pues, que las tres modificaciones introducidas para realizar la expansión originan al mismo tiempo el avance al escape y la compresión. Estas dos últimas fases, muy ventajosas para el funcionamiento de la máquina, caso de que las aristas interiores se conserven igual, cuando le falta a la manivela recorrer un ángulo A , igual al avance angular, para llegar a su punto muerto.

Por lo tanto, el efecto simultáneo de un aumento en el recubrimiento y en el ángulo de calado, es aumentar el avance al escape y la compresión.

Si se creyera que el avance al escape se produce demasiado pronto, se puede corregir fácilmente el defecto dando a la corredera un exceso de espesor i hacia el interior (fig. 390). Así se retardaría el escape hasta que la excéntrica llegara a T , por ejemplo, en lugar de N_3 ; pero, a su vez, la compresión, en lugar de comenzar en N_1 lo hará inevitablemente en V , punto situado en la misma vertical que T . La compresión comenzará más pronto que antes, y, por lo tanto, será más enérgica, lo que puede ser inconveniente.

Debe retenerse, de lo que antecede, que, en la distribución por corredera, el avance al escape está infaliblemente ligado con el grado de compresión.

Si se disminuye el avance al escape, se aumenta la compresión, e inversamente, si se aumenta el avance al escape, se disminuye la compresión.

La figura 391 representa una corredera en su posición media con un recubrimiento interior i ; en ciertos casos, para aumentar el avance al escape y reducir la compresión, se le da, por el contrario, un descubrimiento interior (fig. 392).

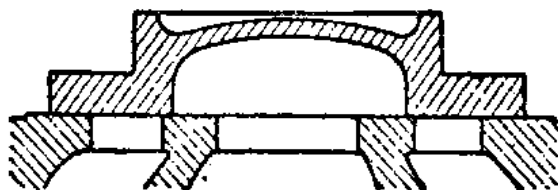


Fig. 391 – Recubrimiento interior

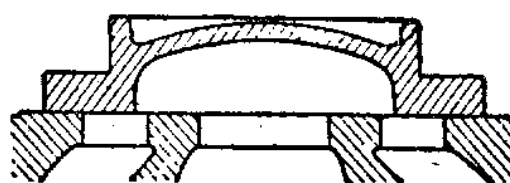


Fig. 392 – Descubrimiento interior

A continuación se muestran las diferentes fases de la distribución:



Fig. 393 – Admisión



Fig. 394 – Admisión



Fig. 395 – Expansión



Fig. 396 – Avance al escape

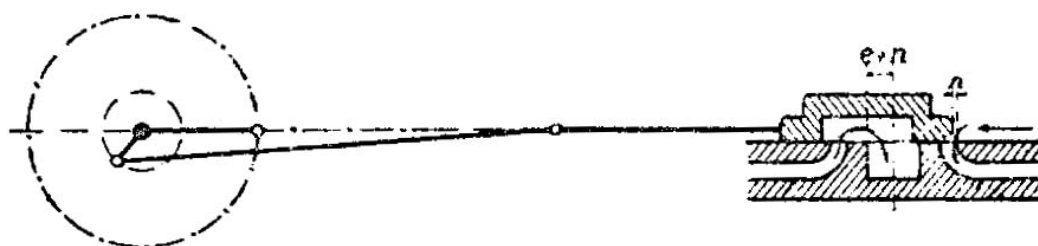


Fig. 397 – Escape

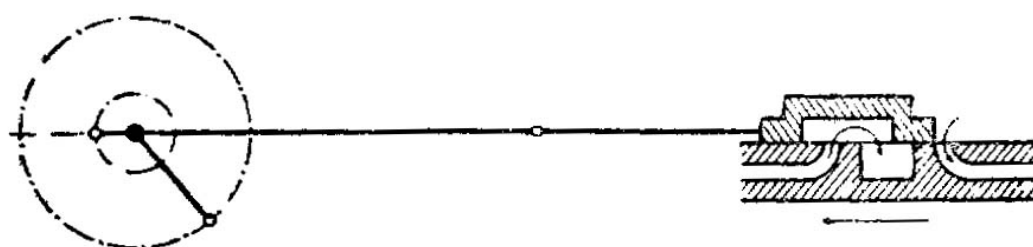


Fig. 398 – Escape



Fig. 399 – Compresión



Fig. 400 – Avance a la admisión



Fig. 401 – Avance a la admisión

En las figuras 393 a 401 hemos resumido las principales posiciones de la distribución, la cual se ha supuesto ajustada para realizar un avance a la admisión, habiéndose indicado las seis fases relativas a la cara izquierda del émbolo:

- | | |
|--------------------------|------------------------|
| 1 – Admisión | |
| 2 – Expansión | Carrera directa |
| 3 – Avance al escape | de izquierda a derecha |
| 4 – Escape | |
| 5 – Compresión | Carrera de retroceso |
| 6 – Avance a la admisión | de derecha a izquierda |

Las mismas seis fases se encuentran a partir del punto muerto de la derecha (fig. 397), si se considera la cara derecha del émbolo durante una vuelta completa de la máquina. En las locomotoras tiene lugar la misma sucesión de fases.

Hemos visto que, cuando la manivela se encuentra en el punto muerto, una presión sobre le émbolo, por grande que fuese, no podría hacerla girar. Si la locomotora se detuviese con la manivela en su punto muerto, no podría luego arrancar, si no se tomase la precaución de montar sobre la máquina un segundo cilindro con el mecanismo dispuesto de forma que, para dicha posición, esté en la proximidad de su acción máxima sobre la manivela correspondiente.

Cuando la locomotora lleva dos cilindros, las dos manivelas se calan a 90° una de la otra. De este modo, se realiza la condición prevista.

75. Laminado del vapor. — Para que la presión de la caldera se establezca en el cilindro durante toda la admisión, es necesario que los conductos utilizados por el vapor estén completamente abiertos y que la marcha de la locomotora sea lenta; pero la corredera no da siempre un amplio paso; cuando comienza a abrir y cuando está a punto de cerrar una lumbrera, sólo destapa una estrecha faja; y es peor cuando marcha muy rápidamente. Por lo tanto, el vapor no entra en el cilindro en cantidad suficiente para tomar la misma presión que en la capilla de distribución: se dice que se lamina. El mismo efecto se produce entre la caldera y la capilla de distribución, si el regulador no está lo suficientemente abierto: la presión en la capilla de distribución es entonces menor que en la caldera. Incluso con el regulador completamente abierto, se constatan, durante la marcha de alta velocidad, incesantes fluctuaciones de la presión en la capilla de distribución del cilindro. En el momento en que la corredera abre el escape, el vapor no puede salir instantáneamente del cilindro, y la presión no se vuelve igual inmediatamente a la de la atmósfera; e incluso, sobre todo si el conducto de escape es estrecho, el pistón se somete durante toda su carrera a una contrapresión mayor que la presión de la atmósfera.

Se comprende sin dificultad que el trabajo de una máquina, siendo exclusivamente debido a la presión producida por el fluido que actúa sobre sus émbolos y que el combustible consumido en el hogar que no tiene otro objetivo que de poner este fluido bajo presión, el rendimiento máximo se obtendrá cuando cualquier caída de presión realizada en la locomotora, se convierta exclusivamente en un trabajo producido, es decir, de un desplazamiento del émbolo.

Es exactamente lo que enseña, si bien bajo otra forma, el principio de Carnot.

Toda pérdida de carga por laminado es, pues, perjudicial e implica reducciones de potencia y de rendimiento a veces muy importantes y tanto más deplorables cuanto que destruyen completamente los beneficios previstos del aumento del timbre de las calderas, en las cuales la fatiga se encuentra, en definitiva, aumentada a pura pérdida.

Consideremos por ejemplo del vapor producido a 16 kg/cm^2 efectivos (17 kg/cm^2 absolutos) y a la temperatura de 350° . Al partir de agua a 0° , es necesario proporcionarle 750 calorías para vaporizar 1 kg. Ocupa entonces un volumen de $0,167 \text{ m}^3$. Al expandirse hasta la presión atmosférica, o de 1 kg/cm^2 absoluto, su volumen aumenta hasta $1,630 \text{ m}^3$; no contiene ya más que 609 calorías; se transformaron pues 141 calorías en trabajo.

Si se cree preferible marchar con una presión de 8 kg/cm^2 a las capillas de distribución, estrangulando el regulador, la temperatura del vapor se encontrará reducida de 350 a 343° y su volumen a la admisión será de $0,315 \text{ m}^3$; después de su expansión hasta la presión atmosférica, su volumen será de $1,700 \text{ m}^3$, superior por lo tanto al alcanzado anteriormente, y se rechazarán a la atmósfera 634 calorías; se transformarán 116 calorías solamente en trabajo para un mismo gasto de calor. Se perderá pues así:

$141 - 116 = 0,178$ ó $17,8 \%$ sobre el trabajo producido.

Si, en vez de laminar de 16 a 8 kg/cm^2 , se hubiera producido directamente el vapor a esta última presión, habría obtenido sensiblemente el mismo resultado⁽¹⁾ desde el punto de vista consumo, pero se habría tenido la ventaja que proporciona a la caldera, que habría tenido que soportar una fatiga dos veces menor.

La figura 402 representa esquemáticamente los resultados obtenidos en los 3 casos que acabamos de examinar.

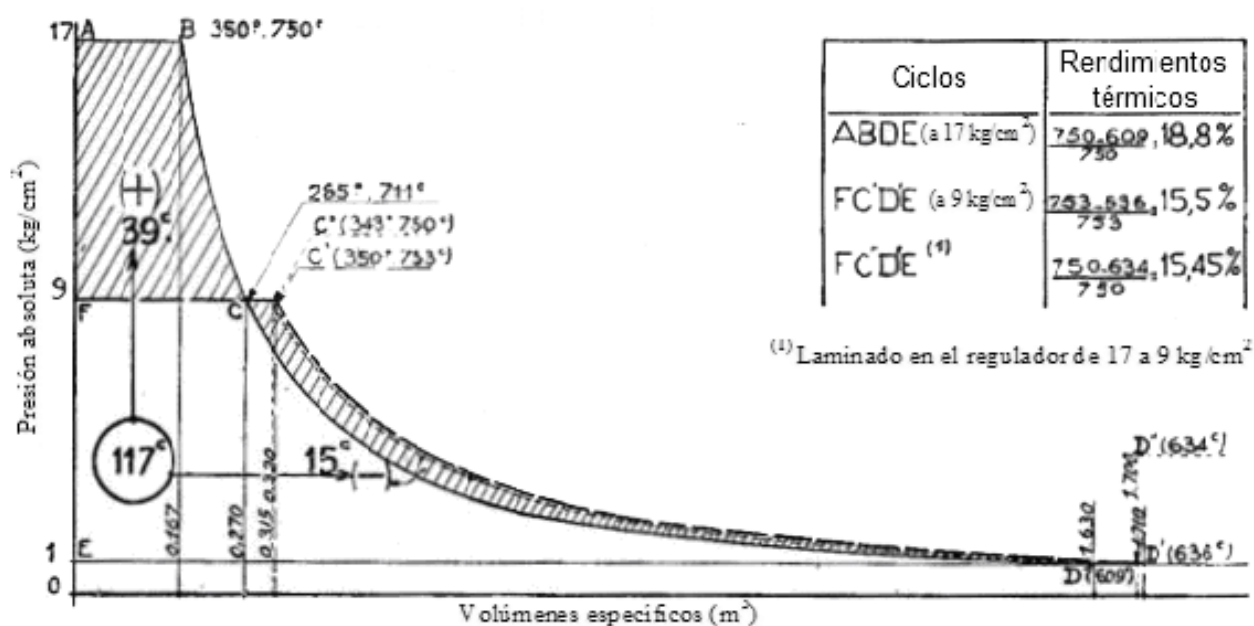


Fig. 402 – Influencia sobre el rendimiento de la presión de marcha y del laminado en el regulador.

1. Un kg de vapor producido a 8 kg/cm^2 y 350° contiene 753 calorías; expandido hasta la presión atmosférica, ya no contiene más que 636. El número de calorías transformadas en trabajo que es así de 117 en vez de las 116 anteriores.

Motor

Estas consideraciones muestran el interés que hay en producir el vapor a alta presión, la cantidad de calor por proporcionarle aumenta ligeramente, y sigue siendo aproximadamente constante y disminuyendo incluso cuando esta presión aumenta, mientras que la fracción de este calor transformable en trabajo es tanto mayor cuanto que la presión inicial sea más elevada, puesto que la variación posible de presión en una expansión hasta la presión atmosférica es mucho mayor.

Pero se destruyen obviamente todas estas ventajas si se neutraliza el efecto de la subida de presión por un laminado en el regulador. A grosso modo, se puede decir que para cada kilo de pérdida de presión en la admisión, se aumenta un 2% el consumo, con las presiones usuales.

Esto muestra accesoriamente cuán importante es regular la velocidad de las máquinas, no con ayuda del regulador, sino con ayuda del cambio de marcha.

La contrapresión en el escape, más aún que el laminado en la admisión, tiene consecuencias negativas sobre el rendimiento de la máquina, porque disminuye el trabajo producido, sin disminuir el consumo de vapor.

Si se considera una locomotora, teniendo ruedas de 2 m de diámetro, una contrapresión media de 100 g/cm² (o de 1.000 kg/m²) y cilindros de 650 mm de diámetro con una carrera de 650 mm, implica, por ejemplo, un esfuerzo resistente sobre el pistón de:

$$(3,14 \times 0,650^2 \times 1000) / 4 = 330 \text{ kg}$$

correspondiendo a un esfuerzo sobre la llanta de:

$$(330 \times 0.650) / 2,00 = 107 \text{ kg}$$

y a una potencia, para la velocidad de 120 km/h, de:

$$(107 \times 120000) / (75 \times 3600) = (107 \times 120) / 270 = 47,7 \text{ HP}$$

Una contrapresión de 1 kg/cm², que se puede encontrar en algunas locomotoras cuando desarrollan una potencia bastante grande, implica pues, en estas condiciones, una pérdida de 477 HP.

Es necesario, pues, esforzarse en reducir la contrapresión mediante un buen estudio de la disposición de las lumbreras de distribución, y por el empleo de un escape eficaz, es decir, que requiera poca contrapresión para crear el tiro necesario.

Es pretendiendo reducir así a su mínimo el efecto perjudicial de los laminados, tanto en la admisión como en el escape, que la Compañía de Orleans se comprometió deliberadamente, en 1929, en una vía donde no se había aventurado hasta entonces más que demasiado tímidamente, y se pudo así hacer beneficiar a la locomotora de vapor en general, y más aún a la locomotora compound, con progresos muy importantes.

Por ello la potencia máxima en régimen continuo de las Pacific compound recalentadas de esta red pudo pasar de 1.450 HP al gancho del tender, a la velocidad de 110 km/h (2 300 HP en los cilindros) a 2 700 HP (3 550 HP en los cilindros).

Y mientras que a su potencia más económica y a la misma velocidad de 110 km/h, las Pacific ordinarias consumían 1,65 kg de carbón por HP-h al gancho (0,950 kg en los cilindros) y 12,9 kg de vapor (7,30 kg en los cilindros) para una presión de 16 kg/cm² y un recalentamiento de 320°, desarrollando 1 050 HP (1 900 en los cilindros), las locomotoras transformadas, con presiones de 17 kg/cm² y con recalentamiento de 390°, consumía 1,05 de carbón (0,720 kg en los cilindros) y 7,9 kg de vapor (5,41 kg en los cilindros) y desarrollaba 1.850 HP (2 700 HP en los cilindros).

En ese caso representó un ahorro del 37,5% y una ganancia de potencia del 75% mientras que al límite máximo de potencia de la locomotora ordinaria (1 450 HP al gancho) estas cifras alcanzaban un 54% y un 85% respectivamente.

Aplicados en 1939 a una locomotora Pacific de simple expansión, 2 cilindros del Pennsylvania, provista de una distribución por válvulas, sistema Franklin, los mismos principios obtuvieron, para un mismo consumo por hora de vapor de 31.750 kg, una ganancia de potencia, expresada aquí por la ganancia de rendimiento, del 17,1% a 96, del 22,9% a 130 y del 46,8% a 161 km/h. El máximo de potencia en los cilindros, por otro lado, pasó de 3.500 a 4.325 CV para un consumo de vapor por HP-h de 7,3 kg en vez de 9 kg (locomotora timbrada a 14,4 kg/cm² y 334° de recalentamiento).

76. Indicador y diagramas. — Los diseños, los modelos, dan a conocer la distribución del vapor, cuya regulación es visible sobre la locomotora misma, en frío, luego del desmontaje del espejo de la corredera. Pero para saber cómo el vapor es distribuido realmente en marcha, es necesario conocer a cada momento la presión sobre el émbolo. Para este estudio, se parte de un manómetro registrador, llamado indicador (fig. 403): un pequeño cilindro vertical (que tiene un diámetro de 20 mm) comunica con el cilindro de la locomotora del lado donde se quiere estudiar el trabajo del vapor: entra libremente en este pequeño cilindro y levanta el pistón del que se provee. Un muelle en espiral apoya en este pistón y se comprime más o menos según la presión del vapor; cada flexión exige una fuerza que se midió por adelantado. Para conocer la presión del vapor basta pues con conocer a cada momento su longitud. La observación directa no es posible; pero una punta, conectada al pistón del indicador, traza las posiciones sobre una hoja de papel. Si este papel no se moviera, la punta dejaría una simple línea vertical: por eso se vincula el soporte del papel a la cruceta de la locomotora, de modo que se desplace horizontalmente como ésta.

Siendo la carrera del émbolo de 60 a 65 cm, sería necesaria una larga banda de papel y un aparato incómodo para llevarla; por eso se reduce esa carrera en una proporción determinada; pero el desplazamiento del papel del indicador permite siempre conocer la posición del pistón de la locomotora. Por ejemplo, si el punto A está a un cuarto de la longitud del trazado, dicho diagrama, (fig. 406), en el momento en que se registró el émbolo estaba también en un cuarto de su carrera, y la presión efectiva del vapor, o presión sobre la de la atmósfera, es medida por la longitud AB, que registra la flexión del resorte. MN se traza cuando el indicador no comunica con el cilindro de la locomotora, es decir, cuando la presión atmosférica se ejerce sobre las dos caras de su pistón.

El papel se envuelve sobre un cilindro (en el centro de la figura 403), que oscila en torno a un eje vertical, siguiendo el movimiento del émbolo de la locomotora, convenientemente reducido. La carrera del pistón de indicador es muy pequeña, y se encuentra ampliado por el mecanismo de pantógrafo.

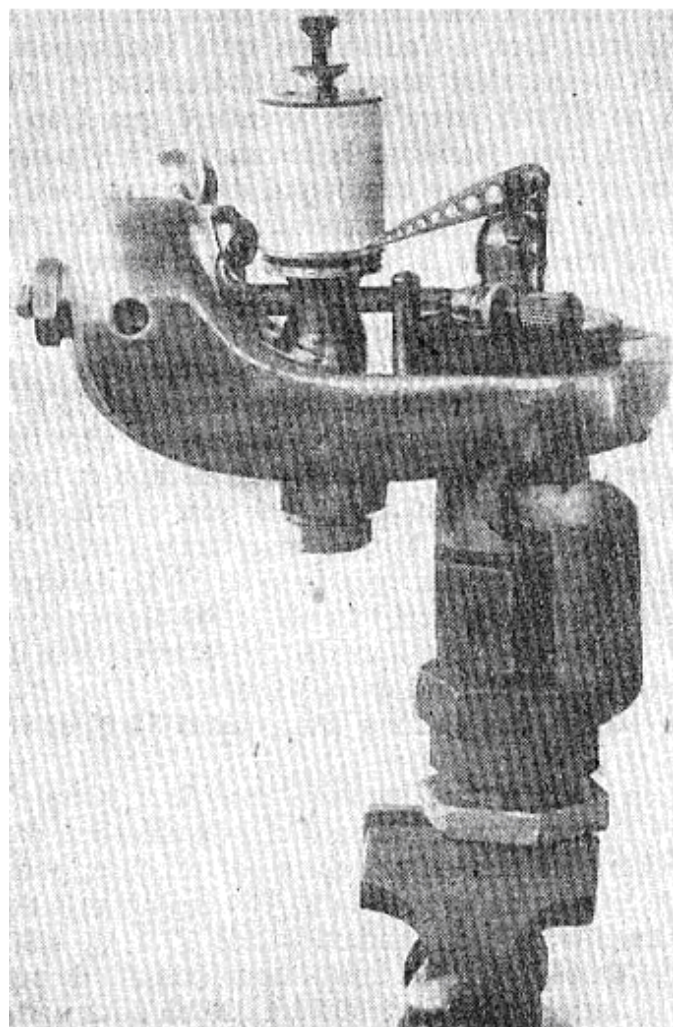


Fig. 403 – Indicador Maihac a resorte.

La toma correcta de los diagramas de indicadores requiere los mayores cuidados, ya que múltiples causas tienden a alterar sus formas. Estas causas son:

Motor

1° Las tuberías de conexión entre los cilindros y el aparato, que da lugar a fenómenos de resonancia, que se traducen en oscilaciones a veces extremadamente acusadas de las curvas de admisión y expansión.

2° Las purgas de las tuberías y del propio aparato antes de cada toma de diagrama, que, más o menos bien hechas, da lugar a fenómenos de condensación más o menos intensos que modifican completamente la forma de los diagramas.

3° El dispositivo de llamada del registrador, que no da a éste un movimiento proporcional al desplazamiento del pistón.

4° Los juegos del pantógrafo amplificador de los movimientos del pistón del aparato que perturban los movimientos del estilo y falsean las inscripciones sobre los diagramas.

La experiencia puso de manifiesto que las condiciones necesarias para obtener con el máximo de certeza un diagrama correcto eran:

1° suprimir las tuberías, con el aparato montado directamente sobre las tapas de los cilindros;

2° proceder a purgas permanentes y no solamente antes de cada toma de diagramas;

3° proceder a limpiezas muy frecuentes o entre cada toma de diagramas, del pistón y el cilindro del indicador, para evitar las fricciones que resultan de la penetración en el aparato de las partículas de fundición o aceite calcinado procedente, en particular en las locomotoras con altos índices de recalentamiento, de los cilindros motrices;

4° suprimir el pantógrafo y el propio registrador, proveyendo al vástago del pistón del indicador de un nonio, y registrando sus desplazamientos mediante el ultracine (toma rápida de imágenes).

Se obtiene entonces la curva de variación de la presión en el cilindro en función del tiempo, lo que permite trazar los propios diagramas en función de los desplazamientos del émbolo.

La figura 404 muestra tal aparato, utilizado recientemente con éxito por el Sr. Bohl en el Banco de Vitry⁽¹⁾

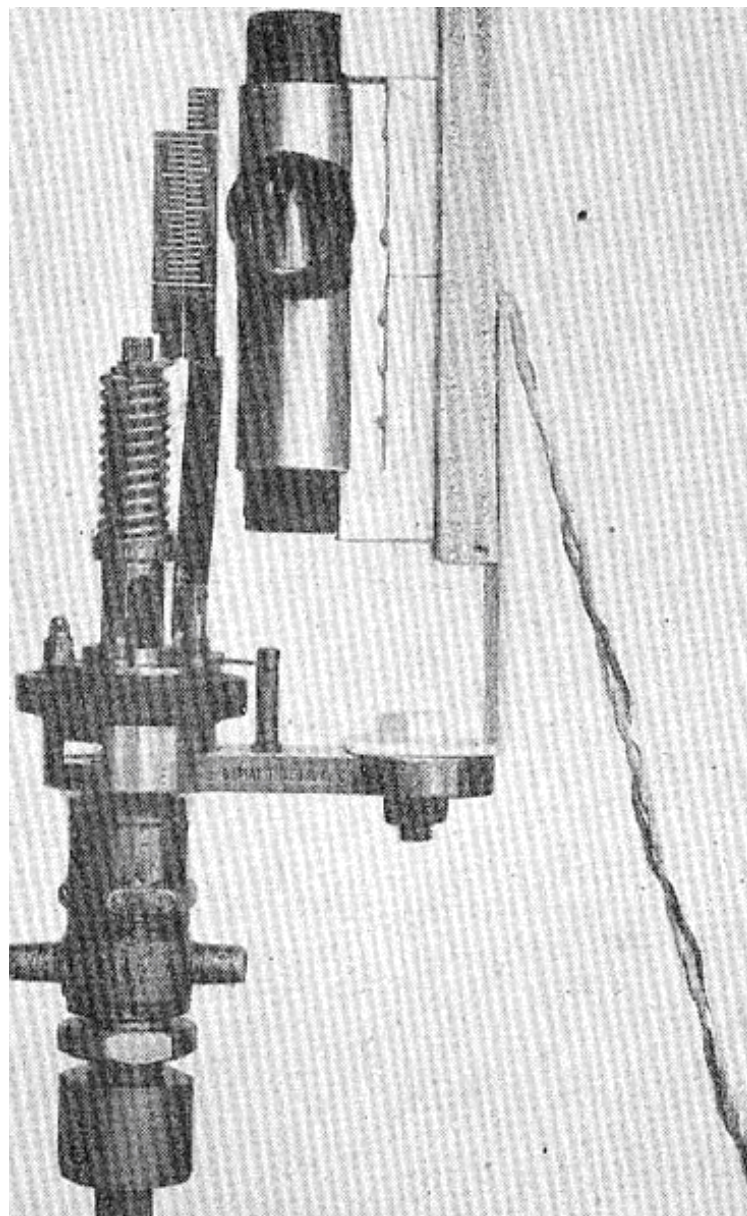


Fig. 404 – Indicador Maihac sin pantógrafo con nonio y señal luminosos para la localización de los límites de carrera. Se registran los movimientos del aparato mediante ultra cine (6000 imágenes al segundo).

1. Ver “Perfeccionamientos del relevo de los diagramas de cilindros de las locomotoras a vapor mediante indicadores cinematográficos”, por Georges Bohl, jefe de la Central de Ensayos de Vitry. Revista general de los ferrocarriles. Noviembre, diciembre de 1944.

La figura 405 muestra un indicador Richard, de funcionamiento similar.

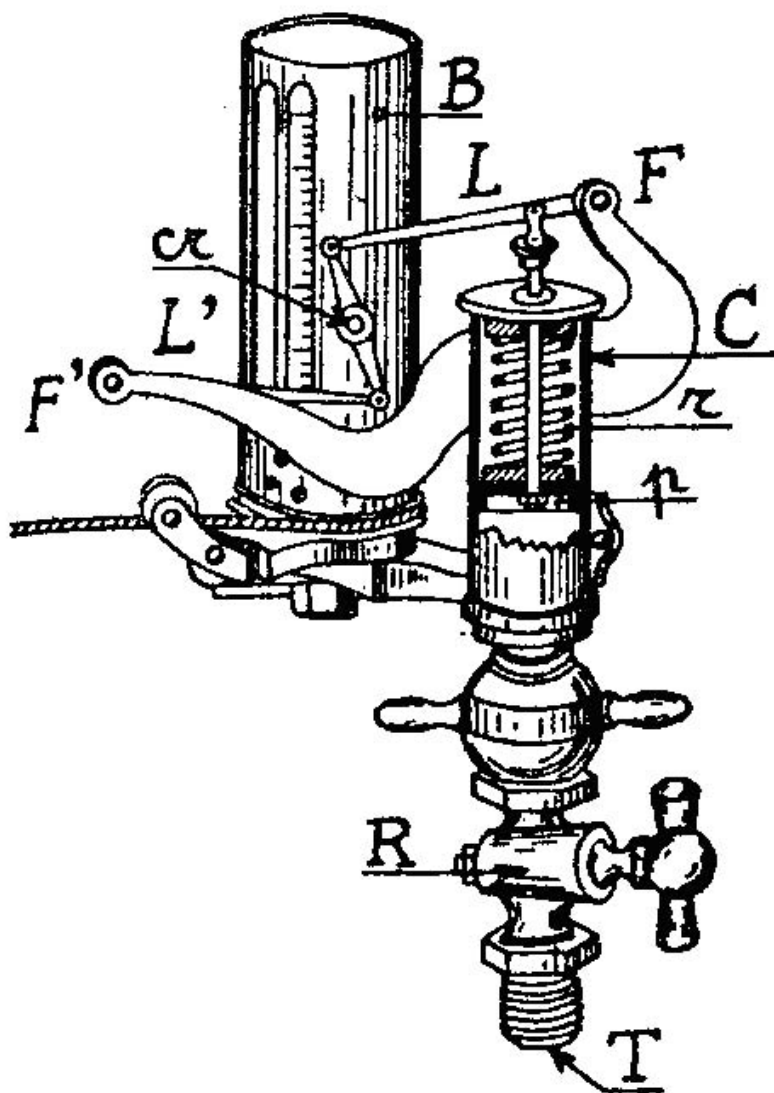


Fig. 405 – Indicador Richard

Se compone de un pequeño cilindro vertical C, dentro del cual se mueve un émbolo p, cuya sección mide entre 1 y 3 cm² (según el modelo). El cilindro C se pone en comunicación con uno cualquiera de los cilindros de la locomotora, por medio del tubo T, que se empalma a rosca sobre un agujero de la tapa del cilindro ensayado.

Cuando se abre el grifo R, la presión de vapor debajo del émbolo p del aparato, es la misma que obra sobre el émbolo del cilindro en cuestión.

El émbolo p va cargado por un resorte en espiral r, que se comprime más o menos, según esa mayor o menor la presión del vapor contra la cara inferior del émbolo

Cada flexión del resorte necesita una fuerza que, previamente, se ha medido, efectuando lo que se llama tarado del resorte. Así, para conocer la presión del vapor, basta conocer en cada momento la altura que ocupa el resorte, más o menos comprimido.

La medición exacta y directa de la altura del resorte no es posible, pero un lápiz cr, enlazado a la varilla-vástago del émbolo p, traza las posiciones sobre una hoja de papel enrollada en un tambor B. Las palancas L, L', que conducen el lápiz, están articuladas en los puntos fijos F, F'. Si el papel no se mueve, el lápiz trazará una línea vertical cuando la presión del vapor pase de 1 a x kg/cm².

Pero el tambor cilíndrico al que va sujeto el papel, describe sobre su eje una vuelta mientras el émbolo de la locomotora desarrolla un recorrido completo. Para ello se ha unido un cordel a la cruceta del émbolo, cuyo otro extremo se arrolla al tambor, de modo que lo obligue a girar. Un resorte antagonista lo hace girar al revés y volver a su posición inicial, al retroceder el émbolo para una nueva carrera.

Por la combinación de ambos movimientos, el de giro del tambor con el desplazamiento vertical del lápiz, se traza sobre el papel una figura cerrada llamada diagrama. En el caso de una máquina sin expansión, el diagrama sería un rectángulo. En el caso de estar cerrado el grifo R el diagrama es simplemente una línea horizontal.

En realidad, en lugar de lápiz se utiliza una punta de cobre, que marca su trazo sobre un papel especial, tratado químicamente.

Motor

Sobre el diagrama (fig. 406), la parte 1 - 2 se traza durante la admisión, con laminado hacia el final, 2 - 3 durante la expansión. 3 - 4 durante el avance al escape; el émbolo motriz inicia su vuelta; 4 - 5 se traza durante el escape, 5 - 6 durante la compresión, 6 - 1 durante el avance a la admisión. Con un poco de habilidad, se pueden estimar bastante bien sobre los diagramas la posición de los puntos 2, 3 y 5, pero el lugar exacto del punto 6 es apenas visible.

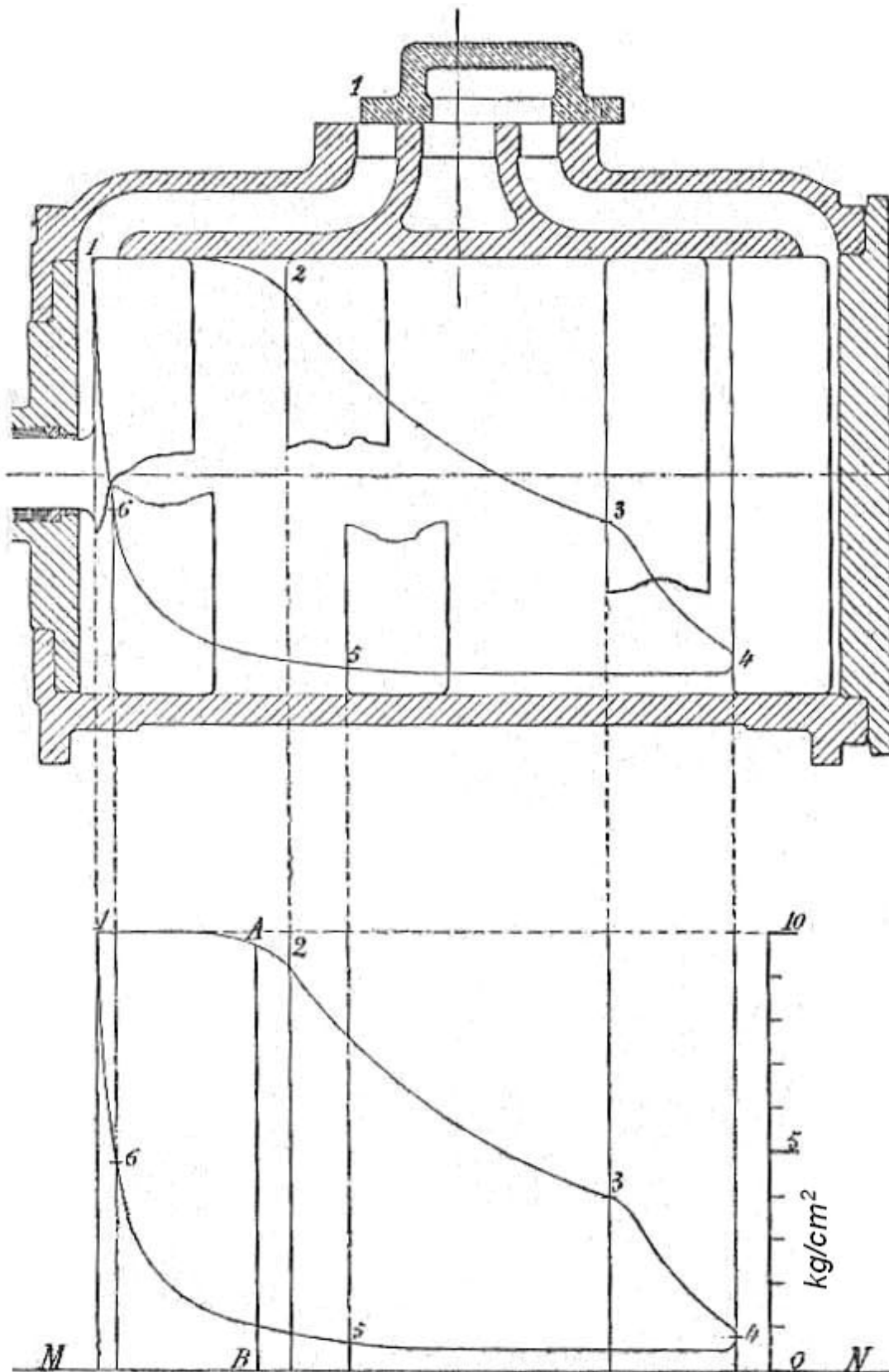


Fig. 406 – Fases de a distribución y diagrama del indicador; corredera en la posición de avance lineal a la admisión en la lumbrera lado derecho; la posición del pistón indica el comienzo de cada fase.

Conociendo así la presión sobre el émbolo de la locomotora y su posición a cada momento, se deduce el valor medio de la presión, u ordenada media del diagrama. Bastará para eso con medir la superficie del diagrama, lo que es fácil con un planímetro. La ordenada media se deduce de la altura del rectángulo que tiene la misma superficie, con una base igual a la longitud del diagrama (fig. 407). Si el vapor empujara el émbolo durante toda su carrera con esta presión media, dado que se supuso la resistencia nula durante la vuelta del pistón, el trabajo producido sería el mismo que en la marcha real.

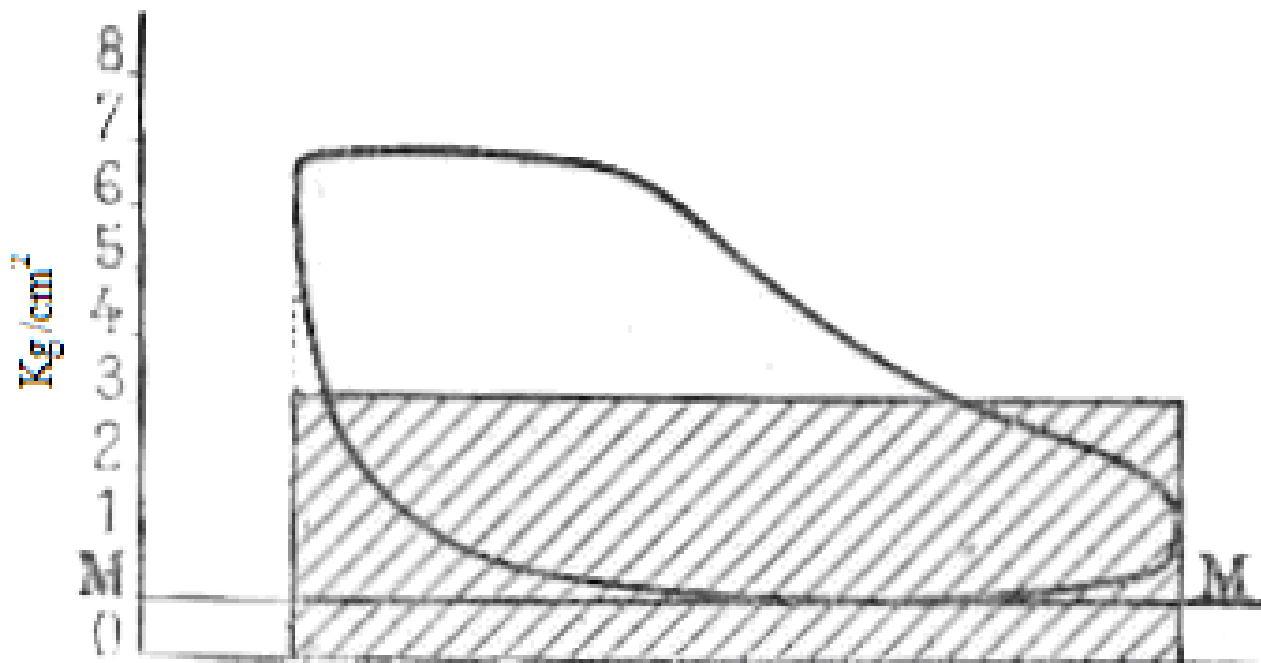


Fig. 407 – Diagrama de indicador y ordenada media

Las ordenadas medias de dos diagramas, tomados sobre las dos caras del émbolo, son raramente idénticas.

El conocimiento de la ordenada media, adjunta a la de las dimensiones del cilindro y la velocidad de rotación, permite calcular la potencia indicada. Sean, por ejemplo, ordenadas de 3 kg/cm^2 en la cara posterior émbolo de $3,1 \text{ kg/cm}^2$ en la anterior, en un cilindro de 500 mm de diámetro, con vástago de 80 mm, sin contravástago. La superficie presionada por el vapor es, la anterior, de 1.963 cm^2 , y, la trasera, de 1.913 cm^2 (deducción hecha de la sección del vástago). Las fuerzas que empujan el pistón son pues de $3,1 \times 1.969$ y 3×1.913 , lo que representa 6.080 kg y 5.740 kg. Con una carrera de 650 mm, el trabajo por vuelta es de $0,65 \times (6.080 + 5.740) = 7.700$ kilogrametros. Con una velocidad de 3 vueltas por segundo, es 23.100 kgm/seg, es decir, 310 caballos. Esta potencia se duplica aproximadamente, teniendo en cuenta el segundo cilindro.

77. Accionamiento de la corredera — El excéntrico (fig. 408), que acciona la corredera, no es, en principio, un mecanismo diferente de la manivela; deriva de la manivela ordinaria, cuyo pivote se agranda hasta que venga a encerrar el eje: entonces el cuerpo del eje, sin que sea necesario doblarlo, puede recibir este pivote agrandado. El collar de la excéntrica, es el equivalente de la cabeza la biela motriz; la barra de la excéntrica, que está vinculada al vástago de la corredera, guiado en línea recta, es el equivalente del cuerpo de la biela. La carrera de la corredera es igual al doble del radio de la excéntrica, distancia del eje del pivote al eje del eje. Esto supone el montaje normal, donde el eje del vástago corta al eje del árbol.

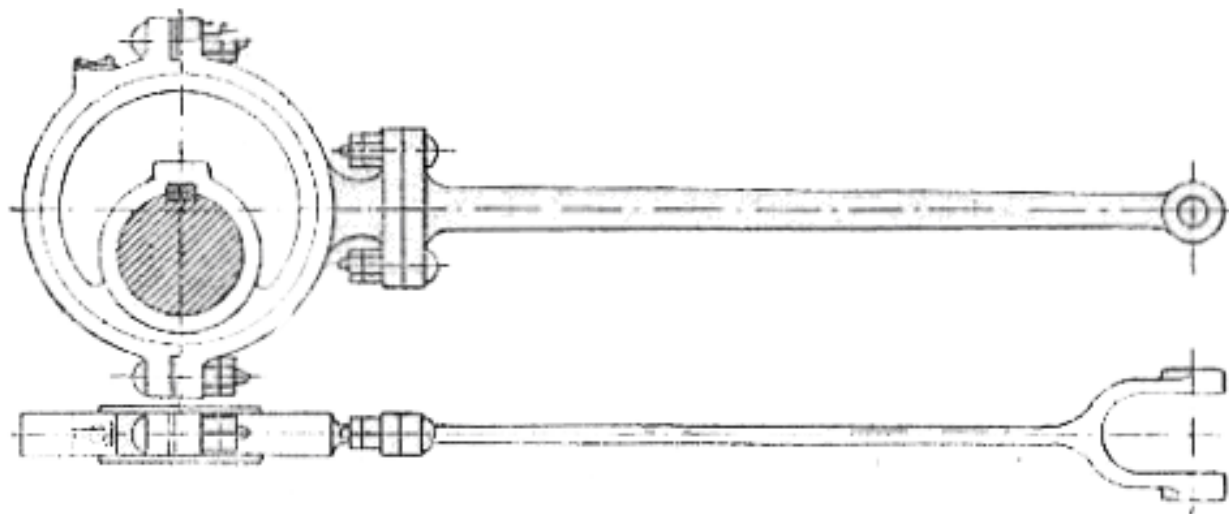


Fig. 408 – Excéntrica, collar y barra de excéntrico

Cuando se estudia, en primer lugar, una corredera cuyo vástago es paralelo al eje del cilindro, disposición frecuente, si la manivela motriz está en un punto muerto, en OM_1 (fig. 409), el radio de la excéntrica está en OT_1 , la barra de excéntrico en T_1A_1 : la corredera descubre ligeramente una de las lumbreras y sobrepasa el borde exterior de ésta en una longitud denominada avance lineal.



Fig. 409 – Accionamiento de la corredera por un excéntrico (se modificó en cuanto a la figura, por una rotación de un ángulo recto, el corte de la corredera y sus lumbreras, para volverlas visibles).

Cuando la manivela motriz gira a una posición cualquiera OM , el radio de la excéntrica gira el mismo ángulo y pasa a la posición OT . Para conocer el desplazamiento de la corredera, se tiene que llevar a partir de T la longitud TA de la barra: la corredera recorrió la longitud A_1A . Este trazado exige una hoja de papel inmensa si se lo quiere hacer en escala grande; por eso se procede de otra forma: se toma, sobre el eje OA_1 , A_1t_2 igual a A_1T_1 (lo que se podría hacer colocando en A_1 la punta de un compás y describiendo un arco de círculo de radio A_1T_1), y, del mismo modo, At igual a AT y por lo tanto a A_1T_1 : t_1t es igual en A_1A , es decir, al desplazamiento buscado del cajón. En vez de colocar la punta del compás en A_1 y en A , se toma una escuadra de dibujo, cuyo cateto pequeño se cortó en arco de círculo de radio requerido A_1T_1 (fig. 410): no se tiene ya que hacer deslizar esta escuadra según OA trayendo la parte redondeada sobre los puntos T_1 , luego T : se traza a T_1t_1 , Tt , lo que da el desplazamiento buscado del cajón t_1t .

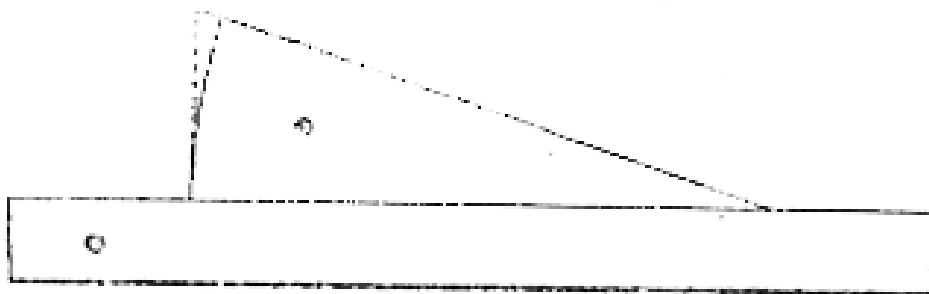


Fig. 410 – Plantilla para el trazado del desplazamiento de la corredera.

Siguiendo así el movimiento de la corredera para una vuelta completa (fig. 411), se ve, en primer lugar, que el punto t se aleja de t_1 hacia la derecha, hasta que T coincida con t' , lo que pone de manifiesto que el borde de la corredera se aleja del borde E de la lumbrera, que se abre cada vez más. A continuación t vuelve nuevamente hacia la izquierda, acercándose a t_1 , sobre el que vuelve a pasar; la corredera se encuentra en la posición inicial; luego el punto t se aleja hacia la izquierda. Cuando lo ha recorrido una longitud t_1t_2 igual al avance lineal, la corredera se desplaza la misma cantidad y su borde e se coloca sobre el borde E de la lumbrera, que cierra entonces completamente: la admisión cesa y comienza la expansión; el radio de la excéntrica está en OT_2 y la manivela motriz, que sigue siempre el radio de la excéntrica a distancia angular constante, está en OM_2 .

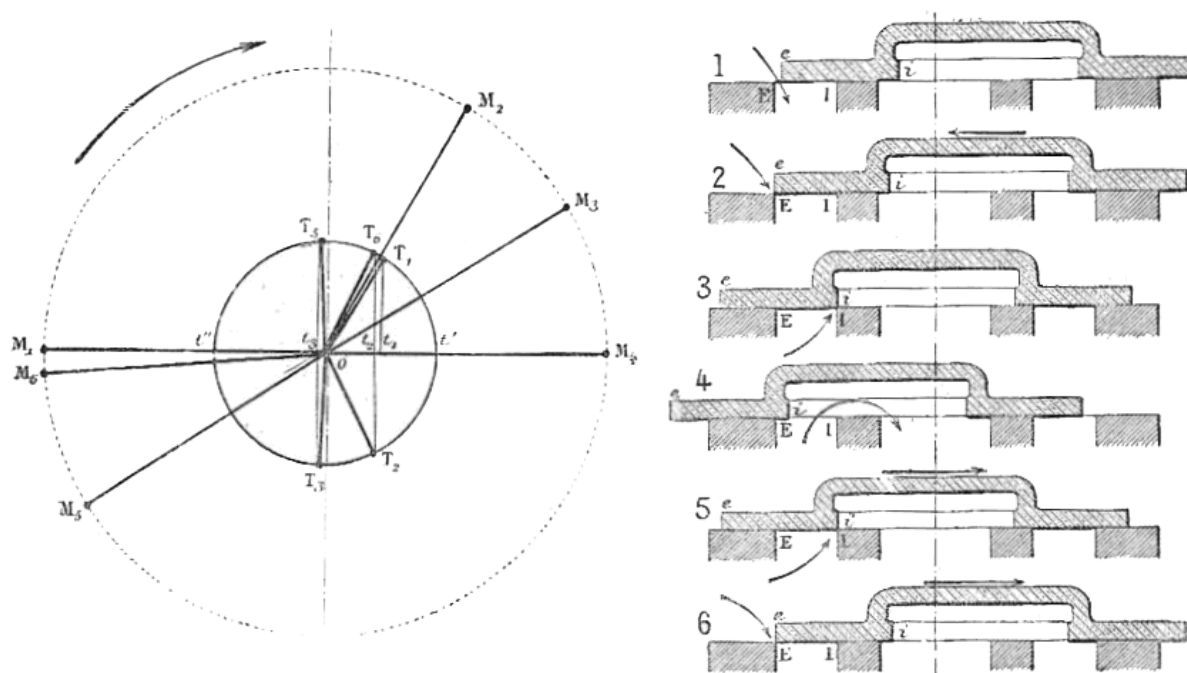


Fig. 411 – Posiciones de la manivela motriz, del radio de la excéntrica, y de la corredera, para el estudio de la distribución sobre la cara posterior del pistón.

1. Avance lineal (la corredera se desplaza hacia la izquierda). – 2. Fin de la admisión. – 3. Comienzo del avance al escape – 4. Escape. – 5. Comienzo de la compresión. – 6. Comienzo del avance a la admisión.

La corredera sigue desplazándose hacia la izquierda: después de una carrera t_2t_3 , el borde interior izquierdo i de la corredera coincide con el borde interior I de la lumbrera, y comienza el avance al escape. La manivela motriz está entonces en OM_3 . La figura pone de manifiesto que el camino t_2t_3 es igual al ancho ei de la banda de la corredera, menos el ancho EI de la lumbrera.

La rotación prosigue; cuando la manivela motriz pasa por OM_4 , la corredera sigue abriendo la lumbrera hacia el interior: es el final del avance al escape y el principio del escape, el punto t se desplaza hacia la izquierda hasta t'' y la corredera abre cada vez más la lumbrera hacia el escape; luego vuelve nuevamente atrás, y la lumbrera se cierra hacia el interior cuando el borde i vuelve a pasar sobre I , es decir, cuando t vuelve a pasar a t_2 ; el centro de la excéntrica está entonces en T_5 , y la compresión comienza. Cuando t vuelve a pasar a t_2 , y T está en T_6 , e vuelve a pasar sobre E y la corredera comienza a abrir la lumbrera para el avance a la admisión.

Se estudia la distribución sobre la otra cara del pistón (fig. 412), examinando el desplazamiento de los bordes e' e i' de la corredera con relación a los bordes E' e I' de la lumbrera derecha. Se encuentran así mismo las distintas posiciones interesantes del radio de la excéntrica. Cuando el pistón está en el fin de carrera a la derecha, la manivela motriz está en el punto muerto opuesto, OM'_1 : el radio de la excéntrica está en OT'_1 , diametralmente opuesto a OT_1 . La corredera presenta un avance lineal $e'E'$, igual a $t'_1t'_2$. La admisión cesa y la expansión comienza cuando el punto t pasa a t'_2 ; el escape anticipado comienza cuando está en t'_3 , y el escape cesa cuando vuelve a pasar por el mismo punto; por fin el avance a la admisión comienza cuando está en t'_2 . Se examina así la distribución sobre los dos lados del pistón, sin confundir las posiciones de la corredera correspondientes a ambos lados.

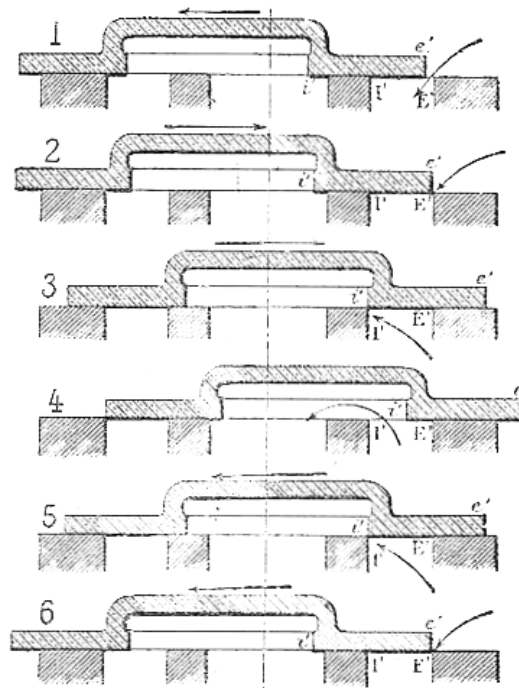
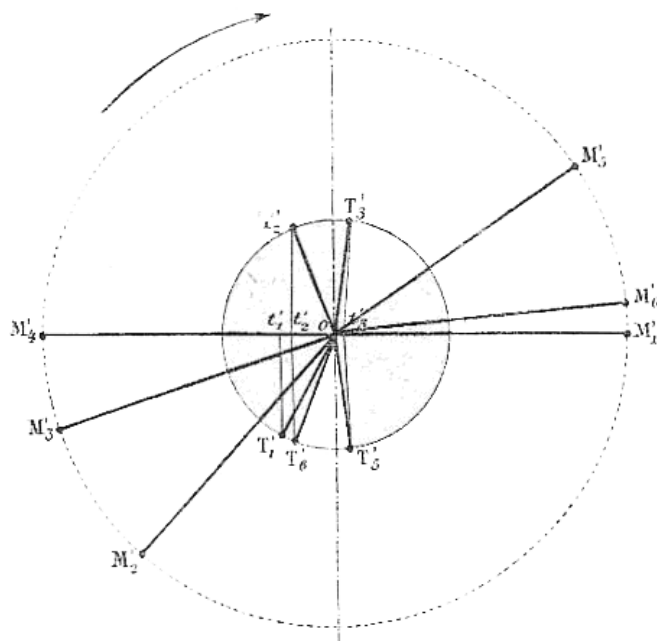


Fig. 412 – Posiciones de la manivela, del radio de la excéntrica y de la corredera, para el estudio de la distribución sobre la cara anterior del émbolo.

1. Avance lineal (la corredera se desplaza hacia la derecha).
2. Fin de la admisión.
3. Comienzo del avance al escape.
4. Escape.
5. Comienzo de la compresión.
6. Comienzo del avance a la admisión.

Se estudia la distribución por corredera, construyendo, con ayuda de cartón y de un pequeño listón para la barra de la excéntrica, un modelo muy simple de la corredera y su comando, de acuerdo a las dimensiones de las figuras 411 y 412. No es necesario representar al émbolo; sólo se limitará a representar la manivela motriz; de cada una de sus posiciones, se deduce fácilmente cuál es la que ocupa el émbolo.

Los valores de las distintas fases no son los mismos exactamente para los dos lados del pistón; las diferencias son menores ya que la barra de la excéntrica y sobre todo la biela motriz son más largas. Se desprende de estas diferencias que el trabajo del vapor no es idéntico sobre las dos caras del émbolo.

Cuando la manivela motriz gira un ángulo M_1OM a partir de su punto muerto posterior (fig. 409), el camino recorrido por el pistón es menor que cuando la manivela describe un ángulo igual a partir de su punto muerto anterior; se lo ve aplicando al émbolo el mismo trazado que a la corredera, con ayuda de una escuadra cuyo cateto menor está recortado en arco de círculo con un radio conveniente.

Se llaman ángulo de avance o avance angular de la excéntrica al ángulo que describe el radio OT_1 con la perpendicular a la manivela motriz OM_1 , ángulo medido en el sentido de la rotación. Este ángulo es designado por la letra griega δ (delta) sobre la figura 409.

Se define enteramente una distribución, y se pueden trazar todos sus elementos, cuando se conocen el ángulo de avance y el radio de la excéntrica, así como la longitud de la barra y las dimensiones de la corredera y las lumbreras.

Se refiere así el principio y el final de cada fase de la distribución a la posición del radio de la excéntrica y, por lo tanto, de la manivela motriz; de la posición de la manivela, se deduce la del émbolo, y se ve el camino que recorrió desde el fin de carrera. Se divide esta carrera en cien partes iguales y se indica cuántos centésimos recorre el émbolo durante cada fase de la distribución. Por ejemplo, con un avance angular de 30° , un radio de excéntrica de 50 mm., una barra de excéntrica de 2,500 m, avances lineales, iguales a cada lado, de 3 mm, con recubrimientos exteriores de 22 mm, y recubrimientos interiores de 5 mm, por fin con una biela motriz cuya longitud es 5 veces la de la manivela, se obtienen los siguientes valores:

	Delante del émbolo (respecto del eje)	Detrás del émbolo
Admisión	72	82
Expansión	23	14
Avance al escape	5	4
Escape.....	92	90
Compresión	8	10
Avance a la admisión	0	0

Realmente, la carrera del émbolo durante el avance a la admisión no es rigurosamente nula, pero es muy pequeña.

78. Marcha atrás. — La distribución estudiada en el apartado anterior basta para las máquinas fijas que giran siempre en el mismo sentido; pero la locomotora debe circular en ambos sentidos, tener una marcha atrás así como una marcha adelante. Sería fácil construir dos máquinas distintas que giren en sentidos opuestos. La primera tiene el radio de la excéntrica en OT (fig. 413), y se tomaría para radio de la excéntrica de la segunda OT', simétrico de OT con relación al eje dirigido según OM₁, posición común de la manivela; al rehacer los trazados, se encuentra en los dos casos, para las distintas fases de la distribución, que las carreras son iguales; solamente unos se hacen en el sentido de la flecha señalada Adelante, y otros en sentido contrario, según la flecha Atrás.

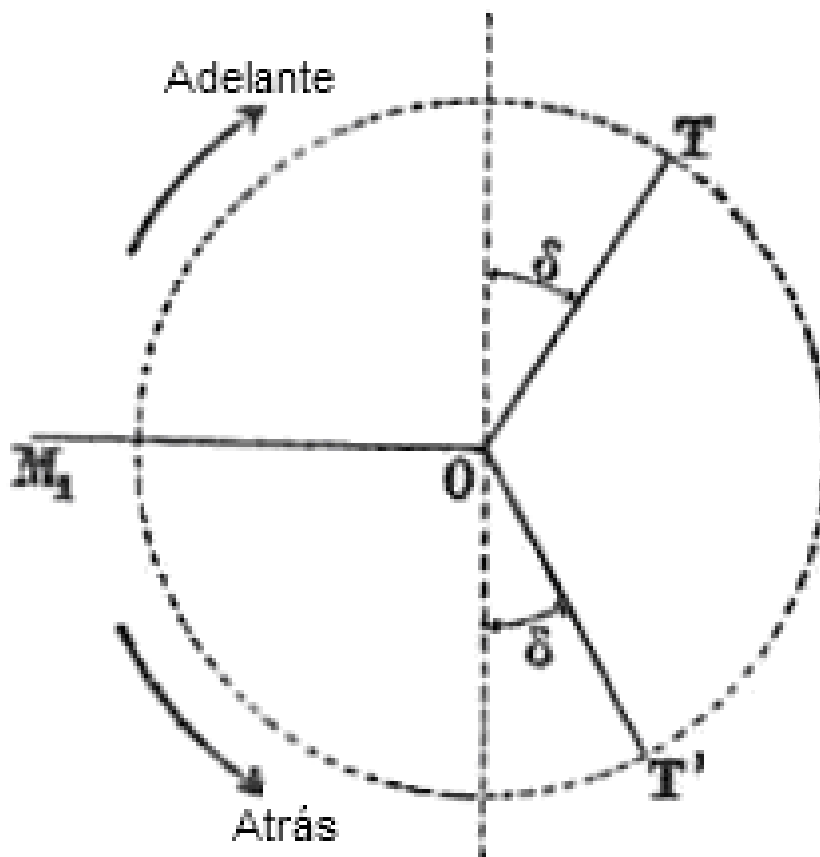


Fig. 413 – Excéntricos para marchas adelante y atrás.

En las primitivas locomotoras, en las que la corredera era movida por un tope colocado sobre la cruceta, bastaba que, detenida la locomotora, el maquinista, manualmente, invirtiera la posición de las correderas, con lo que conseguía invertir el sentido de la marcha. Fijando las dos excéntricas, OT y OT', sobre un único árbol, y vinculando el vástago de la corredera a una barra articulada sobre T, o a una segunda barra articulada sobre T', se obtienen las distribuciones convenientes para los dos sentidos de marcha. Esta disposición existió sobre antiguas locomotoras (fig. 414 y 415). En este diseño, podemos observar que ambas excéntricas están montadas a 90° respecto del cigüeñal, de lo que se deduce trabajaba a plena presión.

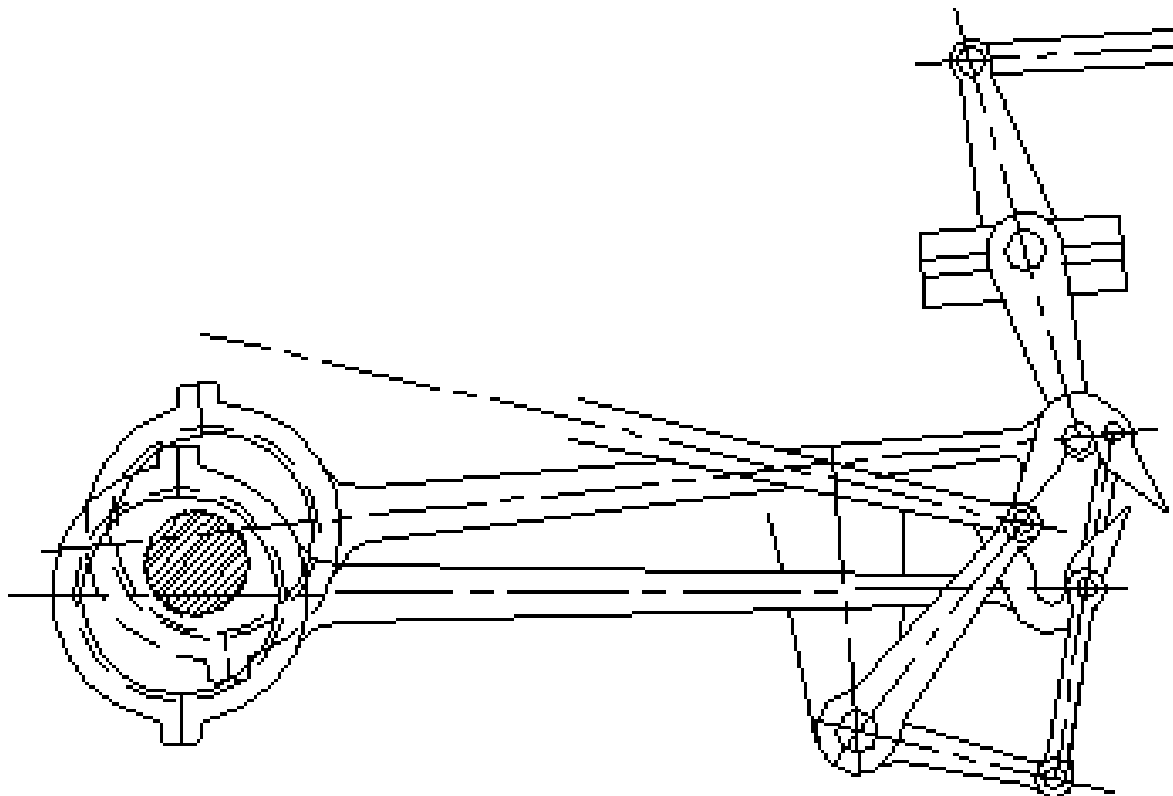


Fig. 414 – Pie de cabra, para cambio de marcha. Las barras de excéntrico se conectan a la palanca del árbol de mando por dos eslabones de suspensión, que se muestran en la figura. El movimiento se transmite al vástago de la corredera por medio de un balancín. Se muestra en posición de marcha adelante.

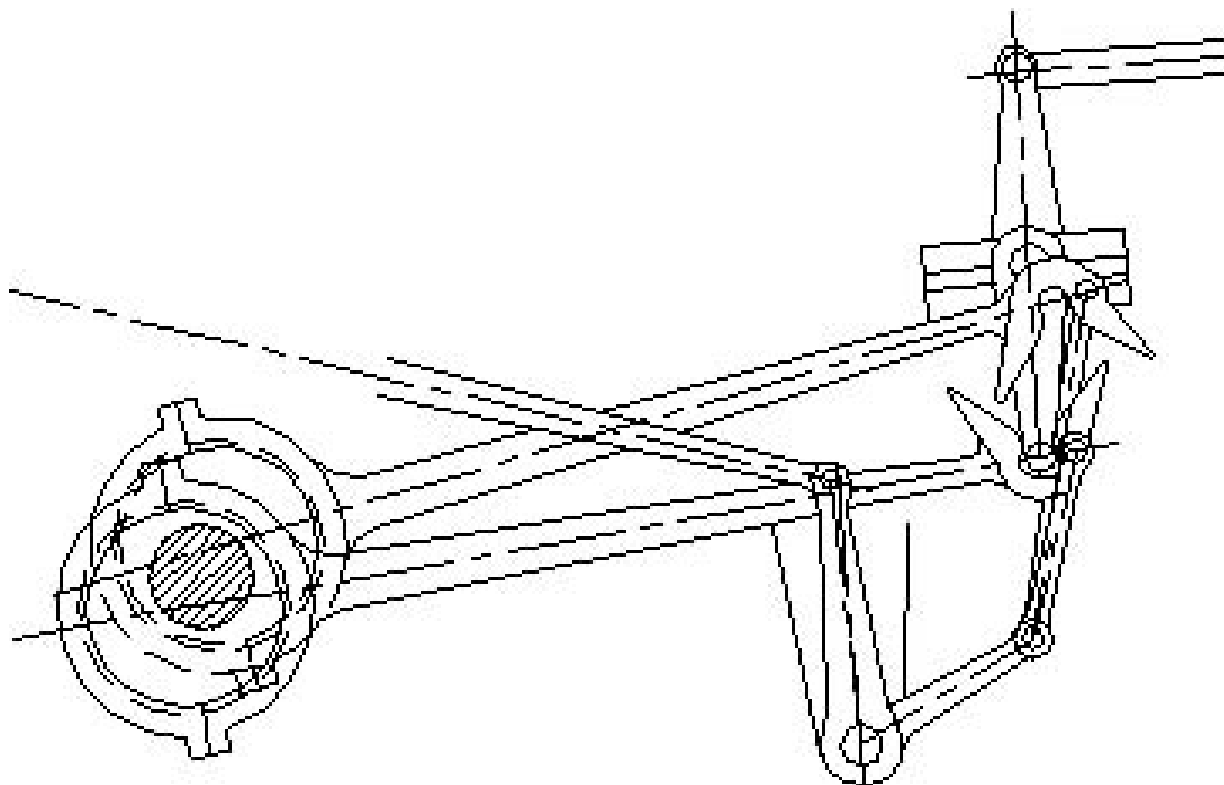


Fig. 415 – La misma distribución en posición de marcha atrás.

79. Distribución de Stephenson. — El sector de Stephenson, CC' (fig. 416), se articula a los extremos de las dos barras; un taco, articulado en el vástago de la corredera, guiado en línea recta, es llevado por el sector; éste está suspendida, por su parte media o por uno de sus extremos, a un eslabón, que se articula en el extremo de una palanca fijada al eje de comando.

Este árbol se fija en una posición tal que cuando el taco se encuentra en el extremo superior del sector, en el punto dónde se articula una de las barras, la corredera es conducida por esta barra. Maniobrando el árbol para levantar el sector, se hace conducir el taco por su extremo inferior, es decir, por la otra barra excéntrica. Se pasa así de una marcha a otra sin interrupciones.

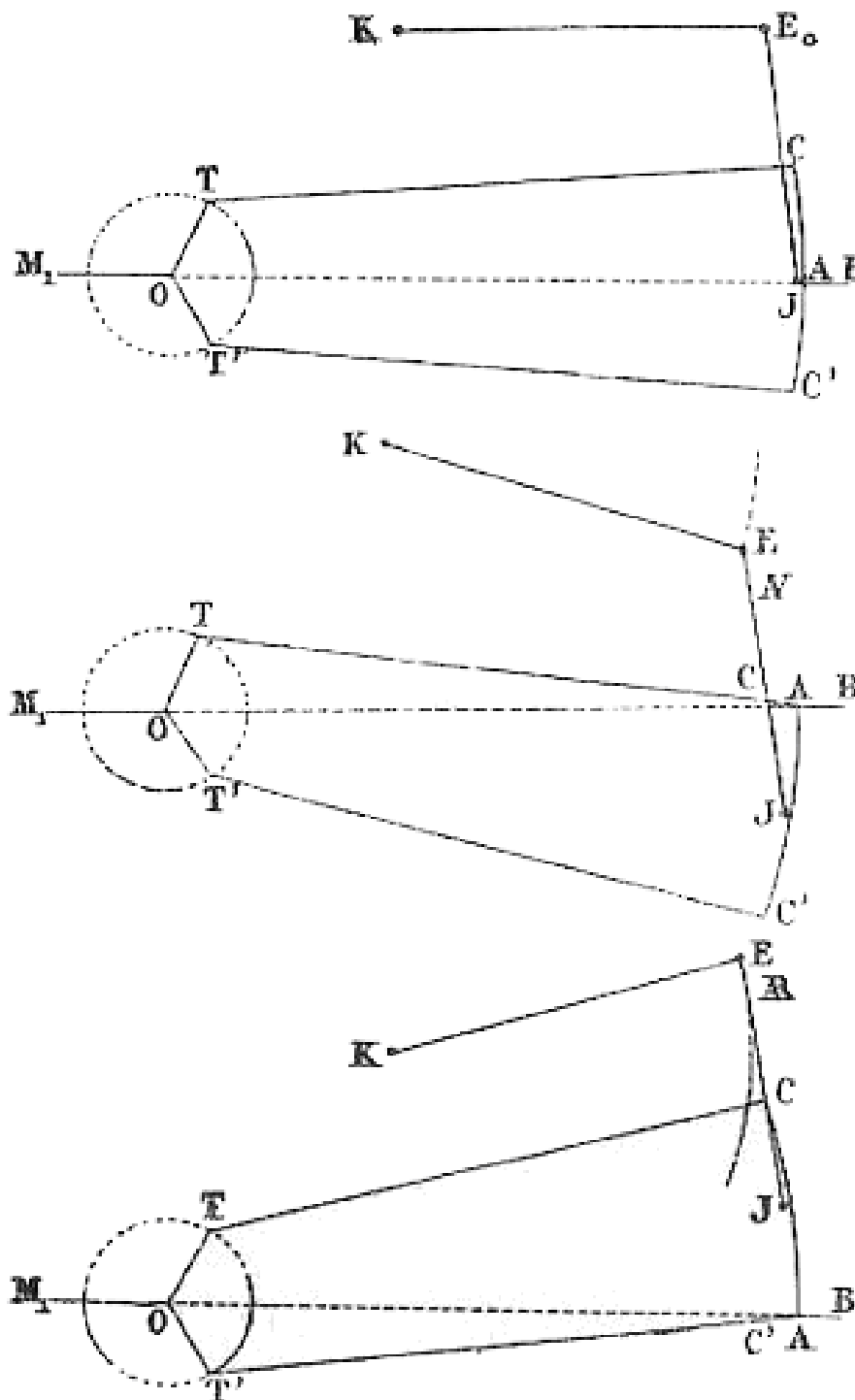


Fig. 416 – Distribución Stephenson de barras abiertas, en distintas posiciones: punto medio del cambio de marcha, marcha adelante y marcha atrás

El sector no es solamente un aparato de cambio de marcha. Si en vez de colocar el árbol de comando en las posiciones extremas, se lo fija de modo que el taco se encuentre en un punto intermedio del sector (fig. 417), la corredera se mueve según una ley precisa: para cada posición del árbol de comando, el movimiento de la corredera es, el que le daría un determinado excéntrico, con un ángulo de calado y un radio determinados. Es lo que solemos llamar el excéntrico ficticio de la corredera, excéntrico que, si se construyera, sustituiría al mecanismo del sector, pero solamente para la posición correspondiente del árbol de mando.

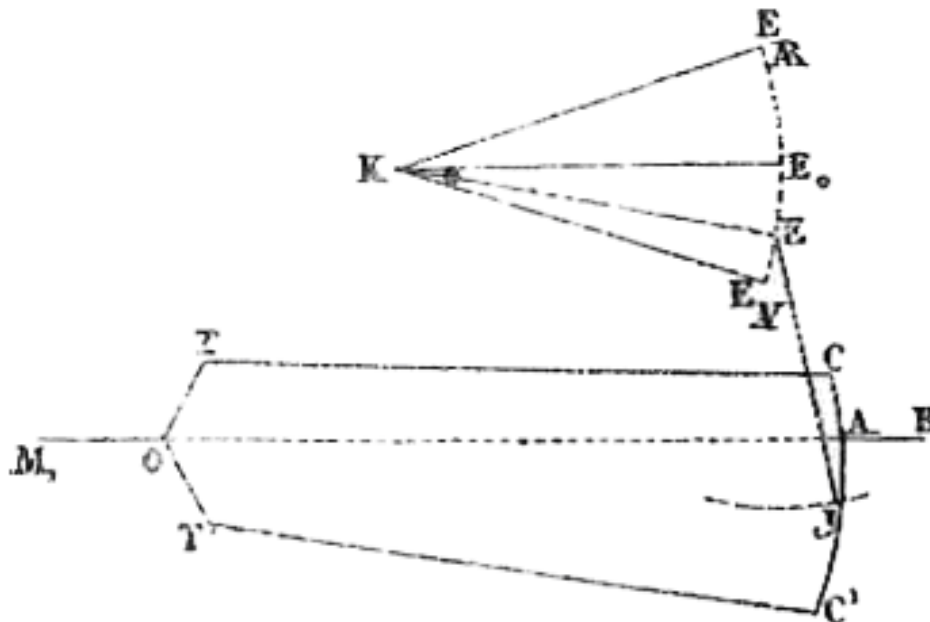


Fig. 417 – Accionamiento de la corredera por un punto intermedio del sector de Stephenson.

Se pueden trazar fácilmente los distintos excéntricos ficticios, que podrían así substituir a un sector (fig. 418); todos sus centros se encuentran sobre un arco de círculo de gran radio que une los centros T y T' de las dos excéntricas; y suponiendo la posición del árbol de mando tal que taco se encuentre en el punto A del sector, el centro G del excéntrico ficticio divide el arco TT' como el punto A divide al sector CC'.

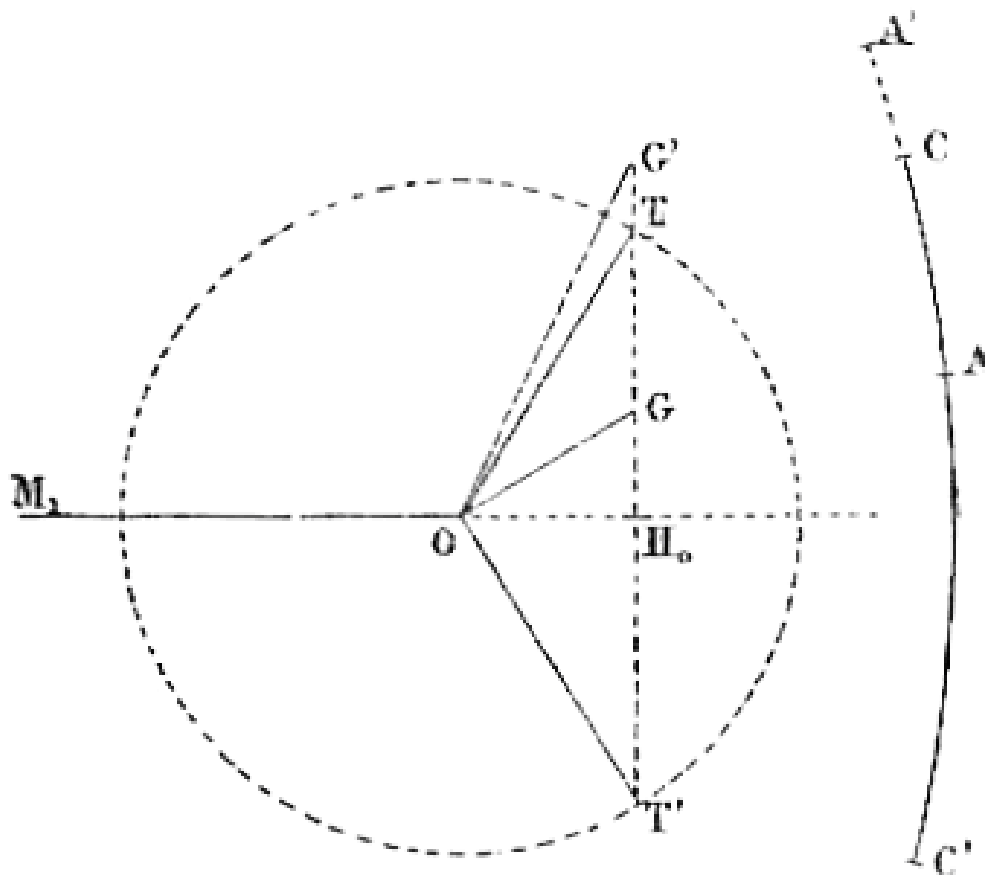


Fig. 418 – Centros de las excéntricas ficticias de la distribución de Stephenson.

Se puede trazar la distribución que produce un excéntrico cualquiera OG. Al comparar esta distribución con la que da OT, se reconoce que el período de admisión es más corto, y que el avance al escape y la compresión son más largos: estas diferencias son tanto mayores cuanto que el punto G se acerca aún más al centro H_0 de T' , es decir, a medida que el radio de la excéntrica ficticia disminuye y que su ángulo de avance aumenta.

El sector permite así obtener distribuciones con admisiones variables: la cantidad de vapor admitido en el cilindro disminuye a medida que el punto G se aleja de T y la longitud de cada uno de los tres períodos de expansión, avance al escape y compresión aumenta.

Para el otro sentido de marcha, el sector da distribuciones variables de la misma forma, cuando el centro del excéntrico ficticio se aleja de T'.

La distribución de Stephenson modifica al mismo tiempo el avance lineal de la corredera, es decir, la pequeña apertura de la lumbrera cuando el émbolo está a fin de carrera. Esta variación de los avances lineales es visible cuando se desmonta la tapa de la capilla de distribución; basta con colocar la máquina en una tal posición que el émbolo esté exactamente a fin de carrera (manivela motriz a uno de sus puntos muertos). Actuando entonces el aparato de cambio de marcha, se ve el cajón desplazarse ligeramente sobre el espejo y aumentar la apertura de la lumbrera o avance lineal, a medida que el taco se acerca al punto medio del sector. Cuando el taco se encuentra en uno de los extremos del sector, el avance lineal es generalmente nulo.

Se vería prácticamente la misma variación, en una máquina bien regulada, sobre el otro extremo de la corredera, conduciendo la manivela motriz a su otro punto muerto. Es necesario para eso que el radio del sector, o radio del círculo al cual se puede suponerlo geoméricamente reducido, sea igual a la longitud de las barras de excéntrico.

Este aumento de los avances lineales puede ser ventajoso a grandes velocidades de marcha, para las cuales los laminados se vuelven muy fuertes; garantiza mejor entonces la suba de la presión al comienzo de la admisión propiamente dicha, sobre las locomotoras que tienen insuficientes lumbreras.

Esta variación de los avances se produce con la distribución de Stephenson ordinaria, con barras derechas o abiertas (fig. 416).

Cuando las barras son cruzadas o cerradas (fig. 419), disposición raramente utilizada en las locomotoras, la variación tiene lugar en sentido opuesto, y se puede llegar a no tener avance lineal, ni por lo tanto ninguna apertura de la lumbrera cuando el taco se encuentra en el centro del sector.

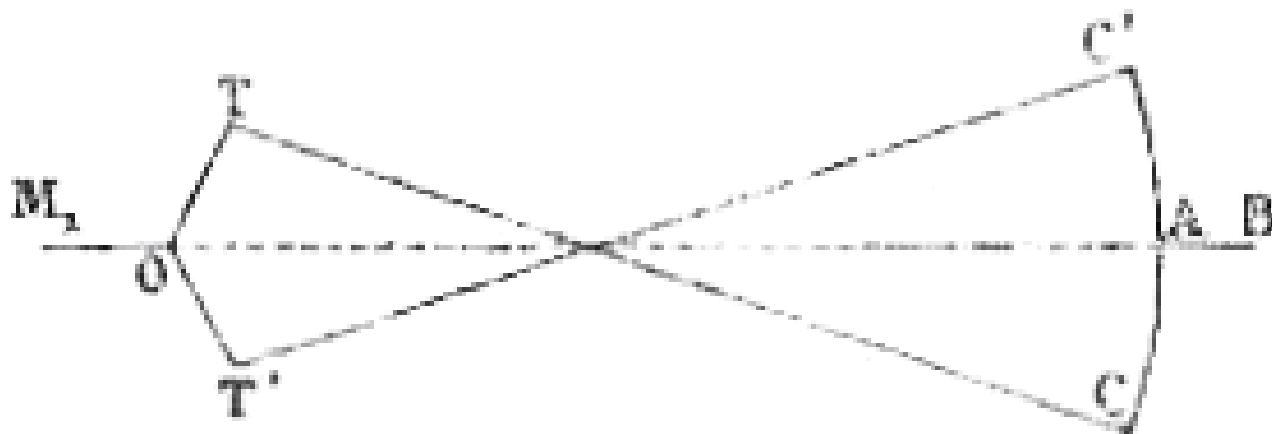


Fig. 419 – Distribución Stephenson con barras cruzadas (disposición poco usada sobre las locomotoras).

La designación de barras derechas y cruzadas sólo corresponde a la posición de las figuras: tras un giro de 180 grados, las barras derechas se cruzan y las barras cruzadas se descruzan (fig. 420).

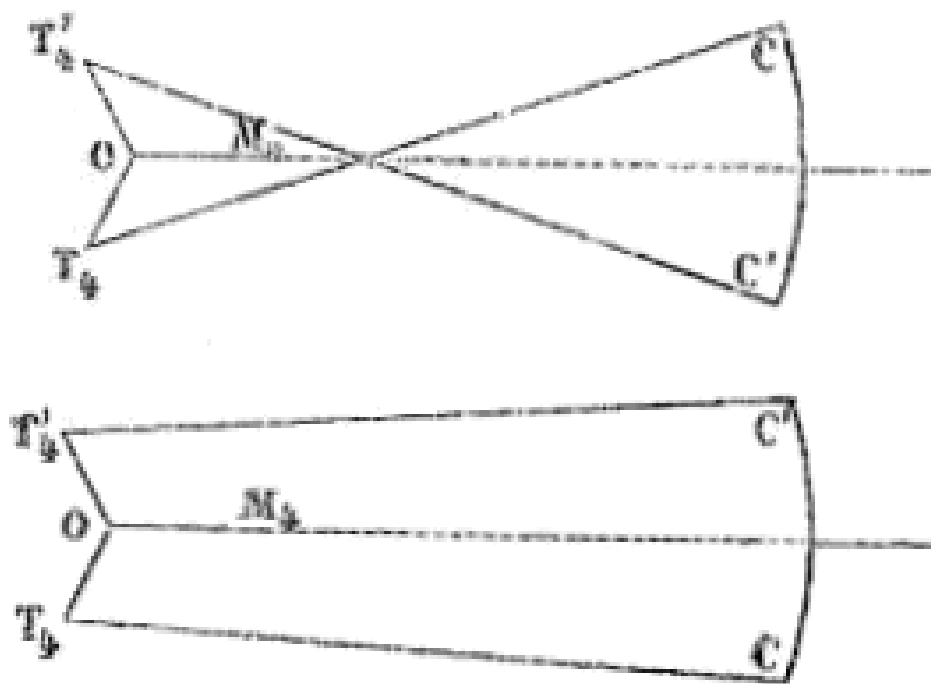


Fig. 420 – Distribuciones Stephenson, con barras derechas y barras cruzadas, luego de un giro de 180° del eje, cuando el émbolo está en el punto muerto anterior.

El cuadro siguiente da, en centésimos de carrera, el recorrido del émbolo durante cada fase de la distribución, en distintas posiciones del cambio de marcha, para las locomotoras N° 613-728 del Este.

Posición del índice de cambio de marcha	MARCHA ATRÁS								MARCHA ADELANTE									
	A fondo atrás		60 %		40 %		20 %		Al centro		20 %		40 %		60 %		A fondo adelante	
Cara del émbolo	AD	AT	AD	AT	AD	AT	AD	AT	AD	AT	AD	AT	AD	AT	AD	AT	AD	AT
Admisión	78	74	65	60	45	40	25	20	12	12	21	20	43	40	66	60	78	74
Expansión	16	18	24	26	35	37	41	42	44	41	45	41	38	36	24	26	16	18
Av.escape	6	8	11	14	20	23	34	38	44	47	34	39	19	24	10	14	6	8
Escape	91	93	85	87	74	77	58	63	49	53	58	63	73	78	84	88	91	93
Compresión	9	7	14	12	24	21	36	35	39	38	34	32	24	20	15	11	9	7
Av.admsión	0	0	1	1	2	2	6	5	12	9	8	5	3	2	1	1	0	0

Este cuadro muestra algunas desigualdades inevitables de las fases de la distribución sobre las dos caras del émbolo. El sector a menudo está formado por dos brazos (fig. 421), reunidos en sus extremos por pernos, que los sujetan contra espaciadores. Las caras exteriores de los brazos comprenden los pivotes, sobre los cuales se articulan las cabezas de las barras de excéntrica y las bielas de suspensión. Estas articulaciones se cementan y templan. Dos tacos cementados y templados se deslizan dentro de cada uno de los dos brazos; los dos tacos se articulan sobre el extremo del vástago de la corredera, que es mantenido en línea recta por una guía cuadrada, o a veces suspendido a una articulación fija; el taco no se mueve ya entonces rigurosamente en línea recta, pero el movimiento de la corredera prácticamente no se modifica.

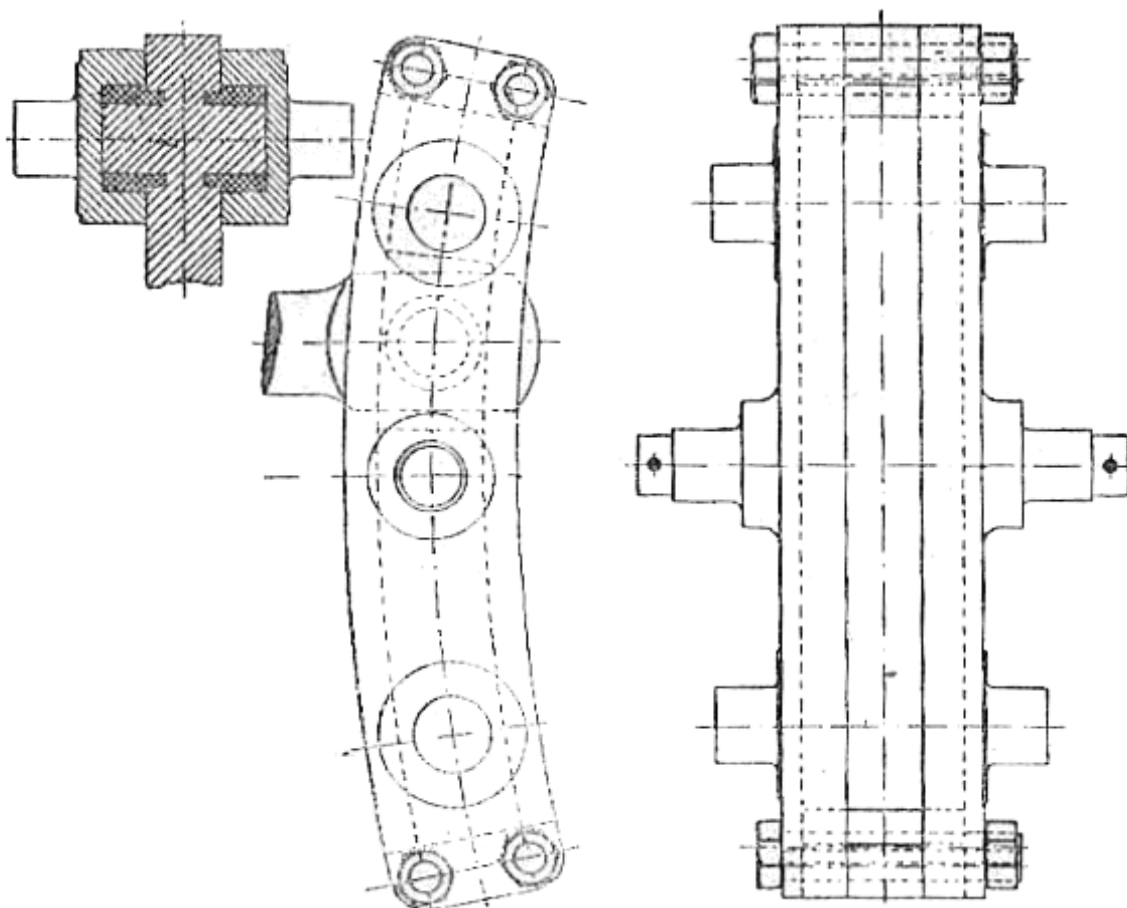


Fig. 421 – Sector Stephenson de brazos; elevación transversal y longitudinal; corte por un plano normal a la curvatura.

Es necesario supervisar de cerca este mecanismo, sobre todo en las locomotoras modernas; bien construidas, las articulaciones sólo tienen muy poco juego, y el menor defecto de engrase puede hacerlos agarrotar.

La disposición de los extremos de las tapas, representada en la figura 422, facilita la rectificación de los tacos usados.



Fig. 422 – Brazos de sector Stephenson, que muestran la entrada sobre la cual se montan los espaciadores, para permitir la rectificación del taco, sin cambiarlos.

Existen formas más simples de sectores: se pueden recortar de una única parte de grosor uniforme (fig. 423) y proveerla de ejes de articulación en sus dos extremos. No es ya entonces suspendido por su parte media, y la biela de suspensión se articula en una de sus extremidades, sobre el mismo eje que la barra excéntrica correspondiente. Con esta disposición, la carrera del taco se reduce y no se lo puede hacer coincidir con las extremidades mismas del sector, es decir, solamente por una de las barras de excéntrico: la mayor admisión que se obtiene, poniendo el cambio de marcha a fondo de curso, se encuentra así reducida.

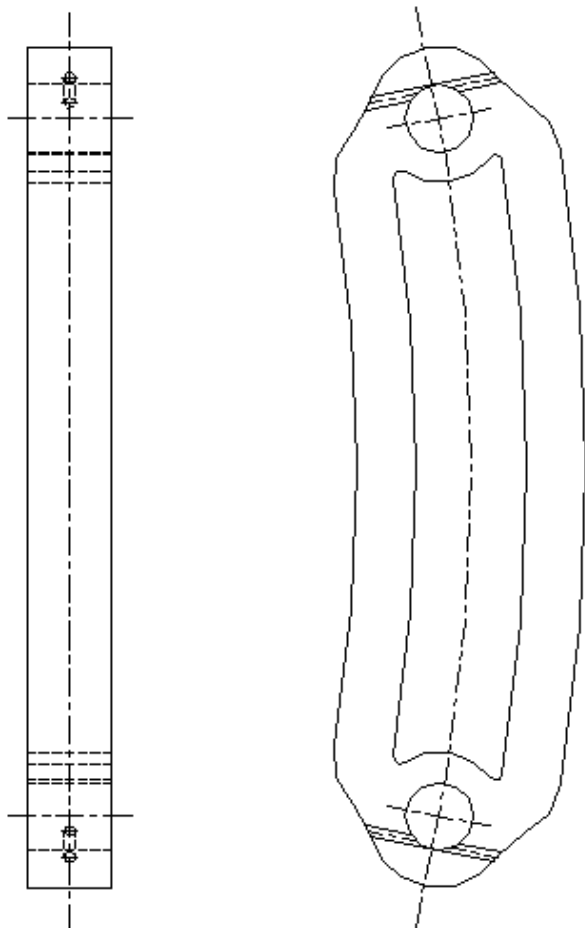


Fig. 423 – Sector Stephenson mecanizado de una única pieza.

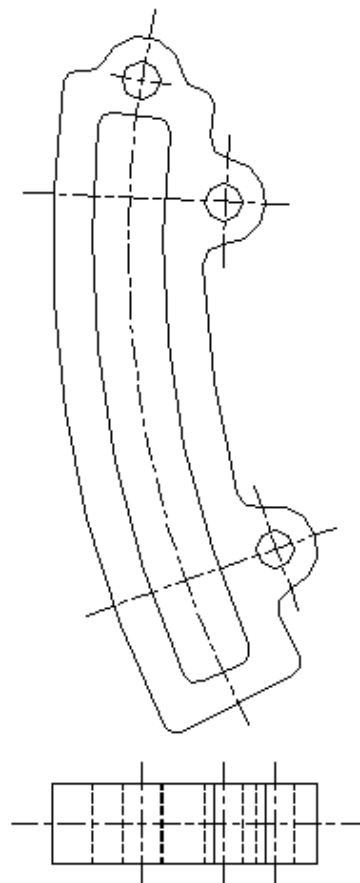


Fig. 424 – Sector Stephenson mecanizado, con articulaciones desplazadas

Para evitar este inconveniente, se construyen sectores mecanizados así mismo en una única parte, pero prolongando la ranura para el taco, hasta delante de los agujeros que reciben los ejes de articulación (fig. 424).

80. Maniobra del árbol de comando. —El mecanismo que actúa sobre el árbol de comando, y lo fija en cada una de sus posiciones, fue históricamente una palanca de cambio de marcha (fig. 425), mantenida por un cerrojo a resorte, adaptado a las muescas de un arco de círculo dentado. La maniobra de la palanca es dificultosa sobre las grandes locomotoras, debido a la fricción de las correderas sobre sus espejos y de los vástagos en sus guarniciones; además presenta algún peligro ya que, mal enganchada sobre su sector, puede desplazarse violentamente y golpear al maquinista; por eso se prefiere el comando por un tornillo de cambio de marcha (fig. 426), provisto de un volante de maniobra: este tornillo hace desplazar una tuerca, que no puede girar, y sobre la cual se adapta una barra, que va a actuar sobre una palanca fijada sobre el árbol. Un índice, llevado por la tuerca, se desplaza a lo largo de una escala: cuando está en uno de sus fines de carrera, corresponde al extremo correspondiente del sector que conduce el taco. Cuando el índice está en el centro de la escala, en cero, se dice en está al centro: el taco se encuentra en el medio del sector. La graduación de la tira, a una y otra parte del cero, indica aproximadamente la admisión correspondiente, en centésimas de la carrera del émbolo.

La rosca de este tornillo es izquierda, por lo que al girar el volante en el sentido de las agujas del reloj, la tuerca avanza hacia adelante, y en sentido contrario hacia atrás. La cantidad de vueltas que puede girar varía entre diez y quince.

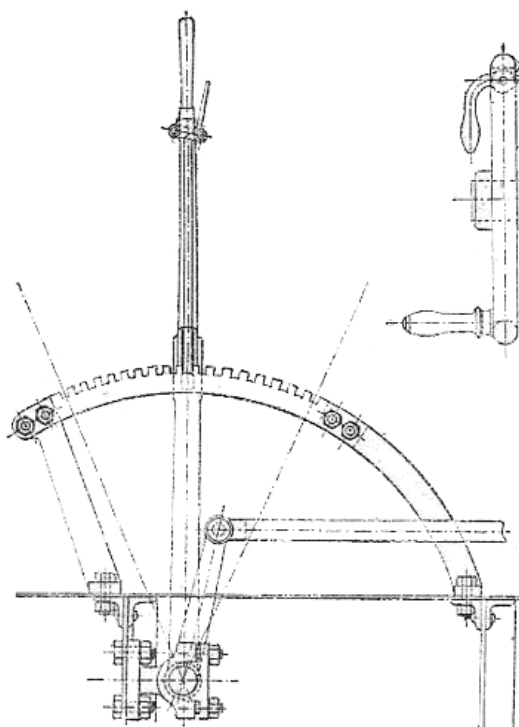


Fig. 425 – Palanca de cambio de marcha

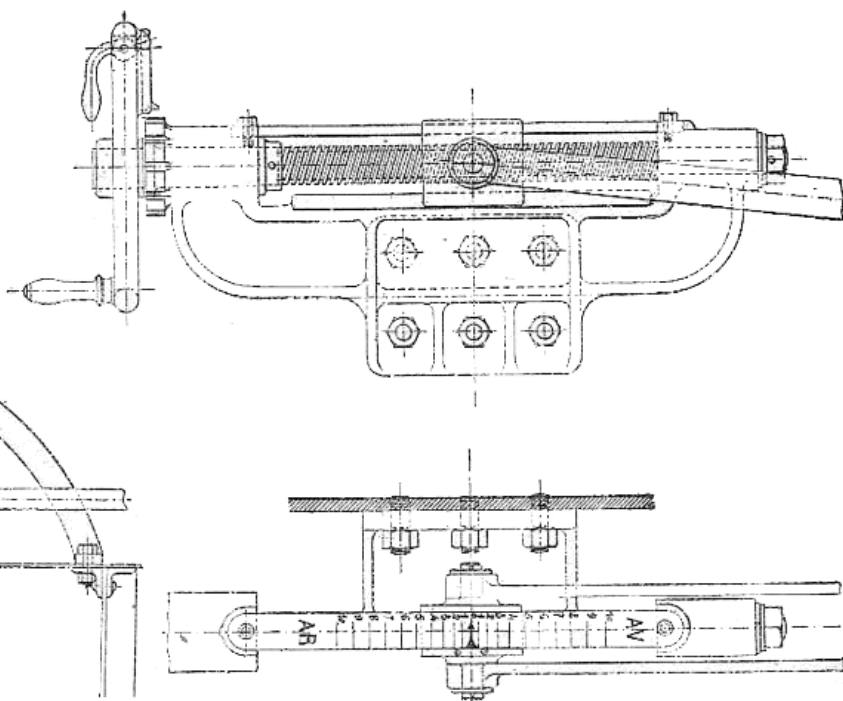


Fig. 426 – Tornillo de cambio de marcha. Elevación y planta

Con las correderas cilíndricas, el esfuerzo necesario para actuar el cambio de marcha es menor que con las correderas planas; por eso la palanca fue adoptada nuevamente sobre las locomotoras de maniobras del Ouest, para facilitar las maniobras.

Un contrapeso, fijado en una palanca especial del árbol de comando, equilibra los sectores y el resto de los elementos suspendidos del árbol. Este contrapeso, bastante pesado, fatiga por sus vibraciones al mecanismo de elevación; esta es la razón por la que resulte a veces preferible utilizar resortes para el equilibrio del árbol de comando, bien sea que actúen contra el extremo de una palanca, bien que un fleje envuelto en espiral y vinculado a un punto fijo alrededor del árbol.

El aparato de cambio de marcha de doble comando (fig. 427), de algunas locomotoras-ténder, se compone de dos tornillos: uno horizontal, y otro vertical; aquélla que no se utiliza mantiene su tuerca a medio recorrido, y sirve de punto de apoyo para la maniobra por el otro tornillo.

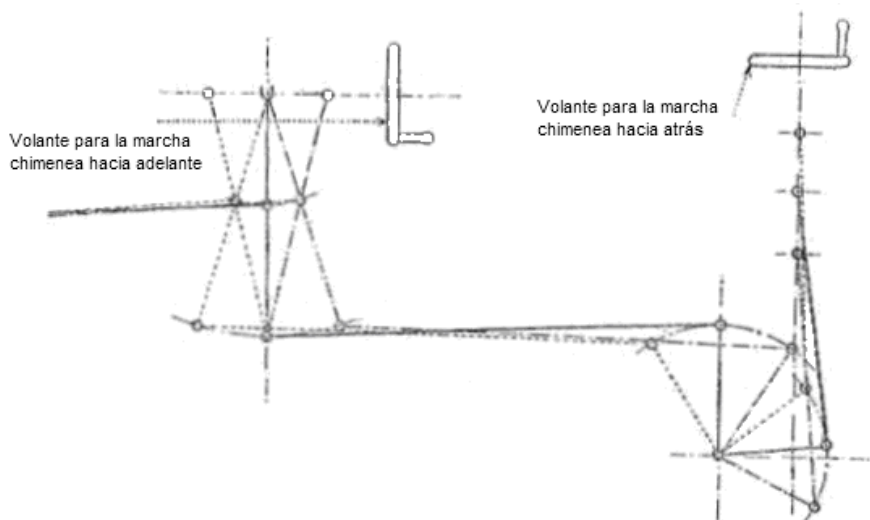


Fig. 427 – Doble comando del cambio de marcha para locomotoras-ténder del Est.

A veces se han montado sobre las locomotoras, servomotores a vapor o aire comprimido, para la maniobra fácil y rápida del cambio de marcha; los aparatos de este tipo pueden ser convenientes, pero las dificultades para su montaje no los vuelven indispensable. No obstante se utilizan de una manera sistemática sobre las grandes locomotoras americanas y la S.N.C.F. prevé su aplicación sobre las potentes locomotoras del futuro.

En la figura 428 se muestra el cambio de marcha con servo a vapor, sistema Rongy, quien fuera jefe de taller de los ferrocarriles belgas. Consta de un cilindro de vapor G, intercalado en el tirante de maniobra NP del sector, entre la palanca de cambio de marcha L y la palanca intermedia R.

La palanca propiamente dicha L gira alrededor del punto O. Se prolonga en su parte inferior hasta un pivota A, alrededor del cual gira la palanca de mano l. Esta, a su vez, presenta, a la altura del centro O, un pivote K, unido mediante una pequeña biela a un grifo de tres vías T, colocado en una conducción de vapor V.

La palanca principal L lleva dos topes t y t' para limitar, con relación a ella, las oscilaciones de la palanca de mano. En la posición normal, ambas palancas L y l están alineadas, los centros O y K coinciden y la válvula T está cerrada. Cuando la palanca l se lleva a la posición de la figura, es decir, cuando hace contacto con el tope t, el grifo se abre (sección izquierda), permitiendo que el vapor pase al cilindro, llevando la palanca L hacia la derecha, siguiendo a la palanca l.

Pero cuando la palanca principal L se inclina hacia la derecha, girando alrededor del punto O, su extremo inferior, que lleva el pivote A, se mueve hacia la izquierda hasta B. Por lo tanto, la inclinación relativa de ambas palancas disminuye. Cuando la inclinación de L es suficiente, las palancas vuelven a coincidir (línea punteada), los puntos O y K vuelven a superponerse, y el grifo T vuelve a la posición de la derecha, interrumpiendo el paso de vapor hacia ambas caras del émbolo, y comunicándolas con el escape. Cada extremo del cilindro lleva una válvula automática de purga, como se ve sobre la derecha, que se abre en ausencia de vapor en el cilindro, mediante un resorte, para permitir la salida del agua condensada, cerrándose cuando ingresa el vapor.

Si la palanca de mano se dirigiera hacia la izquierda, el grifo T tomaría la posición mostrada en la sección central, y la palanca L sería arrastrada hacia atrás.

La palanca L es la única que actúa directamente sobre el sector. Su maniobra puede también efectuarse a mano, liberando la traba C, y cerrando dos medias tuercas ubicadas en la palanca L (no mostradas en la figura), con lo que actuaría como un cambio normal a tornillo.

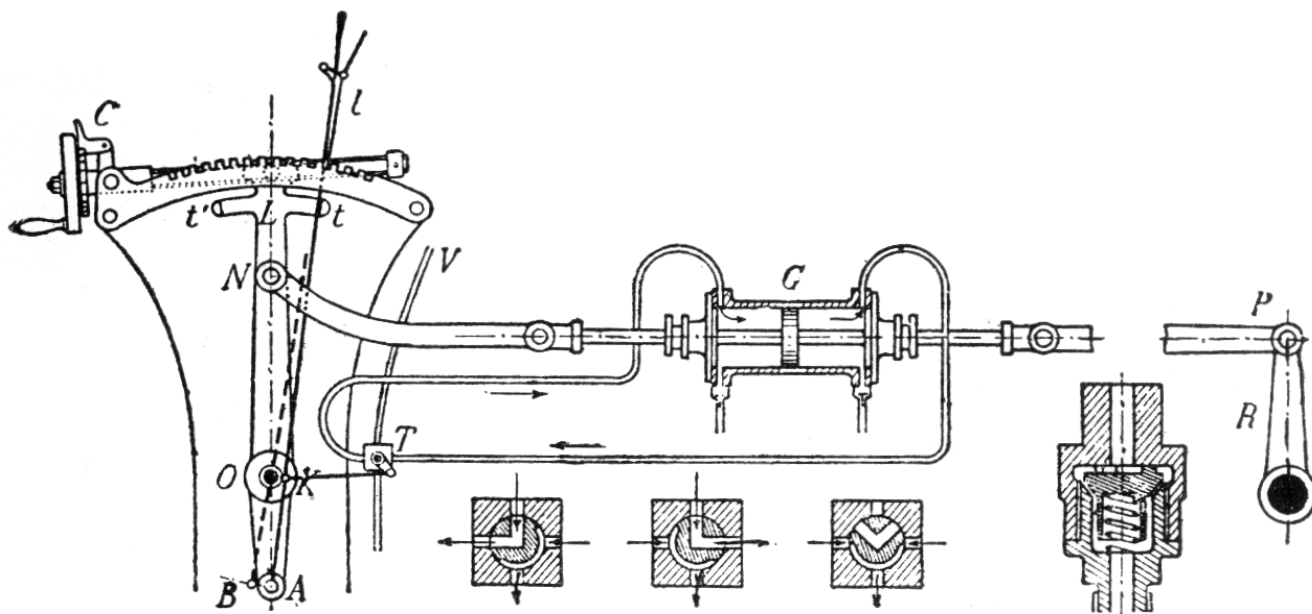


Fig. 428 – Cambio de marcha a vapor sistema Rongy

El sistema mostrado en la figura 428 proviene de un sistema anterior, también desarrollado por el Sr. Rongy, que se ilustra en la figura 429. Se ha invertido su descripción, ya que el sistema posterior es de más fácil explicación.

La admisión de vapor al cilindro se obtiene desplazando una corredera con una sola lumbrera. El escape se realiza mediante una doble válvula, ubicada debajo del cilindro (Ver sección superior derecha). Ambas válvulas están unidas por un tubo perforado, y su funcionamiento es el siguiente: al ingresar vapor en una de las caras del émbolo, cierra una de las válvulas (en el dibujo S'), mientras que el tubo abre la opuesta S, permitiendo el escape desde la cara opuesta.

El resto del dispositivo (palancas, cuadrante, bielas, etc.) es en un todo similar al descripto anteriormente.

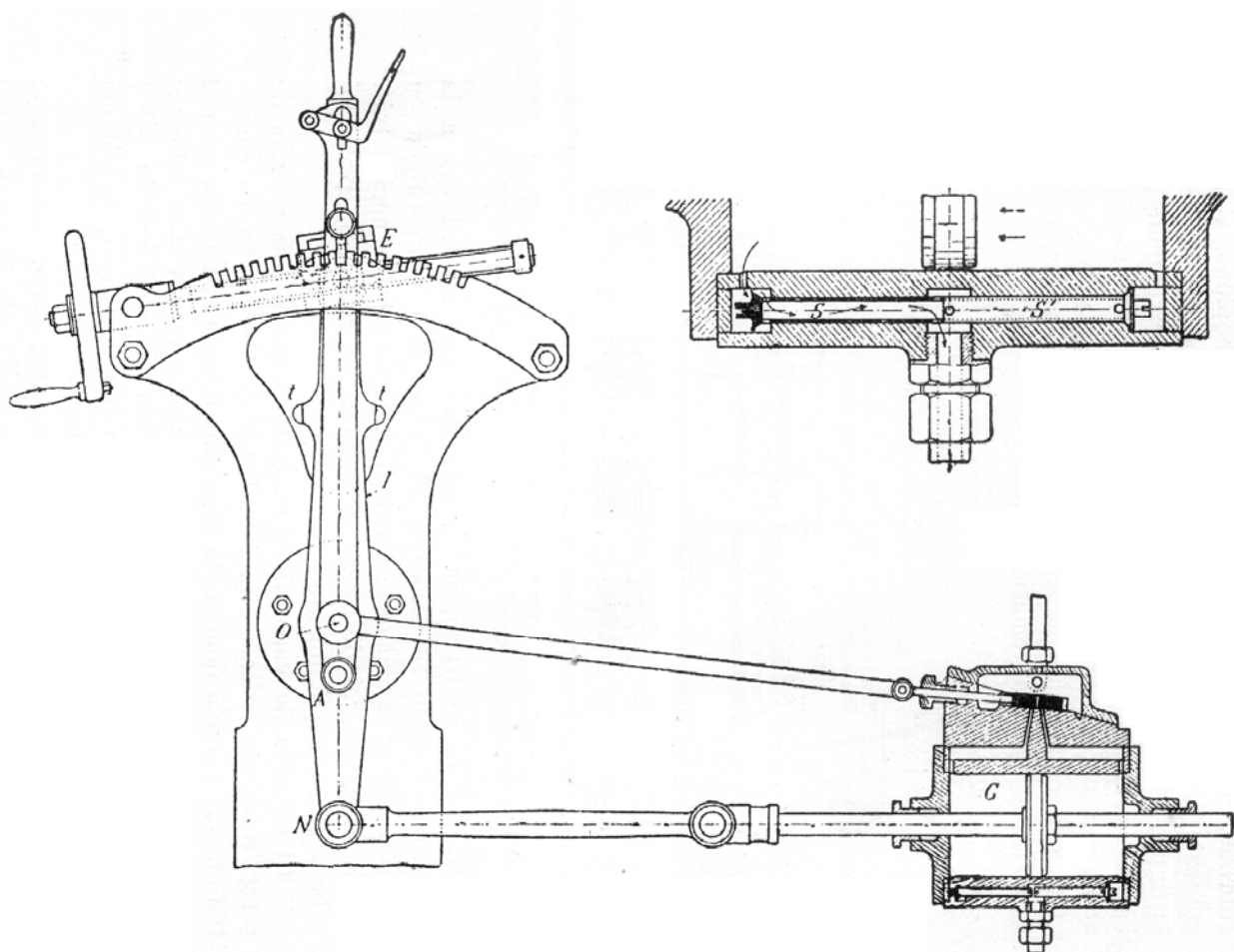


Fig. 429 – Cambio de marcha a vapor sistema Rongy, modelo primitivo.

La incorporación de frenos de aire comprimido permitió la utilización de este fluido, tomado directamente del depósito principal, para el accionamiento de estos sistemas. En la figura 430 se ilustra un dispositivo de cambio cuyo servo es un cilindro de aire comprimido accionado mediante un válvula de tres vías, colocada al alcance del maquinista, pero sin ninguna vinculación entre el mecanismo y su servo. Para modificar la admisión, el maquinista libera el volante v de su traba V, y lo acciona a la posición deseada, mientras acciona el cilindro de aire comprimido, mediante la válvula de tres vías, en el sentido deseado. Se puede observar que el equilibrado de este mecanismo no se obtiene mediante contrapesos, sino por intermedio de un resorte r.

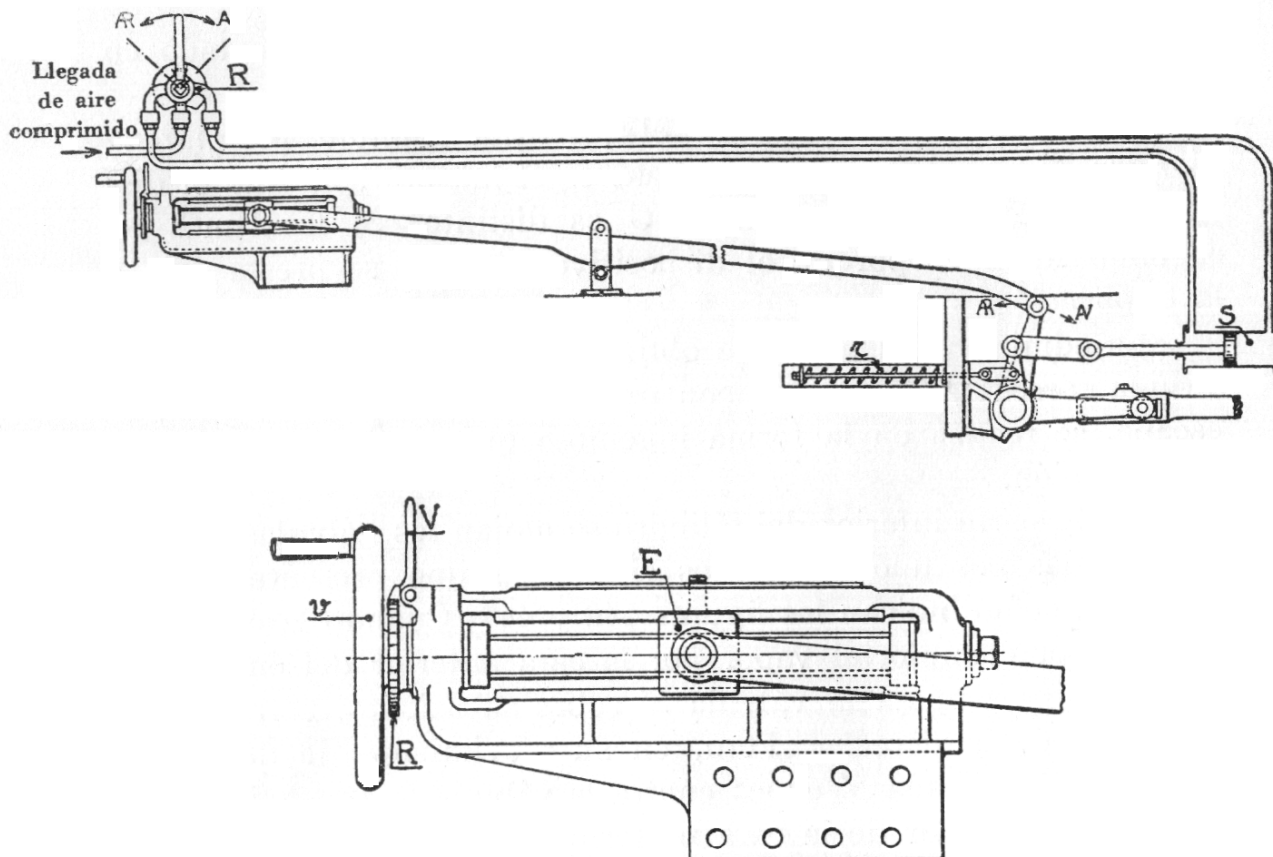


Fig. 430 – Cambio de marcha con servomotor de aire comprimido.

El cambio de marcha sistema Franklin, mostrado en la figura 431, fue de uso extendido en los Estados Unidos. Se compone de:

- 1) Un cilindro de aire comprimido C, en el que se mueve un émbolo P. El vástago T de este émbolo es hueco, y su extremo B' se une al tirante de cambio de marcha M de la locomotora.
- 2) Una corredera *t* que se desplaza sobre su espejo y que cubre o descubre:
 - a) las lumbreras de admisión A₁ y A₂ del aire comprimido al cilindro, a uno u otro lado del émbolo.
 - b) Las lumbreras E₁ y E₂ por las que el aire escapa del cilindro.
 - c) Un tornillo solidariza el émbolo P y la corredera T de la siguiente forma: el tornillo está roscado a la derecha en la parte que penetra en el émbolo y a la izquierda en la parte que penetra en la corredera.

De este modo, cuando el maquinista gira el tornillo en el sentido de las agujas del reloj, el émbolo y la corredera se aproximan, y en el sentido contrario se separan.

El volante de maniobra acciona el tornillo mediante un par de ruedas dentadas D y D', por lo que el tornillo gira en sentido contrario al volante.

En la caja de distribución de la corredera *t* reina la presión de 6,5 kg/cm² del depósito principal del freno de aire Westinghouse.

En la figura de la derecha se muestra la corredera *t* en su posición media. Se observa que la corredera tiene un pequeño descubrimiento exterior *p* y un recubrimiento interior *i* mayor que *p*.

En la posición media, la lumbrera de admisión A₁ de la izquierda comunica con el lado derecho del émbolo; la lumbrera A₂ de la derecha comunica con el lado izquierdo del mismo; existiendo, pues, equilibrio de presiones en las dos caras del émbolo, éste no se mueve. Las lumbreras de escape E₁ y E₂ están cerradas.

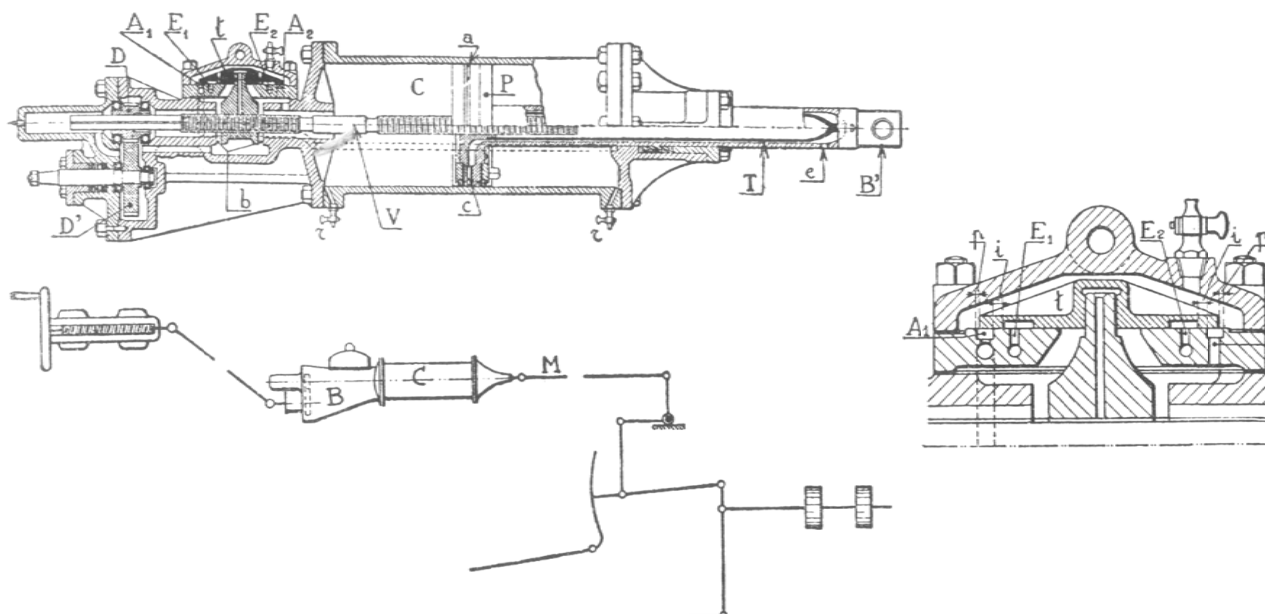


Fig. 431 – Cambio de marcha sistema Franklin

Cuando el maquinista gira el volante a la izquierda, el tornillo V gira a la derecha, la distancia entre el émbolo y la corredera disminuye y, como el émbolo sigue inmóvil, la corredera se mueve hacia la derecha. Cuando su desplazamiento alcanza la longitud de descubrimiento p la admisión en A_2 del aire comprimido al lado izquierdo del cilindro queda cortada. Si continúa el desplazamiento hasta ser igual a i , las lumbreras A_2 y E_2 comunican entre sí, y el aire comprimido de la parte izquierda del cilindro escapa a la atmósfera.

A partir de este momento, el aire comprimido, al actuar sobre la cara derecha del émbolo, lo empuja hacia la izquierda, y provoca el desplazamiento hacia adelante del distribuidor de la locomotora. Al mismo tiempo, arrastra la corredera t colocándola en su posición media.

Se ve, pues, que la corredera no se separa de su posición media más que i mm, y, por lo tanto, el maquinista, dándole al tornillo a derecha o izquierda, puede determina la posición del émbolo y de la distribución con una tolerancia de i mm.

Cada vez que la corredera pase por su medio y el maquinista continúe girando el tornillo de maniobra, los fenómenos se reproducen: el émbolo avanza cada vez i mm y, con él, la distribución de la locomotora. En ningún caso puede separarse el émbolo P más de 10 mm de la posición media (a derecha o izquierda) que se le ha asignado por los desplazamientos sucesivos de la corredera. Cualquier desplazamiento mayor está impedido por los topes b , contra los cuales tropieza la pieza que arrastra la corredera.

A falta de aire comprimido, el cambio de marcha es manejable *a mano*. Si el volante gira a la derecha, el tornillo gira a la izquierda, arrimando el borde de la palanca de la corredera contra el tope de la derecha; entonces, al continuar girando el tornillo, llevará al émbolo hacia la izquierda, hasta una distancia igual a la diferencia de los pasos del tornillo. Para facilitar esta maniobra, conviene abrir los dos grifos r , de purga del cilindro.

81. Comando de la corredera por vástago oblicuo, y por balancín. — Los vástagos de las correderas no son siempre paralelos al eje del cilindro. Con una dirección oblicua del vástago (fig. 432), la corredera se posiciona sobre el cilindro. Se mueve entonces según OX' , pero la ley del movimiento debe seguir siendo la misma. Cuando la manivela motriz está en su punto muerto, OM_1 , los radios de las excéntricas, OT_1 , y OT'_1 , debe ser simétrica con relación a OX' , y el verdadero anticipo angular se cuenta a partir del perpendicular a OX' .

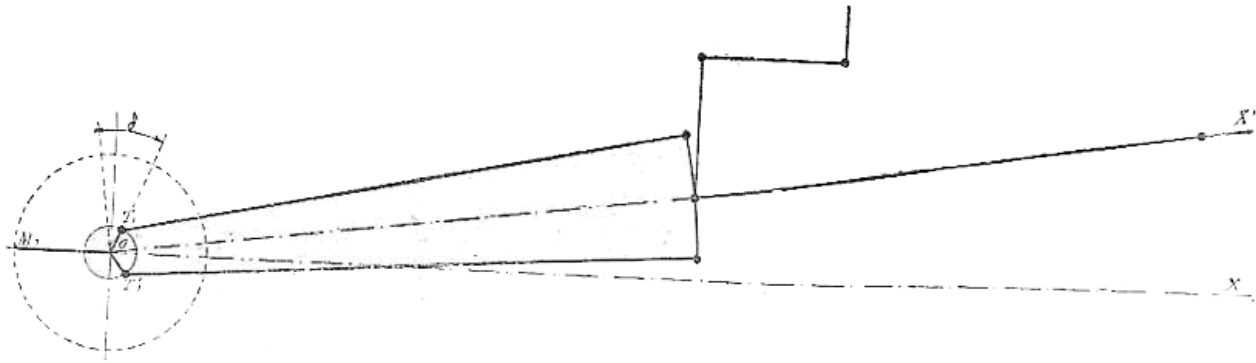


Fig. 432 – Distribución Stephenson con oblicuidad del eje de comando de la corredera.

A veces, un balancín de reenvío (fig. 433) comunica el movimiento a la corredera: las excéntricas se fijan en posición contraria (a 180°) a la posición normal

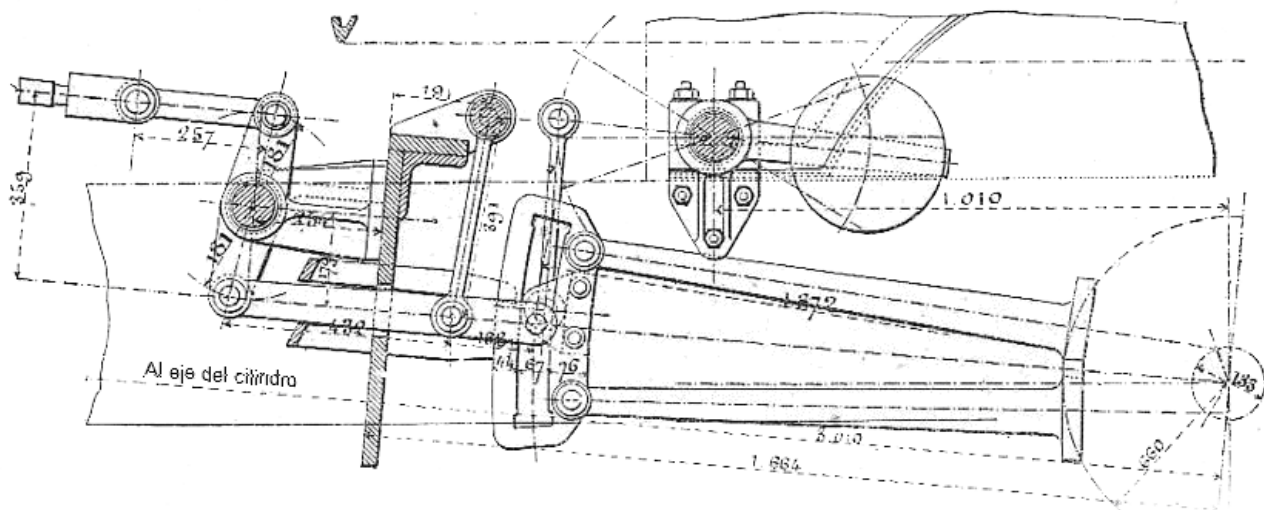


Fig. 433 – Distribución Stephenson accionada mediante balancín de reenvío.

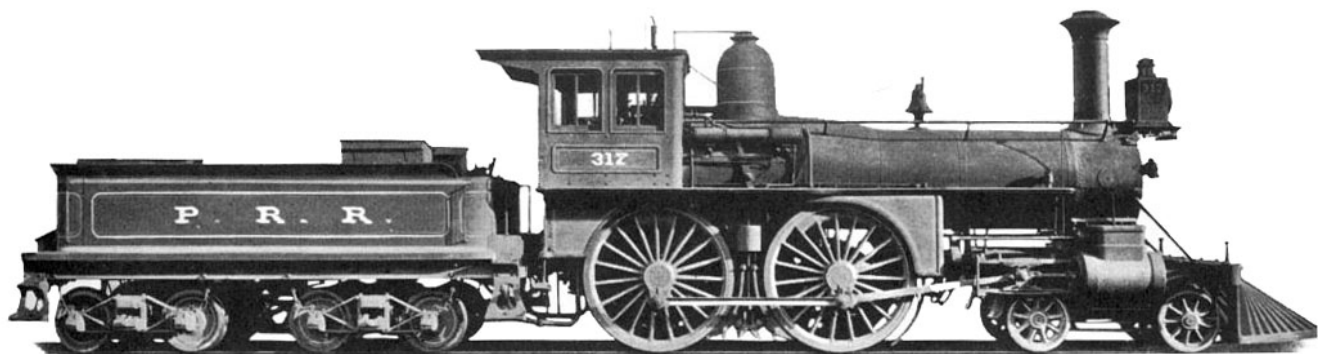


Fig. 434 – Locomotora con distribución Stephenson interna y accionamiento por balancín.



Fig. 435 – Locomotora Patria, con distribución Stephenson externa.

82. Distribución de Gooch. — Numerosos sistemas de distribución diferentes de la distribución de Stephenson, producen los mismos efectos: es sobre todo la conveniencia de la aplicación, sobre cada tipo de locomotora, que hace elegir uno de estos sistemas, más que sus ventajas propias como aparato de distribución.

El sector de Gooch (fig. 436 y 437) está colocado en sentido opuesto al de Stephenson. Está suspendido de un eje fijo, por medio de bielas, y no al extremo de la palanca de un árbol de mando móvil; el taco está en el extremo de una biela, que comanda el vástago de la corredera, guiado en línea recta: la palanca del árbol de mando se une a esta biela, y lleva el taco a lo largo del sector. El radio del sector es precisamente igual a la longitud de la biela de la corredera. Se desprende que el avance lineal de la corredera es invariable, cualquiera que sea el posición del árbol de mando: cuando la manivela motriz está de uno de sus puntos muertos, es decir, cuando la corredera abre el avance lineal, la extremidad B (fig. 436) de la biela de la corredera está precisamente en el centro del arco de círculo del sector CC'. Por lo tanto, se puede llevar el taco A en el sector, actuando el cambio, de marcha, sin que el punto B, ni por lo tanto la corredera, se mueva.

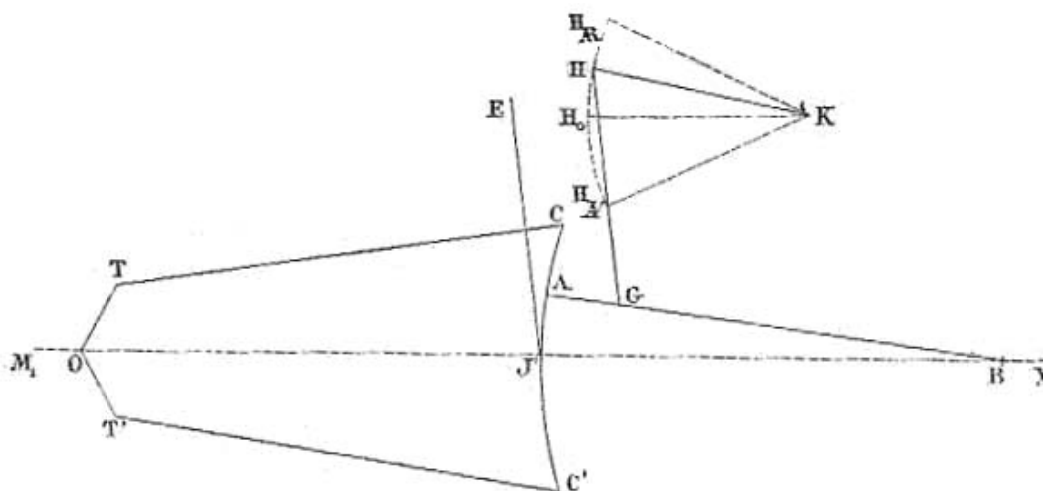


Fig. 436 – Esquema del mecanismo de distribución Gooch

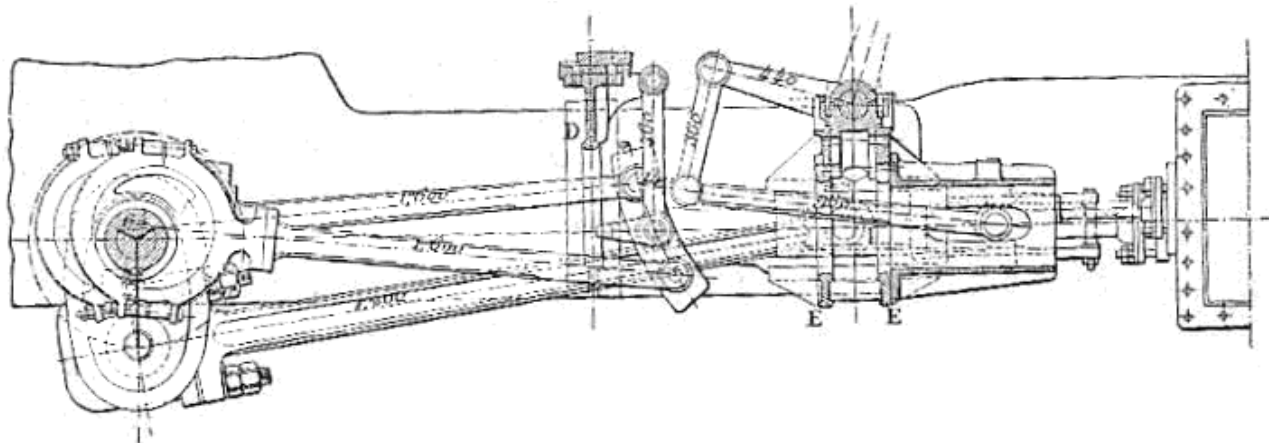


Fig. 437 – Distribución Gooch de locomotora.

Los centros de las excéntricas ficticias, en la distribución Gooch, se ubican sobre la línea recta que une los centros de las dos excéntricas.

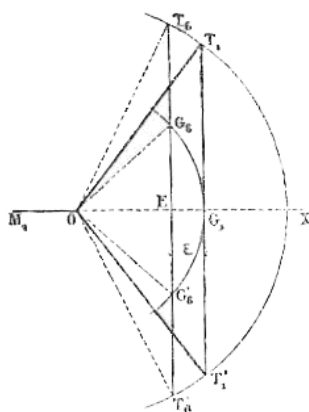


Fig. 438 – Variación del período de avance a la admisión, con avance lineal constante.

La constancia de los avances lineales no implica la de los períodos de avance a la admisión en las distintas posiciones del cambio de marcha: estas fases de la distribución corresponden a carreras del pistón cada vez más largas, a medida que el taco se acerca al centro del sector: en efecto, los centros de las excéntricas ficticias se ubican sobre la cuerda $T_1T'_1$ (fig. 438), y el avance a la admisión se produce durante la carrera de un arco de proyección constante EG_1 , es decir, durante el barrido de un ángulo tanto mayor cuanto el radio, que varía de OT_1 a OG_1 , es más pequeño.

La distribución de Gooch requiere sobre la locomotora una longitud mayor que la de Stephenson, puesto que es necesario colocar además la biela de la corredera.

83. Distribución de Allan. — Los sectores de Stephenson y Gooch se curvan en sentidos opuestos: el de Allan es recto; se suspende al árbol de mando (fig. 439) por su parte media, pero el aparato incluye, como el de Gooch, una biela, que lleva el taco, y que se articula sobre el vástago de la corredera: esta biela se suspende también del árbol de mando. Estas dos suspensiones están dispuestas de modo que una se eleva cuando la otra desciende. Por este doble movimiento, el taco se desplaza a lo largo del sector; se lo puede detener en la posición que se juzga conveniente.

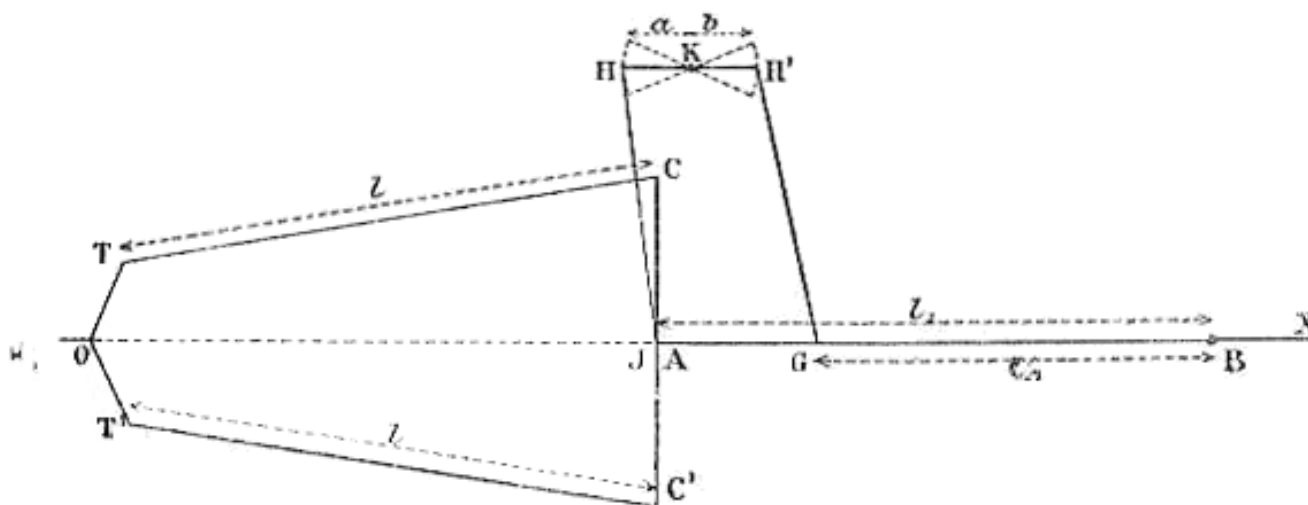


Fig. 439 – Esquema de la distribución por sector recto de Allan

Los avances lineales, en las distintas posiciones del cambio de marcha, varían como con la distribución Stephenson, pero la variación es menor.

84. Distribución Walschaerts. — El mecanismo de distribución Walschaerts (fig. 440) se adapta bien a las capillas de distribución colocadas paralelas sobre los cilindros, en posición conveniente. Sólo tiene un excéntrico, sustituido por una simple contramanivela, en caso de cilindros exteriores. Este único excéntrico se fija en ángulo recto sobre la manivela motriz; hace oscilar un sector en torno a pivotes fijados en su parte media. Una biela, similar a la de la distribución Gooch, terminada en un taco, que se desplaza en el sector cuando se actúa el árbol de comando. La otra extremidad de esta biela se articula en A, no sobre el vástago de la corredera, sino sobre una palanca, llamada palanca de avance, cuya extremidad, C, recibe el movimiento de la cruceta, y cuya otra extremidad, B, mueve al vástago de la corredera, guiado en línea recta.

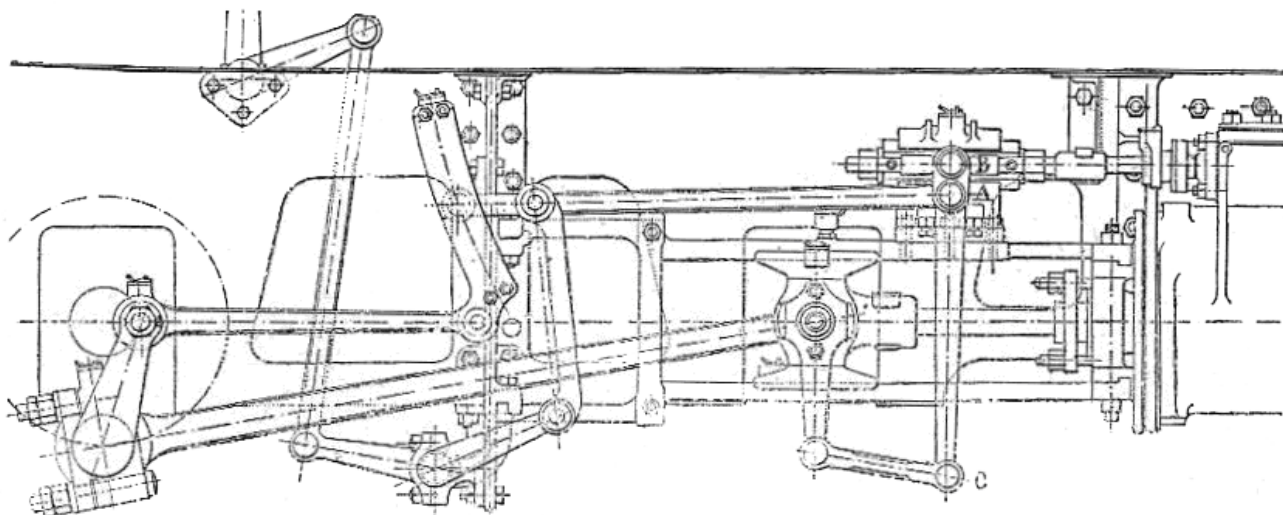


Fig. 440 – Distribución Walschaerts de las locomotoras-ténder del Nord.

El radio del sector es igual a la longitud de la biela radial; cuando la manivela motriz está en un punto muerto, el centro del sector se encuentra precisamente en el punto A, extremidad de la biela, de modo que los avances lineales son constantes, como con el sector de Gooch.

Los centros de las excéntricas ficticias, que pueden substituir aproximadamente al sector Walschaerts, se ubican sobre una recta $L_1L'_1$ (fig. 441), construida a partir de la manivela motriz OM_1 , OT_1 y OT'_1 perpendiculares a OM_1 , iguales a medio recorrido de los extremos del sector (media carrera menos el radio de la excéntrica); se une M_1T_1 , y se coloca el punto L_1 de modo que las longitudes L_1T_1 y L_1M_1 sean proporcionales a BA y BC , sobre la palanca de avance.

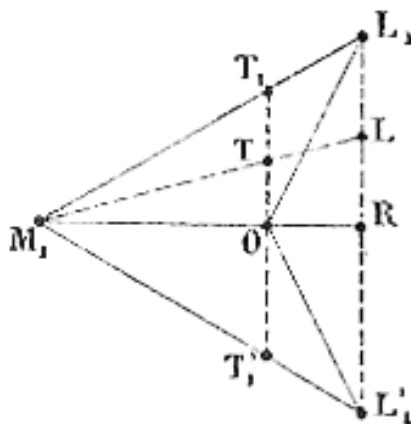


Fig. 441 – Walschaerts. Excéntricas ficticias de la distribución Walschaerts.

En la figura 440, la biela de suspensión toma la biela de la corredera entre el taco y el extremo A; la biela de suspensión puede también articularse sobre una prolongación de la biela de la corredera más allá del sector.

La distribución Walschaerts ha tenido una utilización considerable en los últimos años de la utilización del vapor, tanto en Inglaterra y Estados Unidos como en Europa. Esto se debe a varias ventajas, entre las cuales se puede citar: el bajo peso, el ajuste fácil y los gastos de mantenimiento reducidos.

85. Distribuciones sin excéntrica. — Ciertos sistemas de distribución, empleados sobre locomotoras, no tienen excéntrico, y toman su movimiento de un punto sobre el cuerpo de la biela motriz. Por ejemplo, algunas locomotoras del Ouest tenían un mecanismo similar al de Walschaerts, en los que el excéntrico que hace oscilar al sector es sustituido por un sistema articulado que utiliza el movimiento transversal de la biela motriz.

La distribución Joy (fig. 442), aplicada sobre todo en Inglaterra, utiliza así mismo la biela motriz para comandar un taco, que desliza en un sector, desplazado por la maniobra del cambio de marcha y fijado en una serie de posiciones.

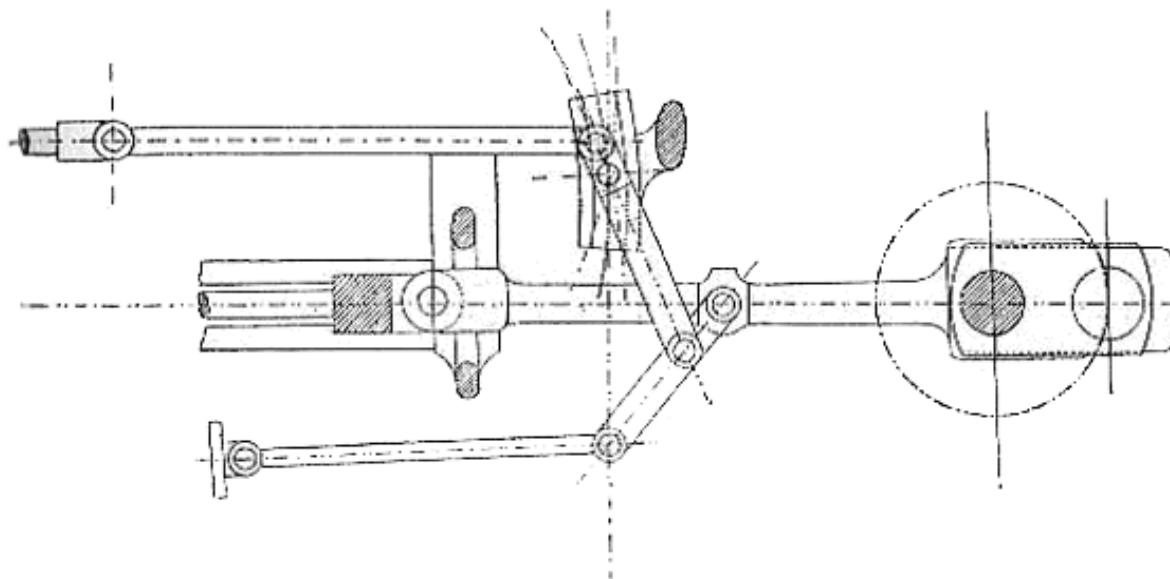


Fig. 442 – Distribución Joy: el taco está representado en su posición media: líneas punteadas indican las posiciones extremas de marcha adelante y atrás. El taco desliza en el sector; el vástago de la corredera se muestra en la parte superior izquierda de la figura.

La altura de las cajas motrices en sus guías debe ser cuidadosamente regulada sobre las locomotoras provistas de distribuciones de este tipo, porque los desplazamientos de estas cajas con relación al bastidor, cambiando la inclinación de la biela motriz, influyen sobre la posición de la corredera. Por la misma razón, conviene que las oscilaciones de los resortes, que cargan sobre estas cajas, sólo tengan habitualmente una baja amplitud.

86. Corredera plana de canal — La corredera plana de canal o de Trick presenta un canal que va de una a otra banda (fig. 443), y cuyos bordes c , c' son paralelos a los bordes E , E' ; al mismo tiempo, el espejo está limitado por los bordes C , C' , convenientemente colocados. Esta disposición aumenta la sección de paso del vapor para la admisión, sin modificar el mecanismo de distribución. Es necesario que en el momento en que el borde e alcanza el borde E del espejo, es decir, en el momento en que la luz va a abrirse, el borde c' del canal alcance el borde C' del espejo; cuando la corredera haya superado ligeramente esta posición, el vapor se introducirá no sólo entre e y E sino también, entre c' y C' , por el canal.

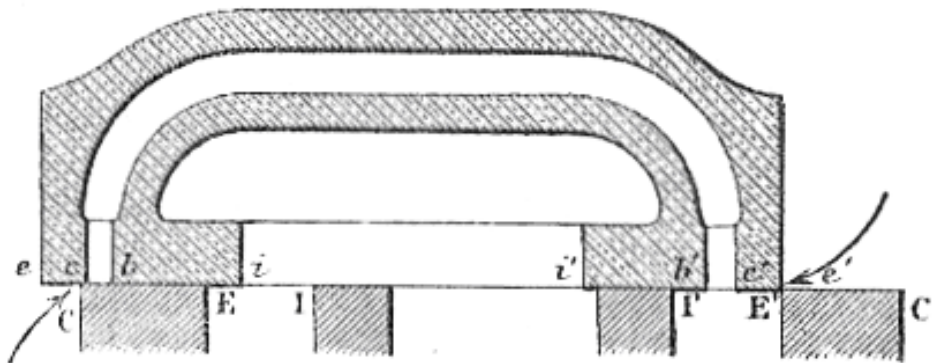


Fig. 443 – Corredera plana de canal al comienzo de la admisión en la lumbrera derecha. Los bordes c y C deberían coincidir sobre la figura.

El canal funciona de la misma forma para la admisión en la otra lumbrera. Nunca el canal debe alcanzar a la lumbrera de escape, porque el vapor escaparía por esta comunicación intempestiva; es necesario que, para el mayor desplazamiento de la corredera, el borde b no alcance la lumbrera de escape.

Esta disposición ingeniosa de la corredera disminuye el laminado de vapor; la corredera es un poco más pesada y más difícil de realizar, pero no complica ni el comportamiento ni el mantenimiento de la locomotora. Tampoco modifica, desgraciadamente, de ningún modo las condiciones de escape que presentan, como lo vimos, más importancia que las de admisión, como consecuencia de las contrapresiones que de ellas dependen.

Por eso algunas redes inglesas intentaron, en tiempo pasado, correderas no de doble admisión, sino de doble escape.

87. Fricción de las correderas. — La corredera soporta la presión del vapor, que lo presiona sobre el espejo; una presión mucho menor se ejerce por debajo, ya que esta presión es de alrededor de una atmósfera en toda la cavidad interior, en comunicación constante con el conducto de escape.

Es necesario que una determinada fuerza mantenga la corredera sobre el espejo, para impedir las fugas de vapor por el escape; pero esta fuerza es mucho mayor que la necesaria: resulta una fricción importante, que absorbe trabajo y desgasta las superficies frotantes.

Con una presión de 12 kg/cm^2 , la fuerza que apoya contra el espejo a una corredera 350 mm por 250 mm es de aproximadamente 9.000 kg; el esfuerzo necesario para hacerla deslizar, si bien esta fuerza, depende del pulido de las superficies y del engrase: se puede estimar, por término medio, en 400 kg. La carrera de la corredera varía con la posición del cambio de marcha: será, por ejemplo, de 100 mm. Por vuelta de rueda, la corredera hace un camino de ida y vuelta larga de 0,2 m. El trabajo así consumido es, en kilográmetros, el producto de la fuerza en kilogramos por el camino en metros, es decir, $400 \times 0,2$ ó 80 kgm. Si las ruedas dan tres vueltas por segundo, la fricción de las dos correderas absorbe 470 kgm por segundo, es decir, 6 a 7 caballos.

Se puede hasta combatir la causa de la fricción y reducir la carga sobre el espejo, sustrayendo a la presión del vapor una porción de la cara superior de la corredera para ello la corredera sistema Adonis, utilizada por el P.O., el Midi y el Nord (fig. 444) lleva una corona compensadora B, presionada por cuatro resortes helicoidales D y, por el vapor, contra el cielo de la capilla de distribución, paralelo al espejo.

Dos segmentos C garantizan la estanqueidad de la corona sobre la corredera. La parte interior de la corona está en comunicación constante con el escape, por cuatro agujeros taladrados en el interior de la corredera, de modo que la presión de la caja a vapor no pueda establecerse. Es necesario que la parte así sustraída a la presión del vapor no supere mucho la mitad de la superficie total de la corredera; de lo contrario tendería a alzarse durante la marcha.

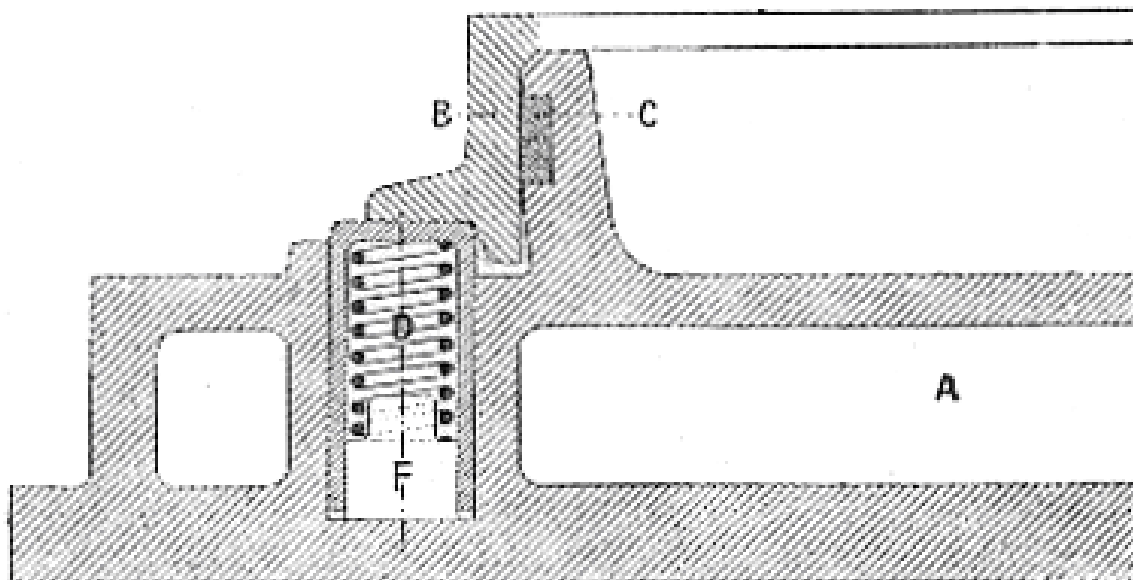


Fig. 444 – Corredera equilibrada, a corona compensadora (Midi); corte transversal.

Esta disposición reduce la fricción, al precio de una pequeña fuga de vapor. El engrase de la parte que frota contra el cielo debe estar garantizado.

En el sistema Richardson, utilizado primeramente en los Estados Unidos, y bastante recientemente en los cilindros AP de las primeras locomotoras Pacific serie 3-1200 del Nord, que se distinguían por las dimensiones excepcionales de sus lumbreras (600 x 75 mm.) el equilibrado se obtienen a la ayuda de 8 barras en fundición dispuestas en rectángulo sobre el dorso de la corredera, 3 de las cuales se montan sobre los lados perpendiculares al desplazamiento, y el restante sobre los lados paralelos a éste.

88. Correderas cilíndricas. — Las correderas cilíndricas consumen menos trabajo de fricción que las correderas planas y, por lo tanto, se han generalizado rápidamente y lideran los mecanismos de distribución. Son indispensables con el vapor muy recalentado. Por eso las correderas planas apenas se encuentran ya fuera de locomotoras muy antiguas.

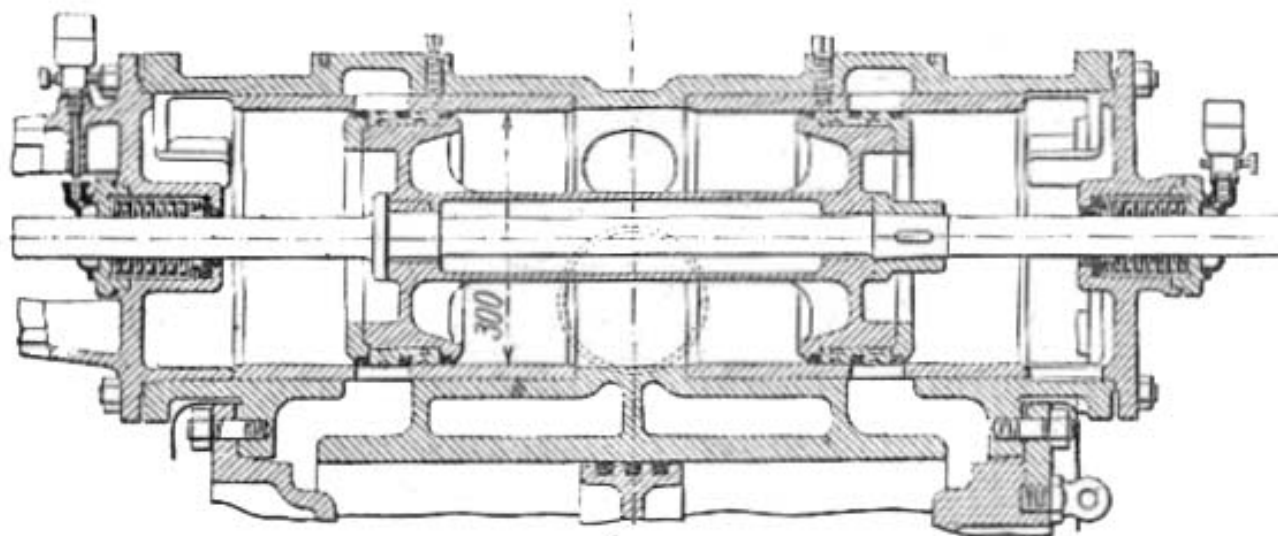


Fig. 445 – Corredera cilíndrica, con admisión por los bordes interiores (locomotoras Est N° 32001 a 32050).

La corredera cilíndrica está formada por dos pistones combinados, que se mueven en un cilindro que posee dos lumbreras anulares: se puede reemplazar una corredera plana ordinaria sin modificar la distribución. De la misma forma que el paso de los bordes rectilíneos de la corredera plana sobre los bordes paralelos de las lumbreras es lo que determina las fases de la distribución, el paso de los bordes circulares de la corredera cilíndrica sobre los bordes también circulares de las lumbreras produce los mismos efectos.

Toda vez que estas lumbreras no pueden abrirse sobre su circunferencia entera, porque los bordes del pistón chocarían con los de las lumbreras, se los une por barras llenas, (fig. 446), que unen los bordes de la superficie cilíndrica y soportan los pistones de la corredera en una serie de puntos suficientemente cercanos. Estas barras llenas cierran alrededor de un tercio de la sección de paso: por ejemplo, con un diámetro de 300 mm., la luz tiene una longitud efectiva de 640 mm., sobre una circunferencia de 942 mm. Estas lumbreras llevan camisas de fundición, clavadas y reemplazables. La figura 447 muestra otra disposición de las luces que obstruye menos el paso del vapor.

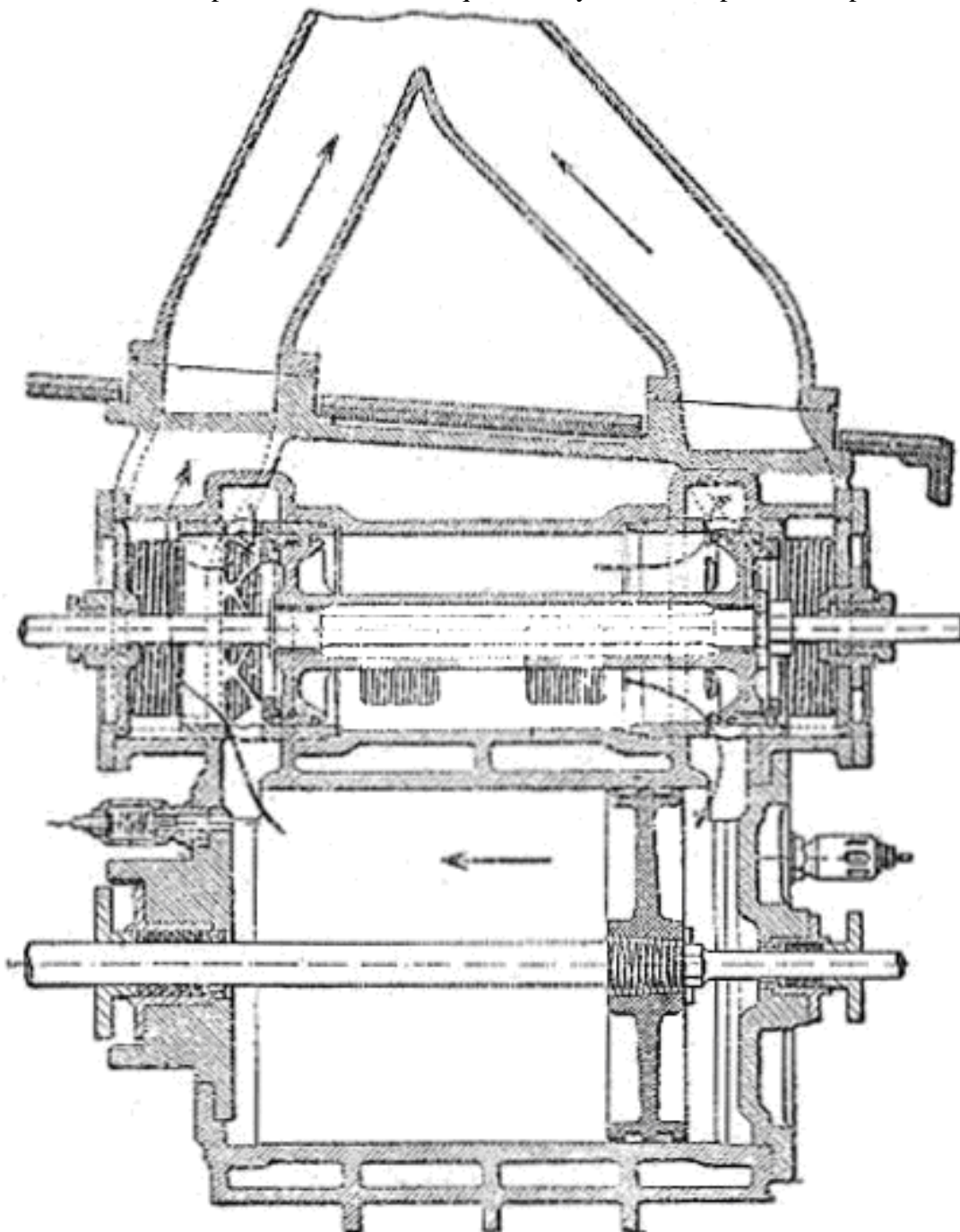


Fig. 446 – Cilindro de baja presión de las locomotoras 3501-3520 del Est; corredera cilíndrica con admisión por los bordes interiores; válvulas de seguridad sobre las tapas del cilindro.

La figura 448 da los detalles de la corredera de la figura 447, que es de un tipo reducido, con el fin de reducir la acción de las fuerzas de inercia. Como en numerosas máquinas americanas (fig. 449), está constituido por un doble cono que permite al vapor comunicar además las 2 caras de la corredera. Esto se opone a las diferencias de presión que pueden producirse entre estas 2 caras y destruir el equilibrio.

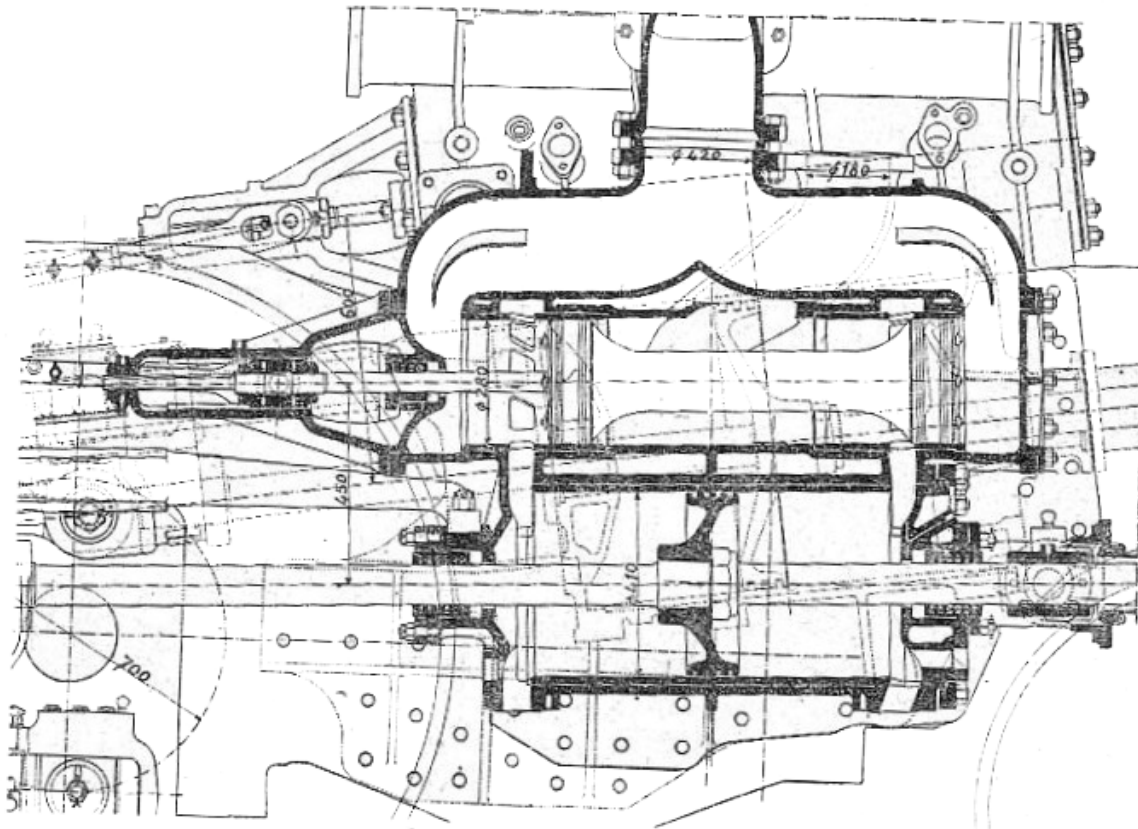


Fig. 447 – Corte por los cilindros y las correderas AP de las locomotoras 141 P. En los extremo de los conductos de escape, se montan 2 paletas directrices que tienden a reducir las pérdidas de carga en los codos de las canalizaciones de gran diámetro

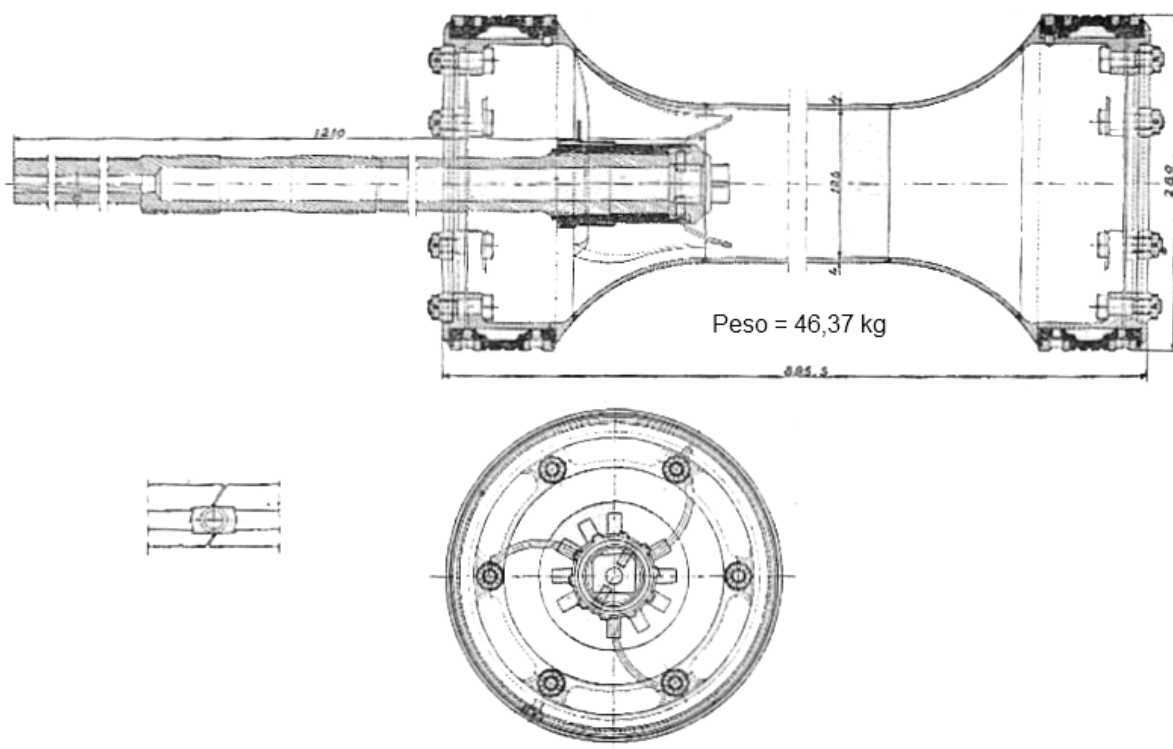


Fig. 448 – Corredera reducida de los cilindros AP de las locomotoras 141 P.

Pruebas hechas recientemente en el Pennsylvania pusieron de manifiesto que, para reducir los esfuerzos que debe producir el mecanismo para mover las correderas, esta condición de perfecta igualación de las presiones era aún más importante que la propia reducción de las masas en movimiento alternativo.

Frecuentemente se invierten los pasajes del vapor, que llega entre los pistones y se escapa por los extremos de su alojamiento (fig. 445 y 446). Para esta inversión, los recubrimientos, considerados exteriores, se colocan del lado interior de los pistones, es decir, siempre del lado de la llegada del vapor, mientras que los recubrimientos interiores pasan fuera, del lado del escape. Las excéntricas de distribución de las distribuciones Stephenson, Gooch, Allan se fijan entonces a 180° o diametralmente opuestas a su posición normal; se lo ve sobre los trazados de las figuras 411 y 412. Con la distribución Walschaerts (fig. 449 y 450), el punto B (fig. 440) de la palanca de avance que mueve la corredera, en vez de estar sobre el punto A movido por el sector, se encuentra entre A y C, siempre vecino de A. La excéntrica puede conservar su calado, pero entonces las zonas de marcha adelante y atrás del sector se intercambian.

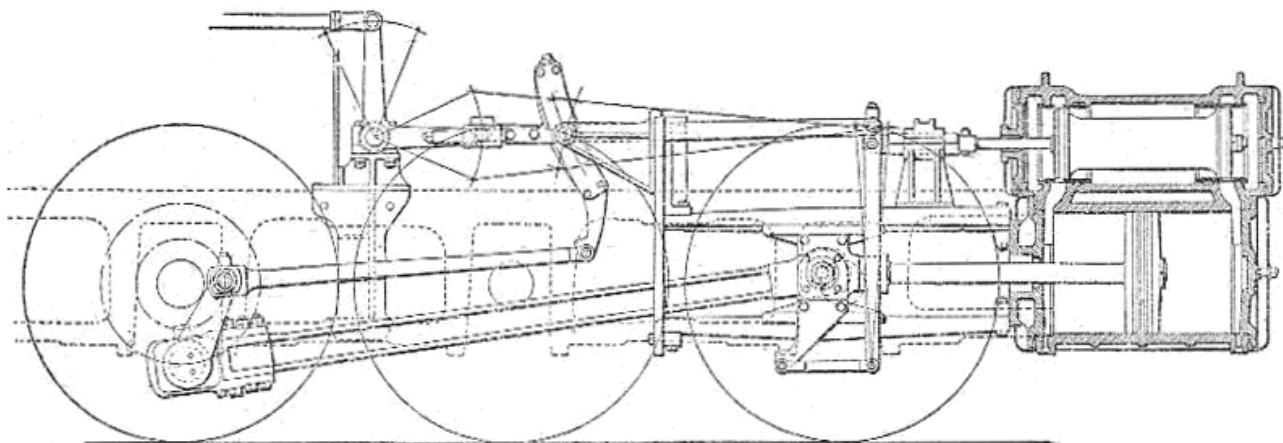


Fig. 449 – Distribución Walschaerts con corredera cilíndrica y admisión interna, de una locomotora americana. Se observa la disposición de la maniobra: la extremidad de la biela radial es guiada en una palanca, que gira sobre un eje accionado por el árbol de mando.

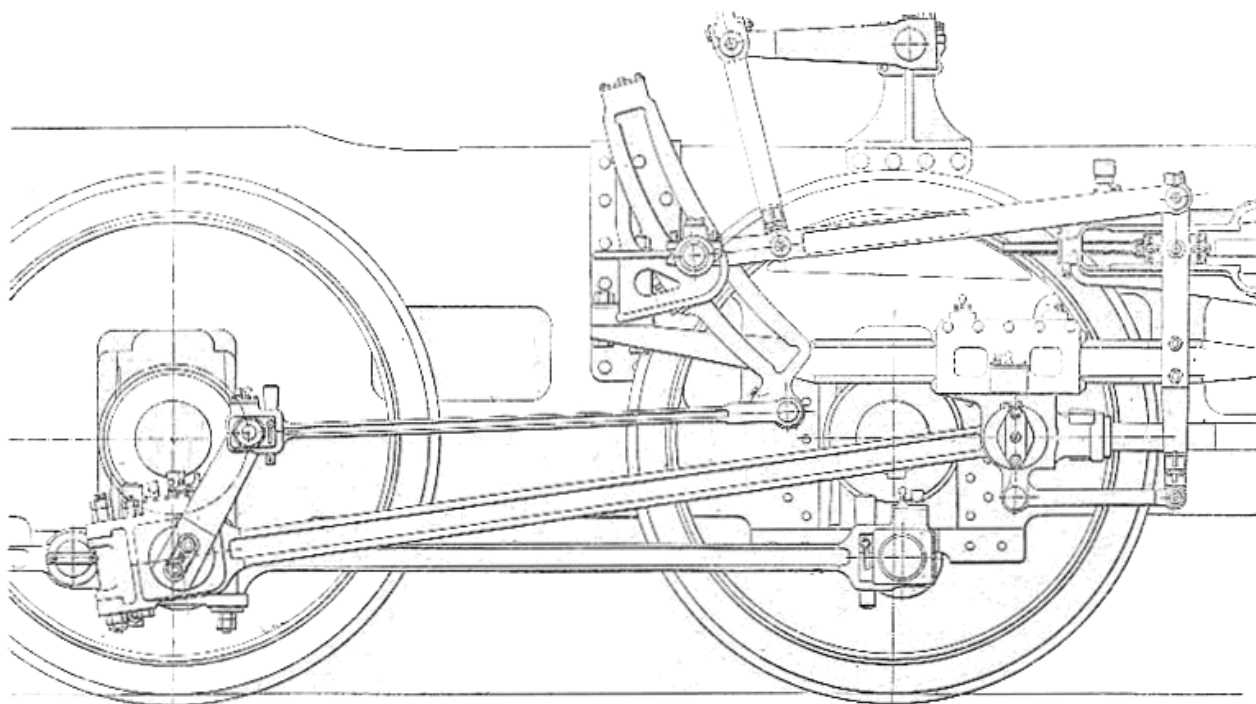


Fig. 450 – Distribución Walschaerts para corredera cilíndrica y admisión interna (Est); carrera larga de la corredera (Locomotoras N° 32001 a 32050)

La inversión de las posiciones de admisión y escape de la corredera facilita, en algunos casos, la instalación de los tubos y pasos de vapor; además, la guarnición del vástago de la corredera, no separando ya más que la atmósfera del vapor de escape, cuya presión ya no es elevada (excepto en los cilindros de alta presión de las compound), no tiene que apretarse demasiado.

Se pueden equilibrar rigurosamente los efectos de la presión del vapor sobre una corredera cilíndrica, fabricando los dos pistones de una única pieza, sin juntas: las presiones que actúan en sentidos opuestos sobre las bases iguales de estos pistones se compensan; pero estos pistones, para ser estancos, deben estar perfectamente ajustados a fricción suave en su alojamiento cilíndrico, y las diferencias de dilatación, que son inevitables, producirán o un atascamiento, o una fuga. Esta disposición, pues, apenas se admite.

Por ello, así como para los pistones motrices, se utilizan aros o anillos elásticos, a los que la naturaleza del servicio impone nuevas condiciones: en primer lugar los bordes extremos de los anillos deben corresponder a dimensiones rigurosas; luego los anillos deben aplicarse contra la superficie cilíndrica de las lumbreras lo bastante como para no levantarse, cuando son presionados por la presión del vapor encerrado en el cilindro motriz. Esta aplicación de los anillos contra la superficie cilíndrica resulta de su elasticidad, y de la presión del vapor sobre su cara interna.

Las correderas cilíndricas del Est (fig. 445) tienen sobre cada pistón dos pequeños anillos elásticos partidos, separados por un anillo en bronce enterizo, torneado con un diámetro inferior en 0,1 a 0,2 mm al de mandrilado del alojamiento cilíndrico (0,2 mm. para el vapor recalentado). Es sobre este anillo central que descansa la corredera cilíndrica, que solamente es llevada pero no apoya sobre su vástago. Ninguna disposición especial está prevista para garantizar sobre la cara interna de los dos anillos elásticos una presión determinada. Las correderas cilíndricas vuelven indispensables, sobre las capillas de vapor, las válvulas de ingreso de aire (§ 96), o un aparato equivalente.

La sustitución de las correderas planas de antiguas locomotoras por correderas cilíndricas implica la sustitución de los cilindros. No obstante, sobre algunas locomotoras del Est, esta sustitución pudo hacerse sustituyendo solamente las capillas de vapor, en las cuales se colocó una corredera cilíndrica de forma convenientemente modificada.

La sustitución de las correderas planas por correderas cilíndricas no debe hacerse sin precaución, en particular, por lo que se refiere a la sección de paso de vapor, cuyo mismo valor geométrico no produce los mismos resultados.

En una corredera plana, en efecto, el paso es directo entre la lumbrera y el cilindro; en la corredera cilíndrica, por el contrario, no es alrededor sino por la media parte inferior de la corona de las lumbreras; para la otra mitad, el vapor debe tomar un camino que va en primer lugar hacia arriba antes de volver a bajar, y, si los canales correspondientes no se trazaron dándoles en todos los puntos una sección conveniente, todo pasa como si las partes bajas de la corredera fueran las únicas eficaces.

La aplicación de correderas cilíndricas en los Estados Unidos, había implicado en su origen una reducción sensible de la potencia de las locomotoras y de su aptitud para la velocidad, y se constató que era necesario multiplicar las secciones de las lumbreras por 1,6 para obtener los mismos resultados que con una corredera plana. Las pruebas hechas en el P.O., sobre sus locomotoras Atlantic con correderas planas y sobre sus Pacific con correderas cilíndricas, permitieron hacer comprobaciones similares. Las pruebas hechas en Francia por Ricour en 1884, en los Ferrocarriles del Estado, sin embargo, habían evidenciado una ventaja de las correderas cilíndricas, pero fue porque las lumbreras se practicaban solamente en las partes bajas de las camisas de la corredera (fig. 447) y porque Ricour, al mismo tiempo, había aumentado deliberadamente las secciones de paso de vapor, lo que se dudaba en hacer con las correderas planas, debido a su defecto de equilibrado.

La mayor eficiencia de las correderas cilíndricas, llevó a la Compañía General a modificar los cilindros de varias locomotoras serie 200, en los años '30, que fueron las número 204, 214, 220, 221, 222, 223, 224, 227, 231, 232, 246, 253 y 265.

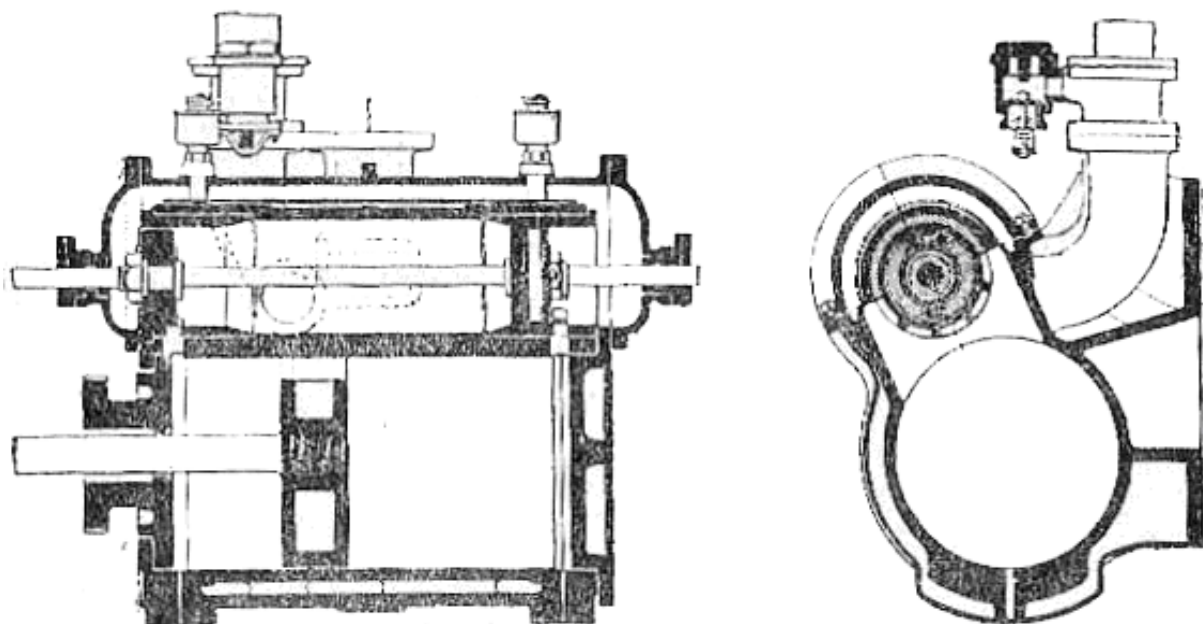


Fig. 451 – Corredera Ricour de las antiguas locomotoras de la red del Estado.

Actualmente, se procura dar a los canales que recogen el vapor alrededor de la corredera forma en volutas (fig. 453) de sección continuamente creciente, sin espacios inútiles en la parte superior, donde se originan remolinos, que pueden consumir alrededor del 0,8 de lo que se obtendría con una corredera plana, que parece ser, con la válvula, el órgano que permite obtener el máximo de eficiencia a través de un orificio de distribución.

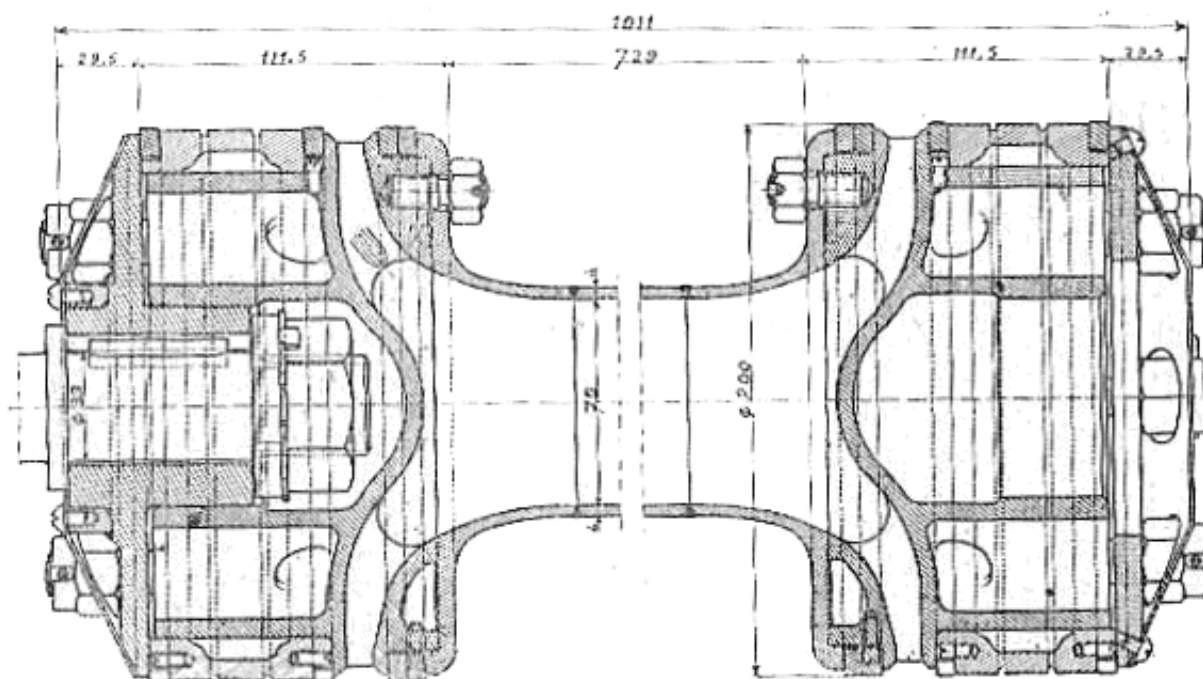


Fig. 452 – Corredera cilíndrica de canal.

Para mejorar las secciones de paso de vapor se utilizó también, en el caso de las correderas cilíndricas, el principio de la corredera de canal de Trick. La figura 452 muestra tal corredera con admisión interna.

Yendo más lejos en este sentido, se utilizaron con éxito, notablemente en los cilindros BP de las compound, de correderas de doble admisión y doble escape; tal es la corredera Willoteaux (fig. 453) utilizada sobre las locomotoras Pacific del P.O. y del Estado, y sobre las 141- P de la S.N.C.F.

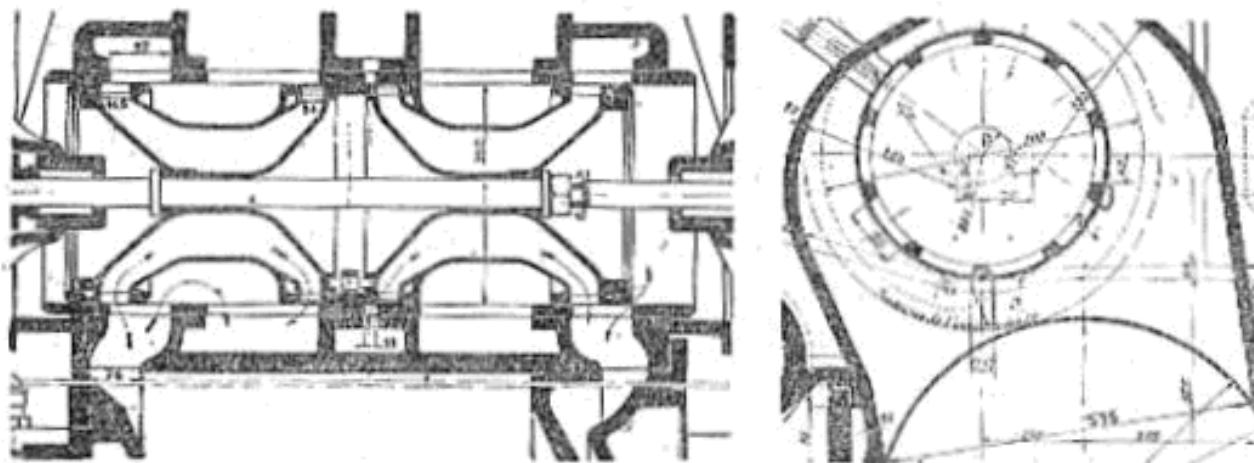
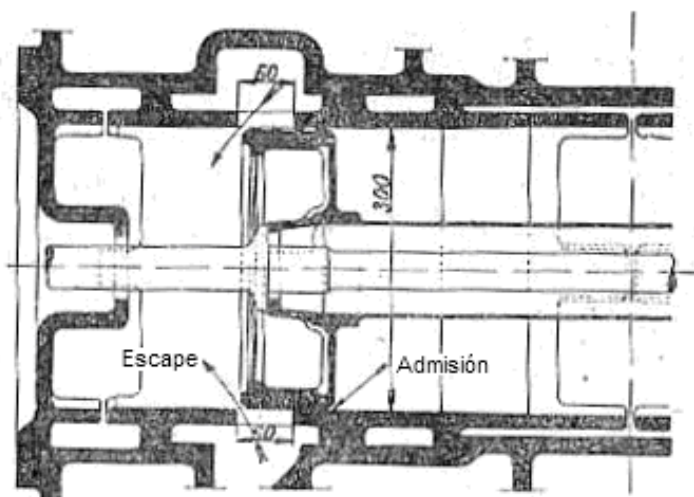


Fig. 453 – Corredera Willoteaux de doble admisión y doble escape, de las locomotoras Pacific 231.800 del P.O.

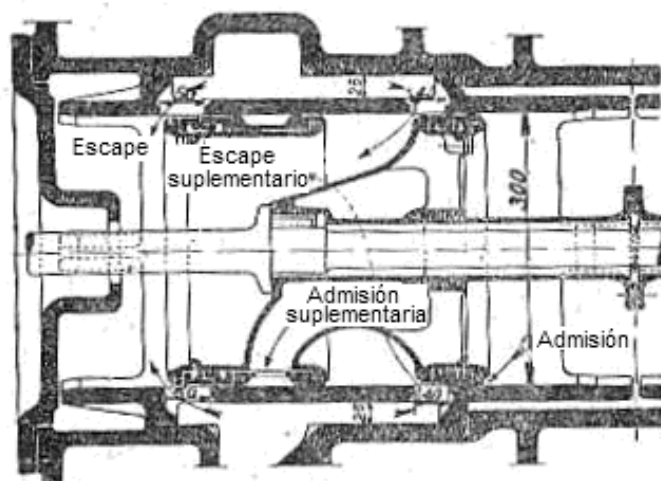
La figura 454 muestra otra disposición utilizada por la Red del Este, que permite aumentar las secciones sobre un cilindro existente. Esta ventaja se aprovechó, en particular, sobre las máquinas Pacific y Mountain del Est, así como sobre las Mikado y Mountain del P.L.M.

Locomotora 241.000 Cilindros de BP



Corredera ordinaria

Corte abc



Corredera de doble admisión y doble escape

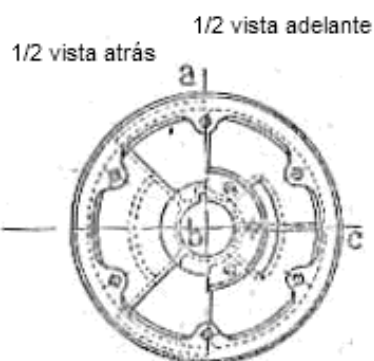


Fig. 454 – Corredera de doble admisión y doble escape del Est, que substituye a una corredera cilíndrica ordinaria.

Por fin, una solución más simple, pero menos eficaz, y que empeora el efecto de las fuerzas de inercia, consiste en alargar simplemente la carrera de las correderas. La solución es general sobre las recientes locomotoras de los Estados Unidos, donde se encuentran carreras de 200 a 225 mm.

En la figura 450 se muestra una locomotora del Est, donde se ha llevado la carrera a 269 mm en marcha adelante y a 259 mm en marcha atrás, a fondo del cambio de marcha. Las grandes dimensiones que resultaron para los sectores son, por otra parte, sorprendentes. La figura 445 muestra las correderas de esta locomotora.

89. Distribuciones para tres cilindros. —Tres cilindros iguales, con manivelas simétricamente fijadas a 120° una del otro, son bastante frecuentes sobre locomotoras de simple expansión, de gran potencia; se limitan así las dimensiones de los cilindros, y la fatiga de los mecanismos, debido a la presión del vapor, cada vez más elevada, y a la inercia de las masas en movimiento; además la variación, durante una vuelta, del esfuerzo motriz es menor, lo que es precioso a baja velocidad. Por ejemplo, las Decapod del Est de tres cilindros de 560 mm de diámetro con una carrera de 660 mm, ruedas motrices de 1,400 m y timbradas a 14 kg/cm^2 . Al comienzo, con la plena admisión de vapor, el esfuerzo motriz en la llanta de las ruedas varía durante una vuelta entre 22.000 y 27.000 kg. Con dos cilindros equivalentes y manivelas en ángulo recto, la variación estaría en el orden de 20.000 a 33.000 kg, aumentando el riesgo de patinaje.

Cada uno de los tres cilindros es provisto de un mecanismo completo de distribución Walschaerts, o, y éste es el caso de las Decapod del Est, la corredera del cilindro central es movida por una combinación de los movimientos de las dos correderas exteriores (fig. 455): el árbol oscilante bajo la acción de la corredera derecha en D, mueve un segundo árbol conectado en G a la corredera de la izquierda, árbol cuya palanca M mueve a la corredera central. Las palancas D, G y M tienen la misma longitud; las manivelas del primer árbol que hacen oscilar el segundo tienen la mitad de esta longitud. OD y OG son las excéntricas ficticias de las correderas exteriores, OM es la excéntrica ficticia de la corredera central.

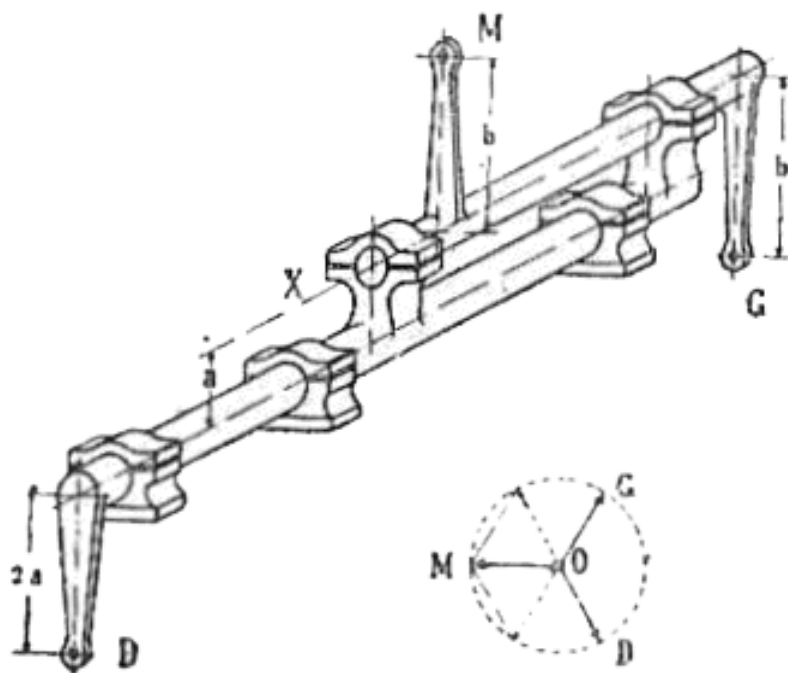


Fig. 455 – Comando de la corredera del cilindro central de las locomotoras Decapod del Est, y excéntricas ficticias de las tres correderas.

Esta disposición, no obstante, presenta los inconvenientes debidos a la aproximación excesiva de los 2 árboles oscilantes. Esto resulta en una insuficiente dimensión de estos árboles, que se someten a deformaciones de torsión y flexión muy importantes. Resulta igualmente un agravante la influencia de los juegos. Por último, se producen a grandes velocidades, perturbaciones importantes en el movimiento de la corredera interior; tal disposición sólo es pues admisible sobre locomotoras de mercancías de marcha lenta.

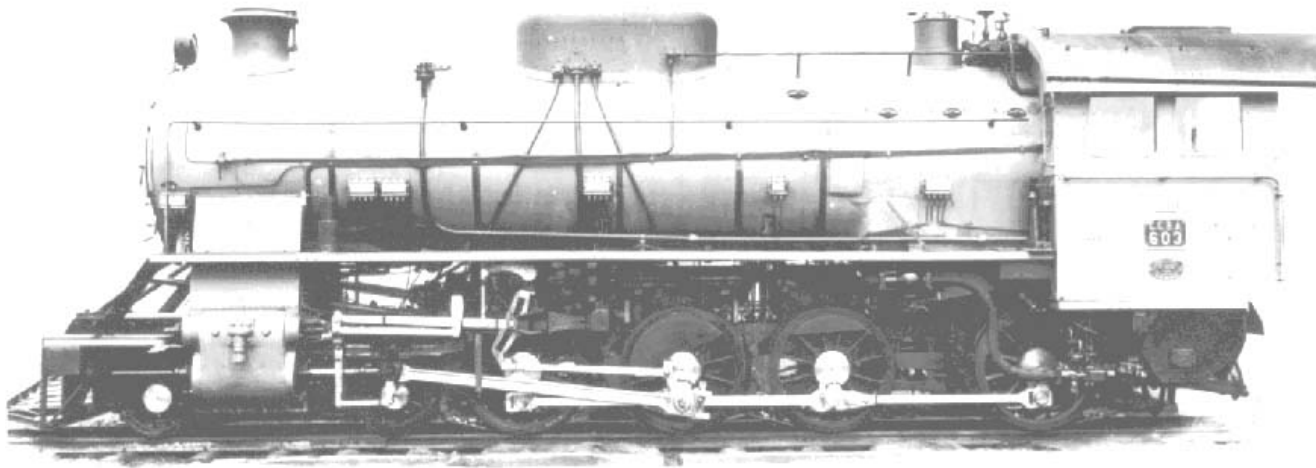


Fig. 456 – Locomotora serie 600 de la Compañía General, con distribución del cilindro interior utilizando la disposición de la figura 455.

Una disposición bien superior es la debida a H. N. Gresley, antiguo Ingeniero en Jefe del L.N.E.R., que incluye el uso de balancines transversales de grandes dimensiones (fig. 457); sin embargo, incluso con esta disposición, el éxito sólo fue completo utilizando ejes montados sobre rodamientos a rodillos.

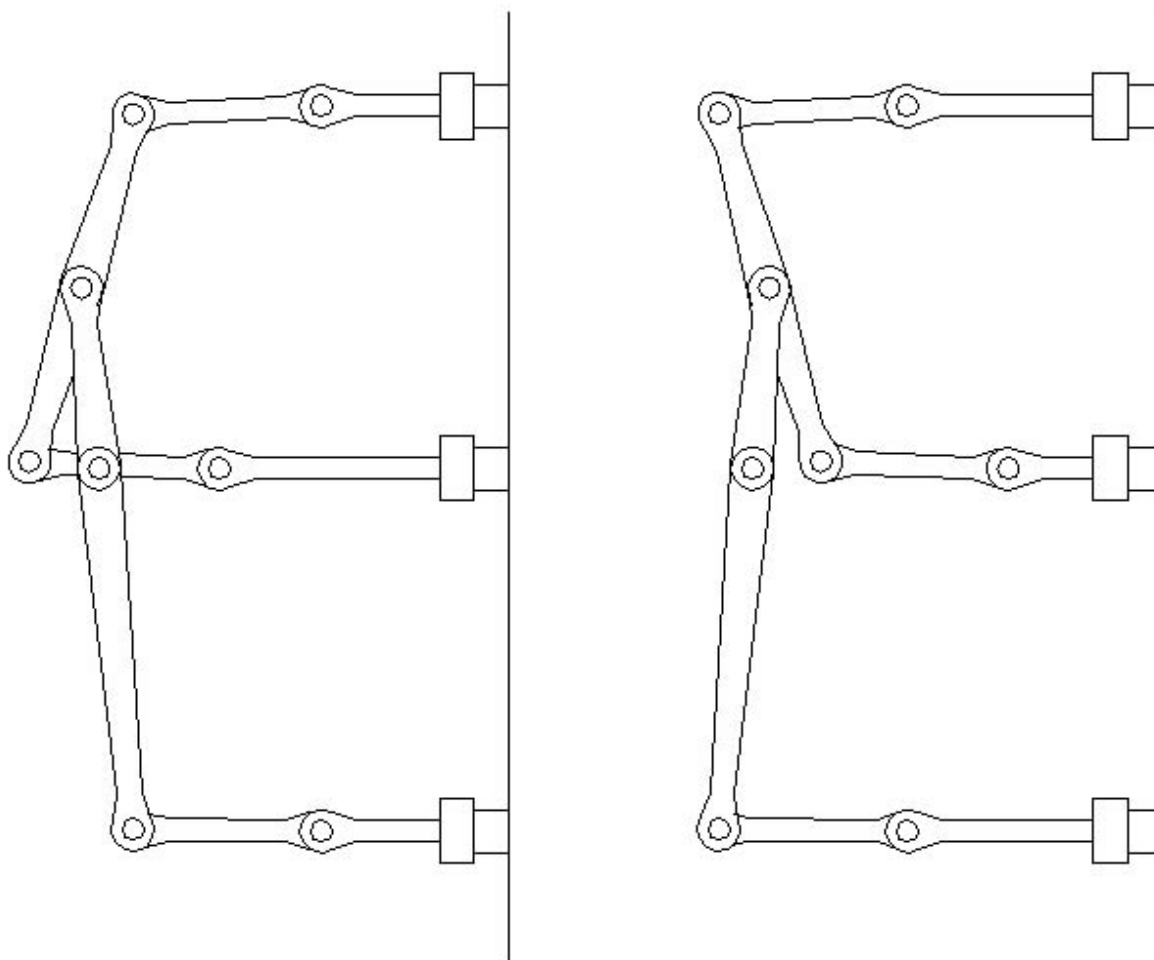


Fig. 457 – Distribución Gresley. Vista en planta de las palancas de comando

La tendencia actual correspondería más bien a las distribuciones independientes; es lo que acaba de hacerse, en particular, en la misma red del L.N.E.R. sobre dos series de locomotoras: las Mikado modelo “Cock o’the North” que han sido transformadas en locomotoras del tipo Pacific con cilindros exteriores colocados inmediatamente delante de las ruedas motrices y las locomotoras Prairie modelo a “Green Arrow” que también se transformaron en máquinas del tipo Pacific.

90. Distribuciones por válvulas. — Antiguos ensayos de distribuciones por válvulas, en reemplazo de correderas, tuvieron poco éxito. Actualmente, se han comenzado a utilizar con frecuencia. Este cambio se debe en parte a las mejores disposiciones adoptadas tras los numerosos trabajos de Hugo Lentz y de otros investigadores, así como a la disponibilidad de metales superiores, que soportan las rápidas pulsaciones de estos órganos.

Al suprimir las fricciones, las válvulas se comportan mejor que las correderas especialmente con vapor muy recalentado. Además se presta a métodos de comando que dan lugar a una variación muy amplia del período de admisión sin modificar las condiciones de escape, contrariamente a lo que tiene lugar con las distribuciones usuales por corredera.

A veces se limita a substituir la corredera por válvulas, conservando el comando por sector, de modo que las fases de la distribución no sean modificadas. Se obtienen así grandes secciones de paso para el vapor. No obstante, las correderas cilíndricas, modificadas como se indica en el apartado anterior, dan una mejora del mismo orden; pero no solucionan, como las válvulas, una segunda cuestión muy importante a grandes velocidades: la de la reducción de los esfuerzos de inercia sobre el mecanismo de distribución. Por ello una válvula de 5 kg que sólo se levanta 15 mm, por ejemplo, dará las mismas secciones de paso que una corredera de alrededor 100 kg que se desplaza 200 mm al mismo tiempo.

Las válvulas son del tipo de doble asiento (fig. 458), órgano bien antiguo, puesto que existía en el siglo XVIII, bajo una diferente forma, pero equivalente, en las máquinas de vapor que impulsaban bombas en las minas.

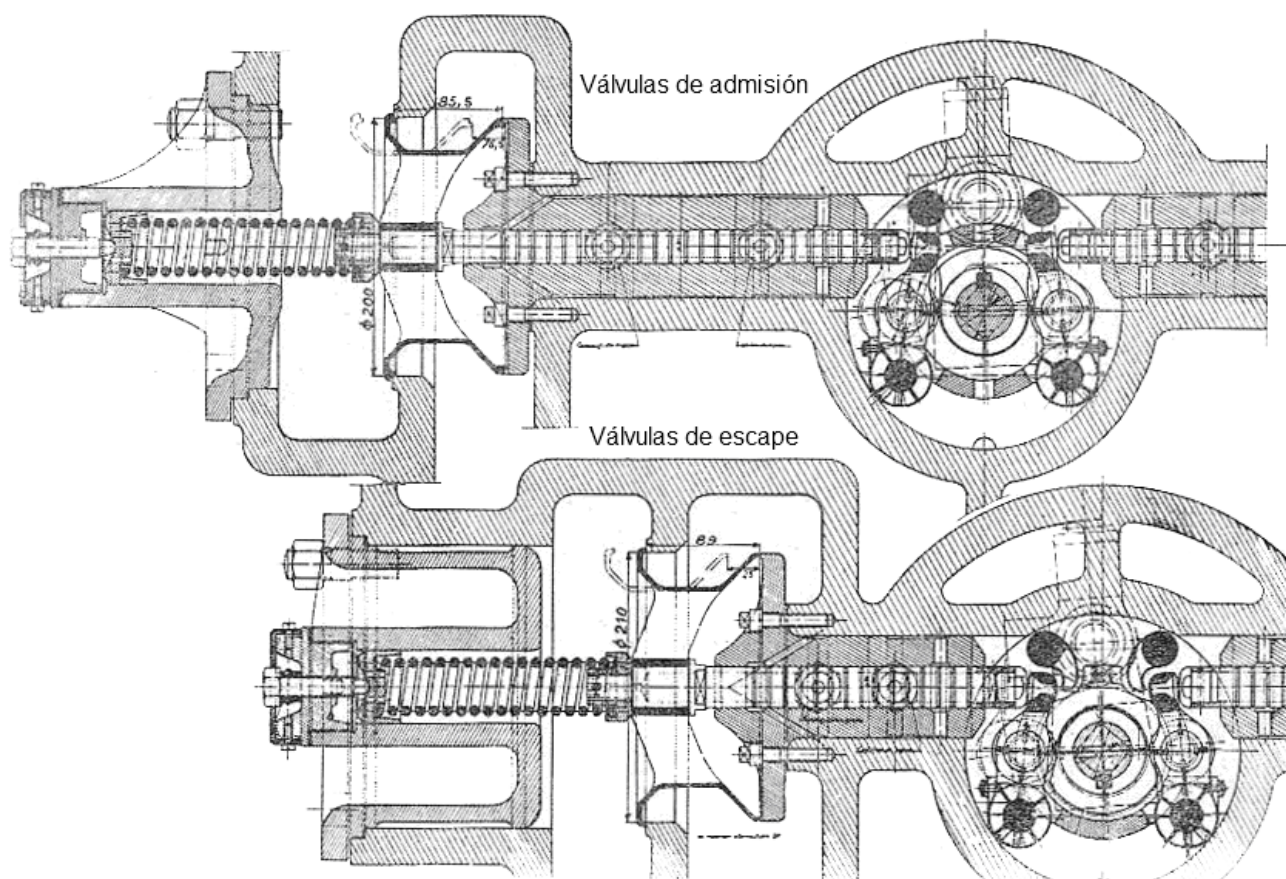


Fig. 458 – Válvulas Lentz de doble asiento, con levas oscilantes, de las locomotoras 240.700 compound del P.O., cilindros AP. Dos dedos colocados sobre el árbol de levas permiten mantener levantados, a regulador cerrado, las válvulas de escape AP y las válvulas de admisión BP.

Para levantar una válvula simple, es necesario un gran esfuerzo: con un diámetro de 100 mm y una diferencia de presión sobre las dos caras de 15 kg/cm^2 , son necesarios 1.200 kg; el empleo de dos asientos substrahe la mayor parte de la superficie a la presión, que sólo actúa sobre un estrecho anillo, correspondiente a los dos asientos, de diámetros ligeramente diferentes, para permitir su instalación y retiro. A esta presión se añade la tensión de cierre.

Con la disposición usual, la válvula no cierra completamente el paso del vapor hasta que se apoya sobre sus asientos: la velocidad debe entonces disminuirse lo suficiente para evitar un choque violento; esta es una causa de laminado, de efecto, por otra parte, insignificante. Proveyendo la válvula de admisión (fig. 458) de salientes que penetran como pistones en cavidades cilíndricas de los asientos, se detiene el paso del vapor antes del contacto de los dos asientos.

Otra solución adoptada por el Nord con el sistema Cossart, consiste en sustituir a las válvulas por émbolos-válvulas, verdaderos elementos de corredera cilíndrica desplazándose delante de una corona de orificios, que destapan y sellan; el cierre no se produce hasta luego de la obturación completa. La forma de estos émbolos válvulas se acerca mucho a la de las válvulas a las que sustituye: los dos asientos se substituyen por cortas superficies cilíndricas, las dos del mismo diámetro, en las cuales deslizan los pistones de longitud limitada.

El cierre se hace así sin choque. Las carreras son, por otra parte, bastante pequeñas, para que las fricciones que pueden resultar no resulten nocivas, incluso con el vapor muy recalentado.

La necesidad de mantener los aros, no obstante, subsiste.

El sistema Lentz o Dabeg a levas oscilantes (fig. 458, 459 y 460) conserva el comando por distribución Walschaerts, que hace oscilar un árbol portador de cuatro levas, impulsando las válvulas por medio de balancines, en vez de comandar el vástago de una corredera.

Las ranuras de los vástagos de comando se oponen a las fugas de vapor. En una disposición más reciente, debida a Hugo Lentz, las válvulas de admisión y escape se colocan concéntricamente (fig. 459). Se reduce así al mínimo el volumen de los espacios muertos, como así también el lugar ocupado por las válvulas. Esta solución, prevista para adaptarse por simple sustitución de partes a cilindros existentes con correderas cilíndricas, podría imponerse en las locomotoras de gran potencia. Sobre locomotoras compound del P.L.M. de cuatro cilindros (fig. 460), el mecanismo usual Walschaerts acciona directamente la distribución del cilindro AP, y la del cilindro BP mediante una palanca de avance cuya extremidad inferior se comanda por el vástago del pistón correspondiente, y el superior por un reenvío de la biela suspendida del árbol de comando.

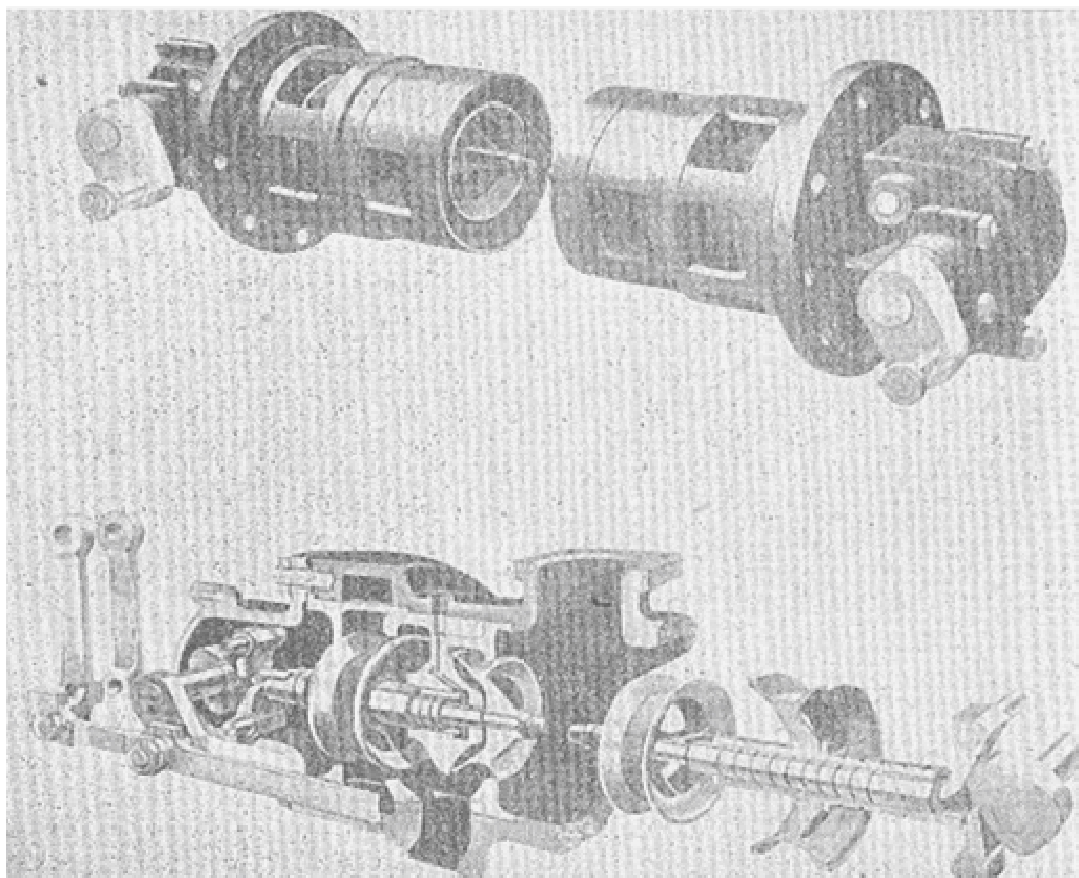


Fig. 459 – Distribución por válvulas Lentz concéntricas.

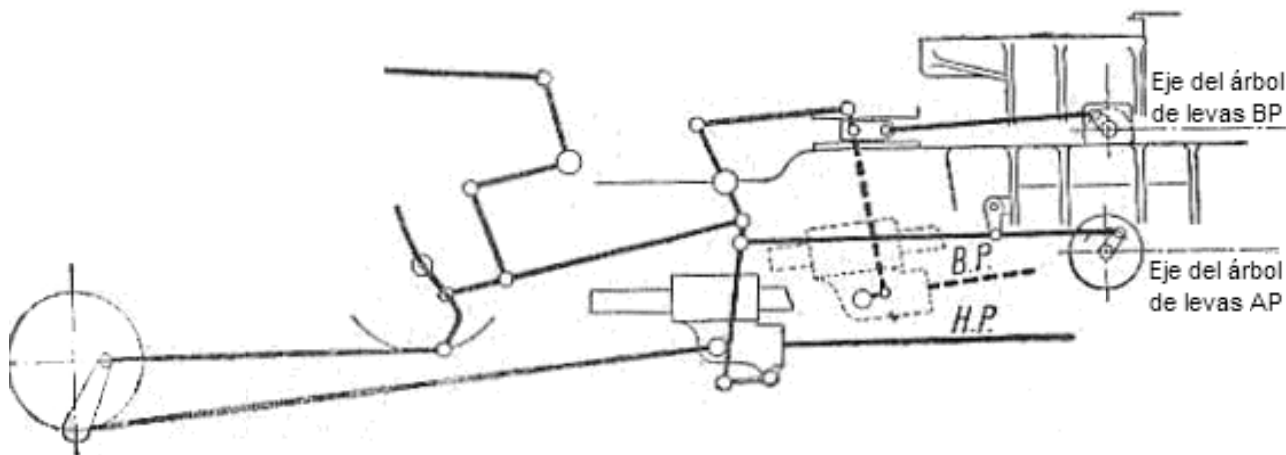


Fig. 460 – Distribución Dabeg a levas oscilantes sobre una locomotora compound de cuatro cilindros.

Otros sistemas implican árboles con rotación continua, girando a la misma velocidad que el eje motriz, y provisto de una serie de levas contiguas de perfiles diferentes: la primera, más corta, da una admisión muy reducida, y la última una admisión que puede llegar a las 8 décimas partes de la carrera del pistón. Un deslizamiento longitudinal del árbol pone sucesivamente en acción cada una de las levas, dando así una variación casi continua de la admisión. Un segundo juego de levas, tras el primero, está dispuesto para la marcha atrás. Los dos juegos de levas, que accionan las válvulas de escape para los dos sentidos de marcha, tienen un perfil uniforme, y dan los mismos períodos de avance al escape y compresión. Se podría por otra parte trazarlos para producir tales variaciones de estos períodos, si se juzgaran útiles.

Esta disposición, a primera vista seductora, es, en realidad, de un interés bastante limitado, porque las condiciones de trazado y de entorpecimiento obligan finalmente a reducir las alzadas de las válvulas y a limitar el número de muescas de marcha utilizables.

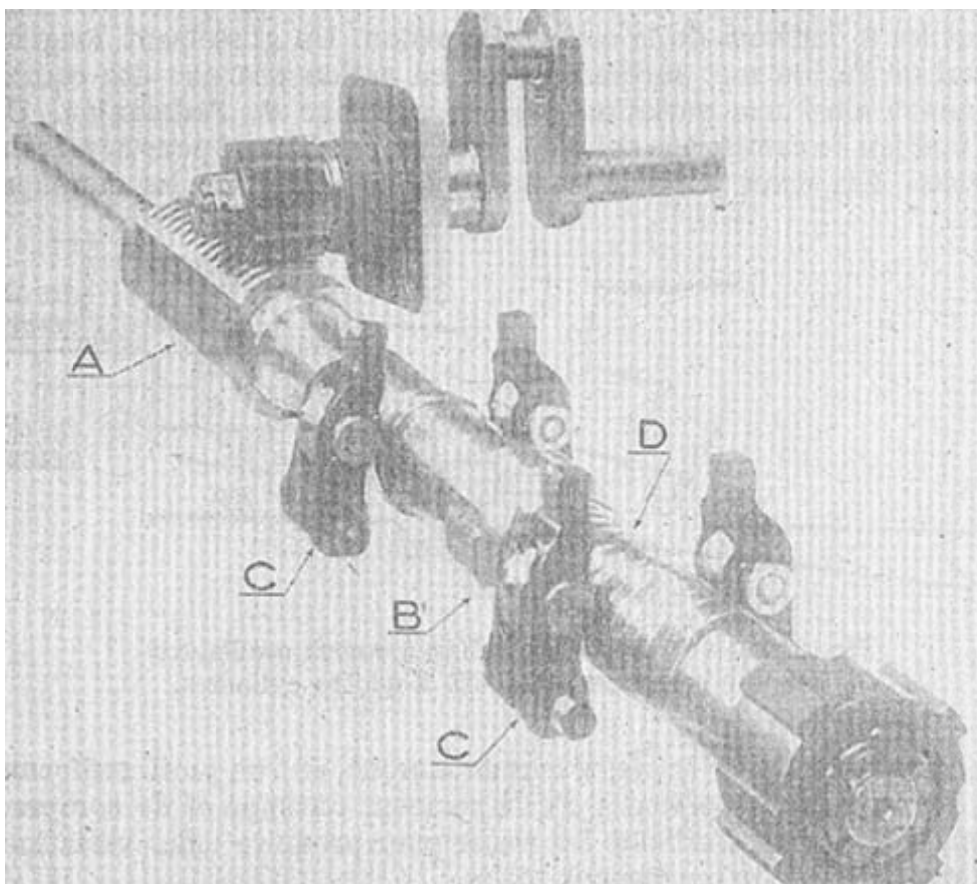


Fig. 461 – Árbol de levas de rotación continua sistema Dabeg.

A, cremallera y árbol de comando, con cigüeñal accionado por el volante de cambio de marcha. - B, guía. - C, C', balancines de apertura de las válvulas. - D, grupos de levas de admisión para los dos sentidos de marcha.

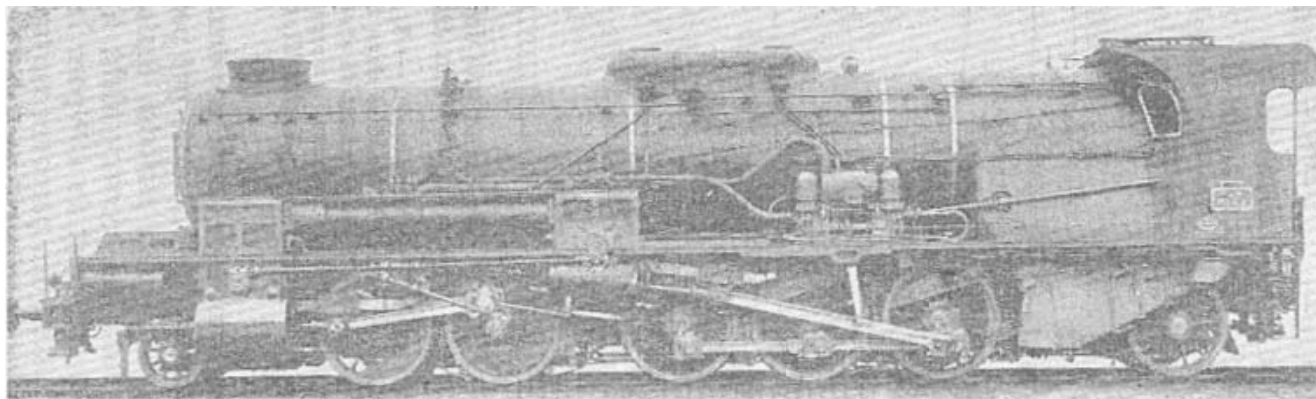


Fig. 462 – Locomotora 151 A 1 a 10, del P.L.M. con distribución por árbol de levas de rotación continua, sistema Dabeg.

El árbol de levas (fig. 461), cuyo comando desde el eje (fig. 462) comprende articulaciones que se adaptan a los desplazamientos verticales del bastidor, gira en una manga que le permite el deslizamiento longitudinal; esta manga lleva una cremallera movida por un piñón movido por el volante de cambio de marcha. A una serie de levas de longitudes crecientes, el sistema Renaud las substituye con una única leva de altura variable. Esta leva (fig. 463) está guiada en la ranura de un tambor giratorio; es doble y puede sobresalir alternativamente a una y u otra salida de la ranura. Estas aperturas y las partes ciegas del tambor ocupan, cada una, un cuarto de la circunferencia. Como la leva actúa sucesivamente por sus dos extremidades, pero sólo debe abrir la válvula correspondiente una vez por vuelta de la manivela motriz, un giro de 180 grados del tambor corresponde a una vuelta de dicha manivela, es decir, a una carrera completa, ida y vuelta, del pistón. Una cavidad rectangular de la leva contiene una excéntrica triangular, inmóvil para cada muesca de marcha, pero desplazable por la maniobra del volante de cambio de marcha. La presencia de este excéntrico triangular es la que produce, en algunos momentos, el desplazamiento de la leva en la ranura del tambor. En la posición de la figura 463, la leva sigue sobresaliendo mientras que el tambor gira un ángulo de 123° , luego se desplaza de una extremidad a la otra de su carrera durante una rotación de 57° ; el total de estos dos ángulos (180°) que corresponden a un giro de 180 grados. Los mismos movimientos se reproducen durante el giro de 180 grados siguiente, con saliente de la otra extremidad de la leva.

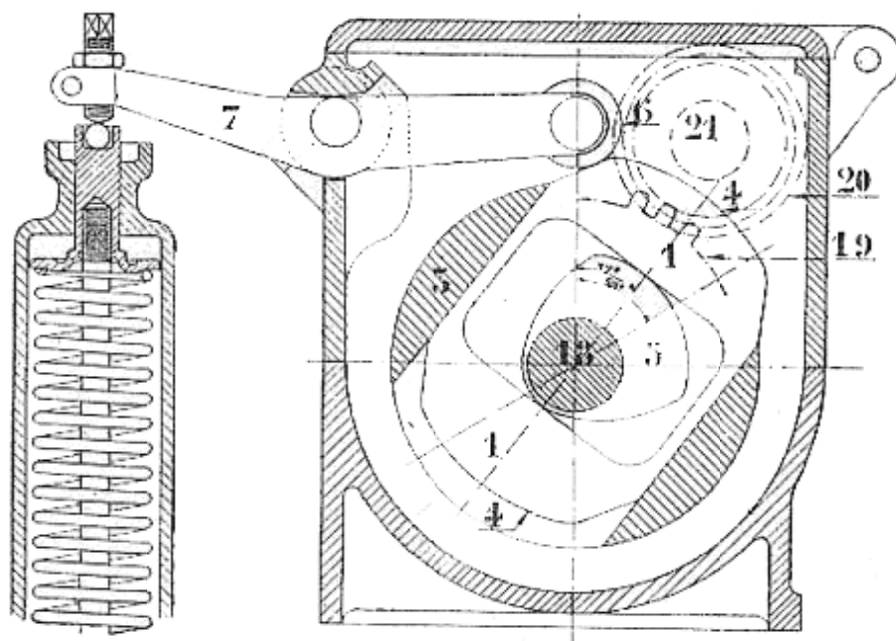


Fig. 463 – Mecanismo de distribución Renaud: corte sobre una válvula de admisión.

1, eje de deslizamiento de la leva. - 3, tambor giratorio a media velocidad. - 5, excéntrico triangular inmovilizado en una serie de posiciones, el árbol 13 que lo comanda desde el volante de cambio de marcha. - 4, leva deslizante. - 6, rodillo del balancín 7, abriendo la válvula de admisión. - 20 y 19, engranajes de reducción a la mitad de la velocidad del árbol 21, que gira como el eje.

Estos números y los que siguen se aplican a una locomotora Mikado del Est a simple expansión y recalentador. Se verán fácilmente los desplazamientos discontinuos de la leva, producidos por el excéntrico triangular inmovilizado, suponiendo el tambor detenido y el excéntrico giratorio, lo que indica su movimiento relativo. Con un modelo simple, fácil de construir, queda aún más claro.

La apertura de la válvula de admisión se produce cuando la manivela motriz está todavía a 16° de su punto muerto, ángulo que corresponde a una rotación de 8° para el tambor. Resulta así un avance a la admisión durante una media de dos centésimos de la carrera del pistón; la oblicuidad de la biela alarga un poco esta carrera para la admisión sobre la cara anterior del pistón, y la acorta para la cara posterior. La apertura de la válvula es, por otra parte, pequeña en ese momento.

La apertura de la válvula de admisión tiene siempre lugar en el mismo punto, pero el cierre, con el movimiento leva, depende de la posición de la excéntrica triangular, que da una admisión variable desde 82% de la carrera del pistón a cero. La maniobra del cambio de marcha hace a continuación cruzar a una zona donde no se produce ninguna apertura, luego el excéntrico triangular mueve a una segunda leva, vecina de la primera y dando el otro sentido de marcha. La acción de estas dos levas se vincula a un único balancín, suficientemente amplio. Los ejes de las ranuras que guían estas dos levas presentan un ángulo de 74° , igual a $90^\circ - 2 \times 8^\circ$, es decir, a un ángulo recto menos dos avances angulares. Cuando una de estas levas está en acción, la otra no produce ningún efecto, no sobresaliendo durante el arco donde podría encontrar al balancín.

La leva que comanda la válvula de escape sigue sobresaliendo durante la carrera completa del arco a que ocupa, es decir, mientras que el tambor gire un cuarto de vuelta, y que la manivela motriz describa una semicircunferencia: no obstante la apertura de la válvula no se produce durante la carrera total del pistón, ya que da períodos iguales de avance al escape y compresión, que corresponden a carreras angulares de 24° para el tambor y de 48° para la manivela motriz; resulta para el pistón recorridos medios de 16 a 17% de la carrera del pistón durante el avance al escape y la compresión.

La excéntrica de escape podría fijarse en el tambor, si no se tuviera que prever una segunda leva, actuando sobre el mismo balancín, para la marcha atrás: la maniobra del excéntrico triangular pone en acción una u otra de estas dos levas adyacentes; una no sobresale, mientras que la otra actúa. Los ejes de sus dos mortajas tiene un ángulo de 42° , ángulo recto menos dos veces 24° . En resumen el tambor girando a media velocidad, lleva a cuatro grupos de dos levas (fig. 464), para la maniobra de las cuatro válvulas. Las dos válvulas de admisión están sobre la parte superior, penetrando el vapor de la caldera entre los dos asientos.

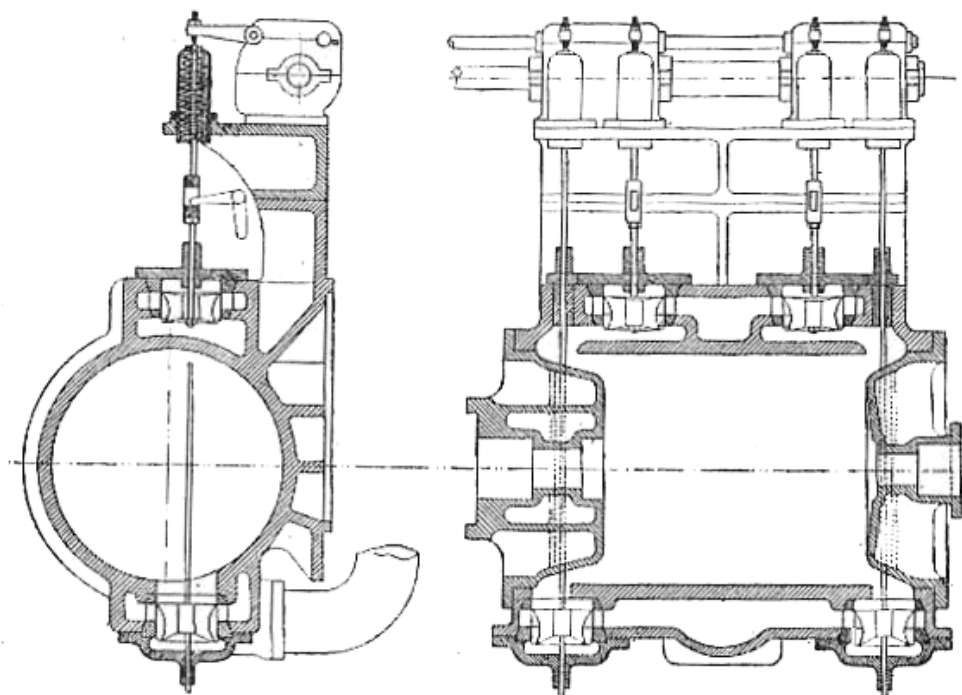


Fig. 464 – Cilindro con distribución por válvulas sistema Renaud.

Motor

Las válvulas de escape se colocan sobre la parte inferior del cilindro. Es el descenso de sus vástagos lo que abre las válvulas.

Los tambores de distribución reciben su movimiento de rotación de un árbol transversal (fig. 465, N° 9) por medio de engranajes cónicos que reducen a la mitad su velocidad. Este árbol transversal recibe su movimiento de bielas (14 y 15) articuladas sobre contramanivela (16 y 17) caladas sobre dos ejes. La manivela (12) del árbol transversal permite los desplazamientos verticales del bastidor sobre los ejes.

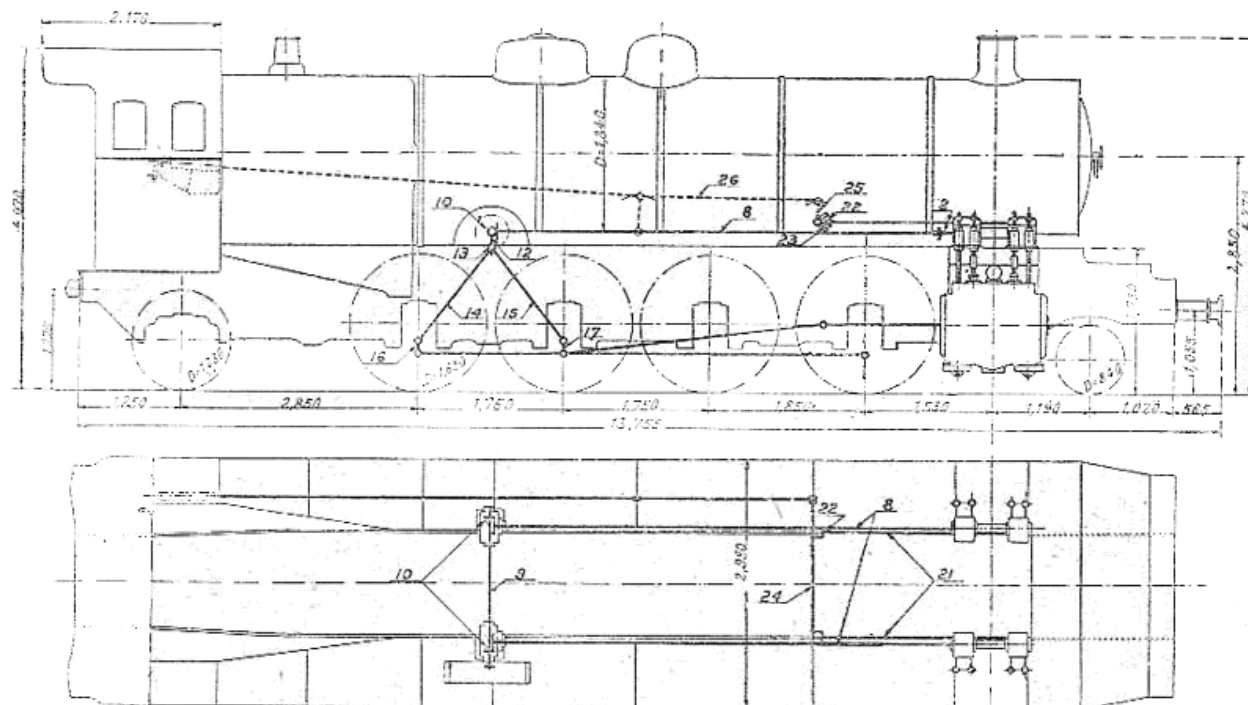


Fig. 465 – Locomotora Mikado del Etat, con distribución Renault.

El volante de cambio de marcha, mediante un reenvío conveniente (22 y 24), da a los excéntricos triangulares las posiciones deseadas.

Levas especiales, movidas por un cilindro de aire comprimido, abren las válvulas de admisión durante la marcha a regulador cerrado, para establecer una amplia comunicación entre los extremos del cilindro.

La distribución Caprotti y, más recientemente, la distribución Cossart, actúan por variación angular del calado de las levas sobre el árbol que las lleva. Para la admisión, se utilizan dos, una fija, para un mismo sentido de marcha, llamada leva de admisión, y otra desplazable, llamada leva de cierre; la primera comanda el levantamiento de la válvula, y el segundo su descenso. Cada una de estas dos levas impulsa un rodillo, y la apertura de la válvula exige que ambos rodillos estén levantados. A tal efecto, actúan sobre las dos extremidades de un balancín, cuyo centro comanda la válvula. El levantamiento de un único rodillo hace recorrer al balancín la mitad de su carrera, pero sin actuar sobre la válvula: es solamente la segunda mitad de dicha carrera, resultante de la acción simultánea de los dos rodillos, que produce la apertura.

La distribución Caprotti tiene por objeto realizar muy pequeñas admisiones conservando, sin embargo, un avance a la admisión constante, y una compresión también constante. Lleva cuatro válvulas por cilindro: dos para la admisión y dos para el escape. Son de doble asiento, colocadas verticalmente.

La apertura de estas cuatro válvulas se maniobre por impulsores p, que actúan de arriba hacia abajo sobre el vástago t de la válvula. El cierre de las válvulas de admisión (fig. 466) se efectúa por la presión del vapor cuando el regulador está abierto. Este vapor actúa, de abajo hacia arriba, contra la válvula. La cola del vástago Q₂ se mueve con cierto huelgo en una guía.

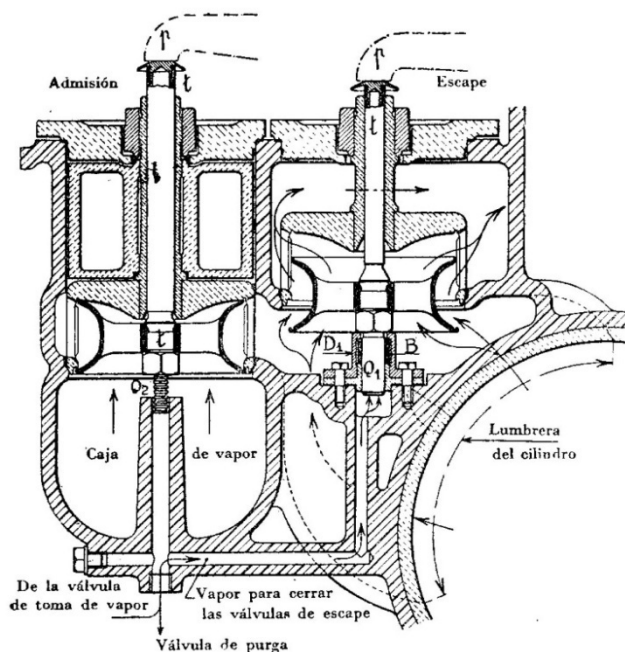


Fig. 466 – Distribución por válvulas con levas rotativas, sistema Caprotti.

El cierre de las válvulas de escape se obtiene con el vapor vivo, tomado de la caldera mediante una válvula cuya apertura se maniobra con el regulador. El vapor vivo penetra en el conducto visible en la figura 466 y empuja de abajo hacia arriba la cola Q_1 del vástago de la válvula. Esta cola se desplaza en una guía o casquillo D_1 , que contiene una pila de arandelas que cierran herméticamente.

La presión en el conducto de toma es independiente del grado de apertura del regulador, puesto que se toma directamente de la caldera por una válvula especial. Subrayamos que las válvulas se abren de arriba hacia abajo, forzadas por los impulsores, a pesar de la presión que existe en la caja de vapor y en el conducto de alimentación, que actúa en las válvulas de abajo hacia arriba.

Con el regulador cerrado, las válvulas de admisión y de escape descienden por su propio peso, abriendo así el conducto de equilibrio. Antes de volver a abrir el regulador, se admite presión en el canal de equilibrio, y esta presión repone las válvulas en sus asientos.

91. Descripción somera (fig. 468 a 470) – El árbol OO' que acciona las válvulas de admisión y de escape gira a la misma velocidad que los ejes motores, gracias a engranajes cónicos (fig. 467). El escape se acciona por una sola leva fija E (fig. 468 y 470). Se puede, sin embargo, variar el calado de esta leva, o sea su ángulo, cuando se quiere pasar de la marcha adelante a la marcha atrás. La admisión requiere el empleo combinado de dos levas A_1 y A_2 , colocadas contiguas en el árbol OO' .

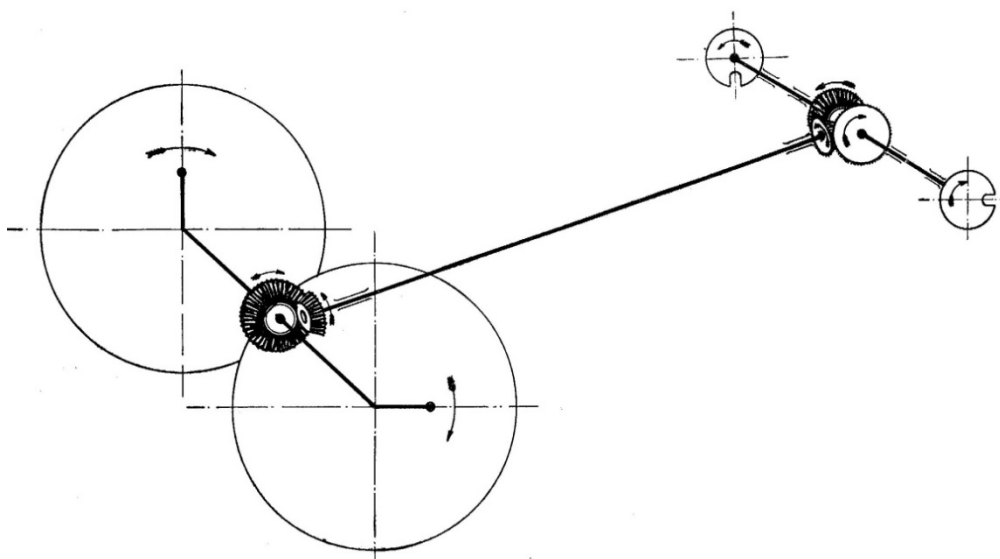


Fig. 467 – Esquema del accionamiento de la distribución Caprotti, mediante engranajes cónico.

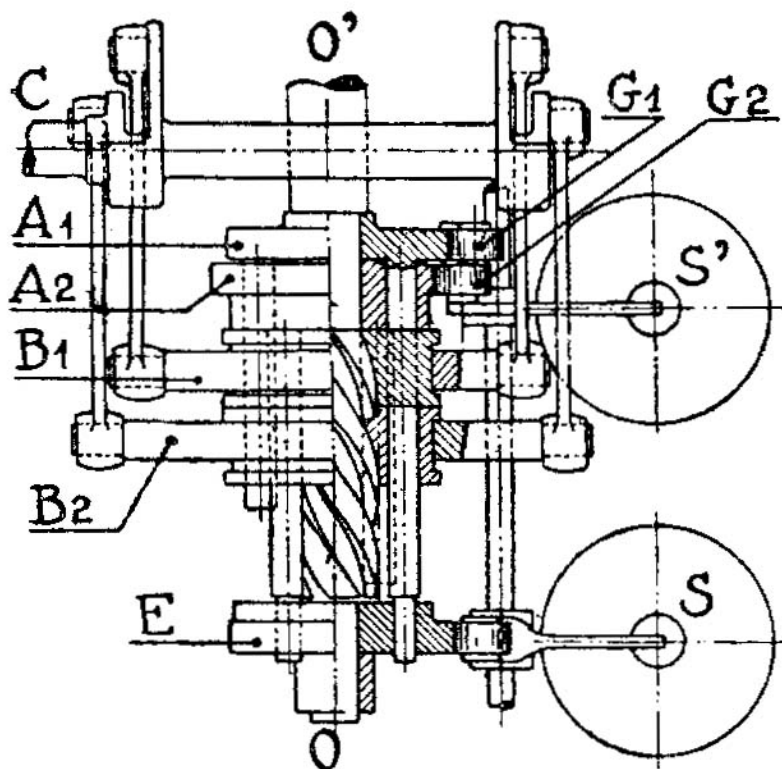


Fig. 468 – Mecanismo de mando de las válvulas de admisión y de escape

El mecanismo (fig. 469), que acciona la válvula de admisión S' , se compone de un balancín cuyos extremos llevan sendos rodillos G_1 , G_2 , que ruedan en planos diferentes (fig. 468).

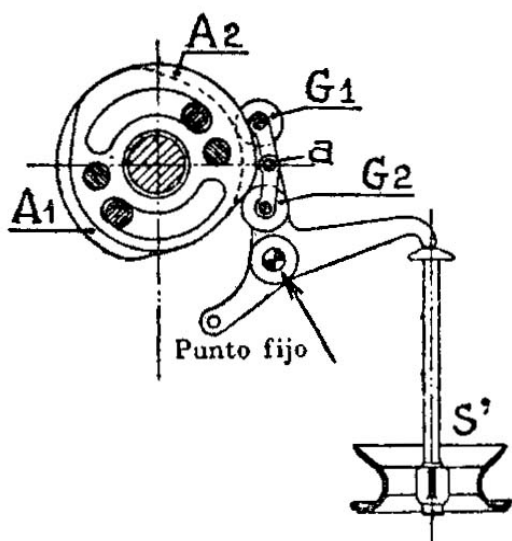


Fig. 469 – A_1 , A_2 , levas de admisión

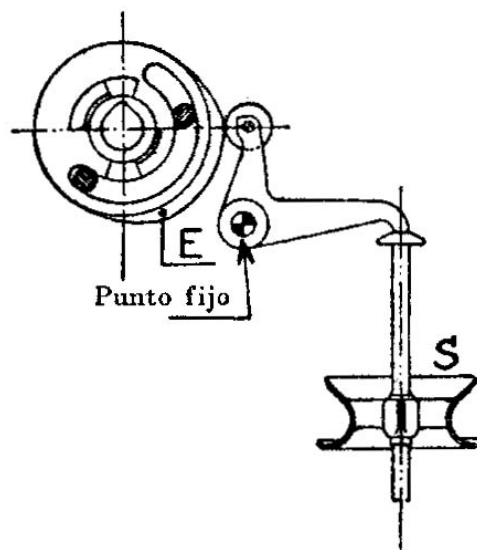


Fig. 470 – E, leva de escape

El movimiento de las válvulas de admisión parte del centro del balancín. De este modo, el movimiento de dichas válvulas se obtiene de la combinación de los levantamientos individuales de los rodillos G_1 , G_2 , por su respectiva leva A_1 o A_2 .

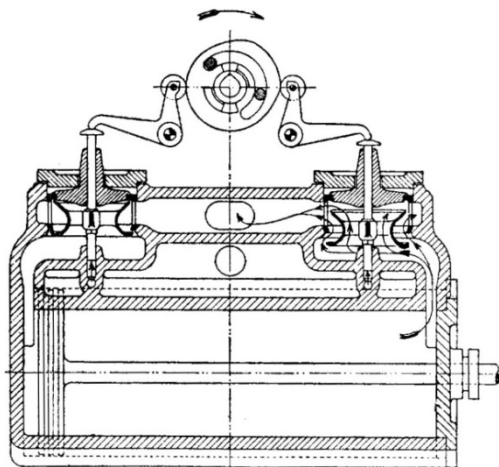


Fig. 471 – Escape abierto a la derecha y cerrado a la izquierda

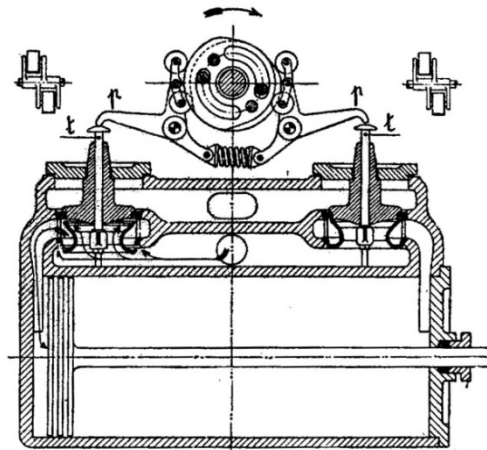


Fig. 472 – Admisión abierta a la izquierda y cerrada a la derecha

El movimiento de un solo rodillo hace recorrer al balancín la mitad de su carrera, pero sin actuar todavía sobre la válvula. Sólo en la segunda mitad de la carrera del balancín, como resultado de la acción simultánea de los dos rodillos, se produce la apertura de la válvula.

92. Variación del grado de admisión – El grado de admisión se modifica del siguiente modo (fig. 468): Un mecanismo apropiado C hace resbalar las piezas OO'. Pero como este árbol lleva exteriormente una hélice de paso muy largo, el resbalamiento longitudinal de B₁ y B₂ hace girar las levas A₁ y A₂ una respecto de la otra.

Se hace así, variar el momento en que el rodillo G₁ monta sobre la leva A₁ y el momento en que la leva G₂ desciende de la leva A₂, o sea la duración de la admisión.

En resumen: la leva A₁ es la leva de admisión propiamente dicha, y la leva A₂ es la leva de expansión.

Examinemos con más detalle el mecanismo de las válvulas de admisión (fig. 473 a 476). Cuando un rodillo rueda de lleno por las elevaciones o gibas de las levas A₁ o A₂, lo hace sobre una superficie cilíndrica de radio R, pero cuando rueda por las partes bajas, lo hace sobre un radio r.

La gibas de radio R se acuerdan con las superficies de radio r mediante curvas estudiadas especialmente. Los rodillos G₁ y G₂ están en planos diferentes, de manera que G₁ rueda sobre la leva A₁, y G₂ sobre la leva A₂. El balancín G₁G₂ puede ocupar cuatro posiciones principales:

Posición I (fig. 473). – El rodillo G₁ rueda sobre la circunferencia de radio mayor R de la leva A₁, y el rodillo G₂ rueda sobre la de radio menor r de la leva A₂.

Posición II (fig. 474). – G₁ rueda sobre el radio mayor R de la leva A₁, y G₂ sobre el radio mayor R de la leva A₂.

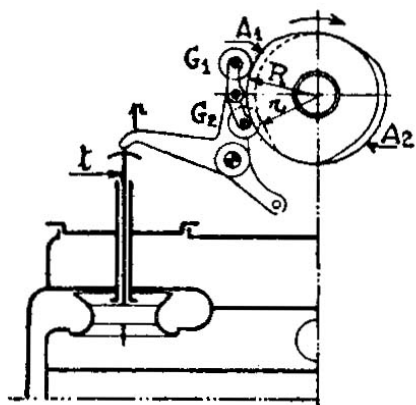


Fig. 473 – Posición I. – Admisión cerrada, pero a punto de abrirse

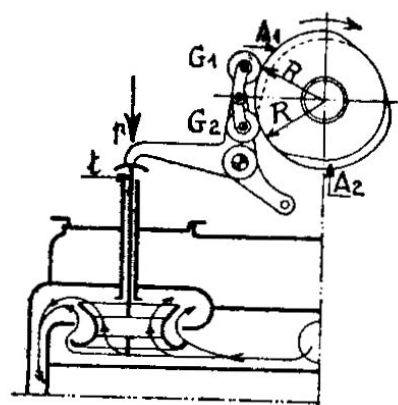


Fig. 474 – Posición II. – Admisión totalmente abierta

Motor

Posición III (fig. 475). – G_1 rueda sobre el radio menor r de la leva A_1 , y G_2 sobre el radio grande R de la leva A_2 .

Posición IV (fig. 476). – G_1 rueda sobre el radio pequeño r de la leva A_1 , y G_2 rueda sobre el radio pequeño r de la leva A_2 .

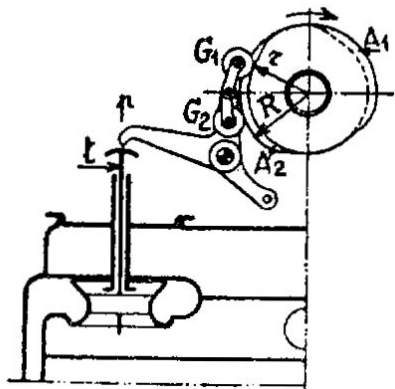


Fig. 475 – Posición III. – La admisión comienza a cerrarse

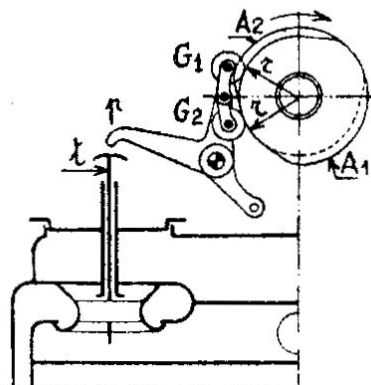


Fig. 476 – Posición IV. – Admisión completamente cerrada

En las posiciones I y III del balancín, en las que los dos rodillos ruedan sobre radios diferentes R y r , queda un ligero huelgo entre el extremo p y el vástago t de la válvula, lo que asegura el cierre de la misma.

Con mayor razón, en la posición IV, donde ambos rodillos van sobre perfiles de radio pequeño r , la válvula permanece completamente cerrada.

La posición II, en la que ambos rodillos ruedan sobre perfiles de radio grande R , corresponde a la gran apertura de la válvula de admisión.

En marcha con el regulador cerrado, las válvulas con gran apertura forman un by-pass de tal sección que las resistencias al flujo del vapor por el émbolo de adelante atrás prácticamente han sido suprimidas.

El mecanismo que mueve las levas está enlazado a un árbol de cambio de marcha, de modo que las levas se pueden decalar y pasar gradualmente de la marcha adelante a plena admisión a la marcha atrás también a plena admisión.

Resultado de los ensayos – Con una locomotora con distribución Caprotti se puede marchar con admisiones de 10 %. Con este grado de admisión la locomotora puede mantener una velocidad de 100 km/h en horizontal con cargas de 500 toneladas. Con locomotoras similares con distribución Walschaerts, es imposible bajar del 20% de admisión. Con el regulador cerrado, la marcha es totalmente libre.

En pro de la distribución Caprotti, se puede mencionar lo siguiente:

- 1) Las válvulas no tienen resortes ni se lubrican.
- 2) La palanca de cambio de marcha puede estar en cualquier posición cuando se marcha con el regulador cerrado.
- 3) By-pass automático y muy eficaz.
- 4) Inversión completa de la marcha con una sola vuelta del volante.
- 5) Posibilidad de invertir completamente el vapor sin cerrar el regulador.
- 6) Caja de válvulas y transmisión de movimientos en cárteres cerrados y estancos al aceite y al agua exterior.
- 7) Posibilidad de elevar el recalentamiento a límites muy altos (450°), sin ninguna superficie de rozamiento de los órganos de obturación, que no están en contacto con el vapor.
- 8) Facilidad de acceso y examen de todas las piezas de la distribución.
- 9) Montaje muy rápido.
- 10) Posibilidad de substitución inmediata de una caja de levas averiada por otra de reserva, incluso estando la máquina bajo presión.

En el sistema Cossart, la leva de admisión se fija en A_1D_1 (fig. 477), para la rotación en el sentido F_2 , sobre un árbol giratorio a la velocidad del eje motriz (o a media velocidad como se lo verá más adelante). La leva de cierre, que ocupa una semicircunferencia, está en y_1x_1 para la admisión máxima. Los rodillos, estando en el extremo izquierdo del diámetro horizontal sobre la figura, ambos se levantan durante la carrera A_1A_1 , que da el avance a la admisión, luego durante la carrera A_1D_1 de admisión máxima. Si se desplaza la leva de cierre en el sentido de la flecha F_2 , la admisión anticipada permanecerá controlada del mismo modo, pero la admisión será cada vez menor a medida que el extremo x_1 se acerque a A_1 , por ejemplo, con x_1 fijado en D_1 , la admisión durará durante la rotación A_1D_1 , y el recorrido medio del pistón será A_1d_1 , si A_1E representa la carrera completa. La carrera máxima es A_1d_1 .

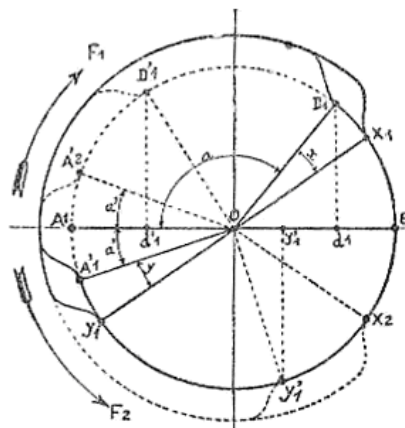


Fig. 477 – Leva de admisión y leva de cierre de la distribución Cossart

Una tercera leva, con calado fijo en un sentido de marcha, da las fases de avance al escape, escape y compresión, sin modificaciones.

Para la rotación en el sentido F_1 , se desplazan las levas, la extremidad de la leva de admisión pasa de D_1 a A_2 , y la leva de cierre puede extenderse hasta x_2 .

El árbol de levas es un tornillo de varias entradas, cuyas levas son las tuercas; se modifica el ángulo de calado desplazándolos longitudinalmente con ayuda de collares.

Las dos maniobras, la de la leva de cierre para hacer variar la admisión, y la del conjunto de las levas para el cambio de marcha, podrían comprender dos órganos de control diferentes. Se prefirió un único dispositivo, más conveniente y menos incómodo, que es el antiguo tornillo de cambio de marcha. La carrera de la tuerca de este tornillo, en su primer tercio, desplaza la leva de cierre para los distintos grados de admisión en marcha adelante; el segundo tercio, que no implica detención intermedia, da el cambio de marcha; por fin el tercero produce la variación de admisión en marcha atrás. El desplazamiento de la leva de cierre, en el cambio de marcha, se regula para dar los máximos de admisión al final del primer tercio y al principio del tercero de la carrera de la tuerca de comando, con el fin de hacer lo más cortos posible los movimientos del cambio de marcha, a veces necesarios en los arranques difíciles.

Al reducir a la mitad la velocidad del árbol de levas y, por lo tanto, la amplitud de los desplazamientos angulares de las mismas, se disminuyen la carrera longitudinal a darles y, por lo tanto, la longitud del árbol y el espesor de las levas, sobre las cuales los rodillos deben apoyarse.

En cuanto se corta la llegada de vapor, las válvulas de admisión, abiertas, comunican los dos extremos del cilindro.

En resumen, para hacer variar la duración de la apertura de las válvulas de admisión, se hace uso, en los distintos sistemas:

- de una serie de levas de amplitudes progresivas, substituidas unas por otras;
- de una leva de altura variable, que se oculta más o menos pronto;
- de una combinación de dos levas cuya acción simultánea es necesaria para la admisión de vapor, una de las cuales se encarga de la apertura y otra, a calado variable, del cierre.

Como se puede ver, se pretendió generalmente, en estas distribuciones, excluidas las de levas oscilantes, obtener períodos de avance al escape y de compresión constantes al contrario de lo que resulta de las distribuciones por sector. No se puede sin embargo ver en eso una ventaja seria, sobre todo en el caso de locomotoras que trabajan a velocidades y a esfuerzos continuamente variables.

La experiencia siempre puso de manifiesto, en efecto, que con recubrimientos o descubrimientos convenientes, se podía proporcionar el avance al escape de modo que ninguna pérdida de trabajo por drenaje prematuro del cilindro fuera apreciable.

En cuanto a su variación con la posición del cambio de marcha, se opera precisamente en el sentido más favorable, aumentando cuando la admisión disminuye, es decir, cuando la propia velocidad aumenta, lo que tiende a reducir la contrapresión en el momento en que la necesidad se hace mayor.

En cuanto a la compresión, es también conveniente que aumente cuando la admisión disminuye. Se tiene en cuenta que el vapor comprimido en el espacio nocivo actúa como un resorte alternativamente tensionado y aflojado. Ahora bien, este vapor no puede nunca aflojarse sino en la cantidad permitida por el grado de admisión utilizado; por lo tanto si se lo comprime más de lo conveniente, no se recuperará durante la expansión la totalidad del trabajo gastado durante la compresión y resultará una pérdida; desde este punto de vista el grado de compresión debería pues ser igual al grado de expansión y variar por lo tanto en razón inversa a la admisión. Ahora bien, es poco diferente a lo que pasa en las distribuciones por sector.

En realidad, que fueran antiguos⁽¹⁾ o recientes⁽²⁾, todos los intentos hechos hasta ahora para modificar las fases de la distribución por sector dieron sobre las locomotoras resultados insignificantes cuando no eran francamente malos. Es lo que expresaba Couche a partir de 1874, sin que haya nada que cambiar hoy.

Afortunadamente, la gravedad de estas imperfecciones⁽³⁾ es más aparente que real. La experiencia lo probó en primer lugar por el ahorro de combustible realizado con una admisión reducida a 0,30 e incluso a 0,25 y mejor aún por la inferioridad económica bien constatada de las algunas distribuciones perfeccionadas libres de los inconvenientes en cuestión.

Lo que importa en primer lugar, como recientes experiencias lo han demostrado bien, es el tamaño de las secciones de paso ofrecidas al vapor por las lumbreras de distribución.

A la cuestión a menudo planteada: la distribución por válvulas es superior a la distribución por correderas, responderemos: depende del caso en particular.

Desde el punto de vista termodinámico, es decir, potencia y rendimiento, el tipo de distribuidor es absolutamente indiferente. Solo cuentan las dimensiones de las secciones de paso ofrecidas al vapor, el tamaño de los espacios nocivos y la elección de las fases de la distribución.

Si todas estas condiciones siguen siendo las mismas, qué más da que se empleen válvulas, correderas, émbolos válvulas u obturadores oscilantes.

Pero estas condiciones teóricas se obtendrán más o menos convenientemente en los distintos casos, con cada tipo de distribución.

Si se trata por ejemplo de una locomotora normal, las correderas podrán resultar satisfactorias.

Pero si se trata de un caso donde se desea, con ruedas de diámetro relativamente bajo, realizar grandes velocidades con un muy alto recalentamiento y muy amplias secciones de paso, se impondrán las válvulas:

1° porque el engrase se facilitará en gran parte, dado que ya no se calcinó el aceite en las capillas de las correderas;

1. C. Polonceau, Meyer, Durant y Lencauchez, Bonnefond...

2. Lentz, Caprotti, Renaud, Cossart...

3. Variaciones de los avances al escape y la compresión, estrechamiento de las luces en final de admisión...

2° porque, a pesar de las grandes secciones de paso, se reducirán considerablemente las fuerzas de inercia que tendrá que superar el mecanismo de distribución.

Por fin, la estanqueidad de las válvulas se mantiene prácticamente igual para carreras muy largas, mientras que los aros de correderas se desgastan y sus camisas se ovalizan a veces rápidamente.

El diseño y el montaje de las válvulas exigen, no obstante, algunas precauciones para obtener un buen cierre de ambos asientos. Es necesario también tener cuidado, durante la construcción, de hacer aplicar al metal tratamientos de estabilización, para evitar deformaciones posteriores, en particular, bajo la influencia del vapor altamente recalentado, que se producen poco a poco y obligan a rectificadlos sucesivos.

93. Marcha en el punto muerto de la distribución. — Cuando se coloca el mecanismo de cambio de marcha con el índice en el cero de la escala, la parte media del sector conduce al taco, y el movimiento de la corredera es el que daría una excéntrica de radio OT°_1 , fijado en posición opuesta a la de la manivela motriz (fig. 478), es decir, con un avance angular de 90° . Para que haya trabajo motriz, es necesario que la corredera presente entonces grandes avances lineales. En la marcha adelante (sentido de la flecha de la figura 478), la expansión comienza, para la cara del pistón, cuando el radio de la excéntrica está en OT°_2 , y la manivela en la posición contraria; el avance al escape comienza en el punto OT°_3 y OM_3 ; la compresión, en OT°_5 y OM_5 ; y el avance a la admisión en OT°_6 y OM_6 . El pistón recorre, en sentidos contrarios, las mismas carreras durante el avance a la admisión y durante la admisión, durante la compresión y durante la expansión; pero el trabajo resistente y el trabajo motriz del vapor no se compensan, siendo la presión media del vapor más elevada durante la expansión que durante la compresión. La rapidez de la marcha y la escasa apertura de las lumbreras reducen la entrada de vapor durante el avance a la admisión; es sobre todo durante el período de admisión que se ejerce la presión,

entonces motriz; luego el vapor no sale instantáneamente del cilindro al comienzo del avance al escape y sigue empujando al pistón; es lo que muestran los diagramas.

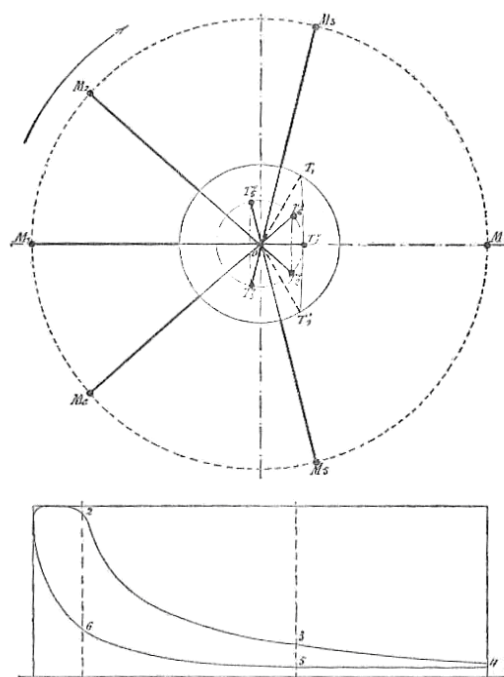


Fig. 478 – Distribución en punto muerto del cambio de marcha, y diagrama correspondiente del trabajo del vapor sobre una de las caras del pistón.

Si la corredera no presenta avances lineales para esta posición media del cambio de marcha, lo que puede llegar a suceder con el sector de Stephenson de barras cruzadas, no habría admisión de vapor y por lo tanto tampoco trabajo motriz.

La distribución es la misma exactamente para la marcha atrás.

Puede hacer girar a las ruedas tanto en un sentido como en el otro, el sentido resultante de la marcha es el previo de la locomotora.

94. Acción del regulador y el cambio de marcha. — Cuando se acerca el aparato de cambio de marcha al centro, el período de admisión de vapor disminuye. Si el cambio de marcha en su posición extrema da una admisión cercana a un 80% (durante los 80 centésimos de la carrera del pistón), se reduce esta admisión al 70, 60, 50, 40... %, y llevando el cambio de marcha hasta su centro, conserva aún un determinado valor, 10% por ejemplo. Pero la variación del período de admisión no es el único efecto de esta maniobra: los períodos de avance al escape, hacia el final de la carrera de ida, y de compresión, hacia el final de la carrera de vuelta del pistón, aumentan a medida que el período de admisión disminuye.

Cuando el cambio de marcha se acerca así de su centro, la disminución de la admisión por una parte, y el aumento del avance al escape y la compresión por otra parte, reducen el trabajo del vapor por carrera de pistón.

En vez de afectar al cambio de marcha, se puede reducir la apertura del regulador, y laminar el vapor: la presión es más baja en las capillas de vapor que en la caldera; cuanto más se cierra el regulador, más se hace bajar la presión del vapor empleado en los cilindros, y más se reduce el trabajo motriz por golpe de pistón. Pero no se actúa ya sobre el avance al escape, ni sobre la compresión durante el retorno del pistón.

Para reducir el esfuerzo motriz, se pueden también combinar las dos maniobras.

Los diagramas de indicador muestran las variaciones del trabajo del vapor que resultan de estas distintas maniobras; el trabajo de un golpe de pistón es medido por la superficie de este diagrama: como hay dos cilindros con doble efecto, hay por vuelta de ruedas cuatro diagramas similares.

Se supone, en primer lugar, que la locomotora marcha a una determinada velocidad media invariable; la figura 479 muestra los diagramas para una serie de posiciones de los dos órganos de maniobra; los que se señalan con la misma letra (a, b, c, d, e), y que son grupos en hileras horizontales, corresponden a las mismas admisiones medias 80, 60, 40, 20 y 10 (punto muerto) dados por el cambio de marcha; todos los diagramas de una hilera vertical, teniendo un mismo número (1, 2, 3, 4, 5), corresponden a una misma apertura del regulador, los números 1 a la mayor apertura, los números 5 a la menor.

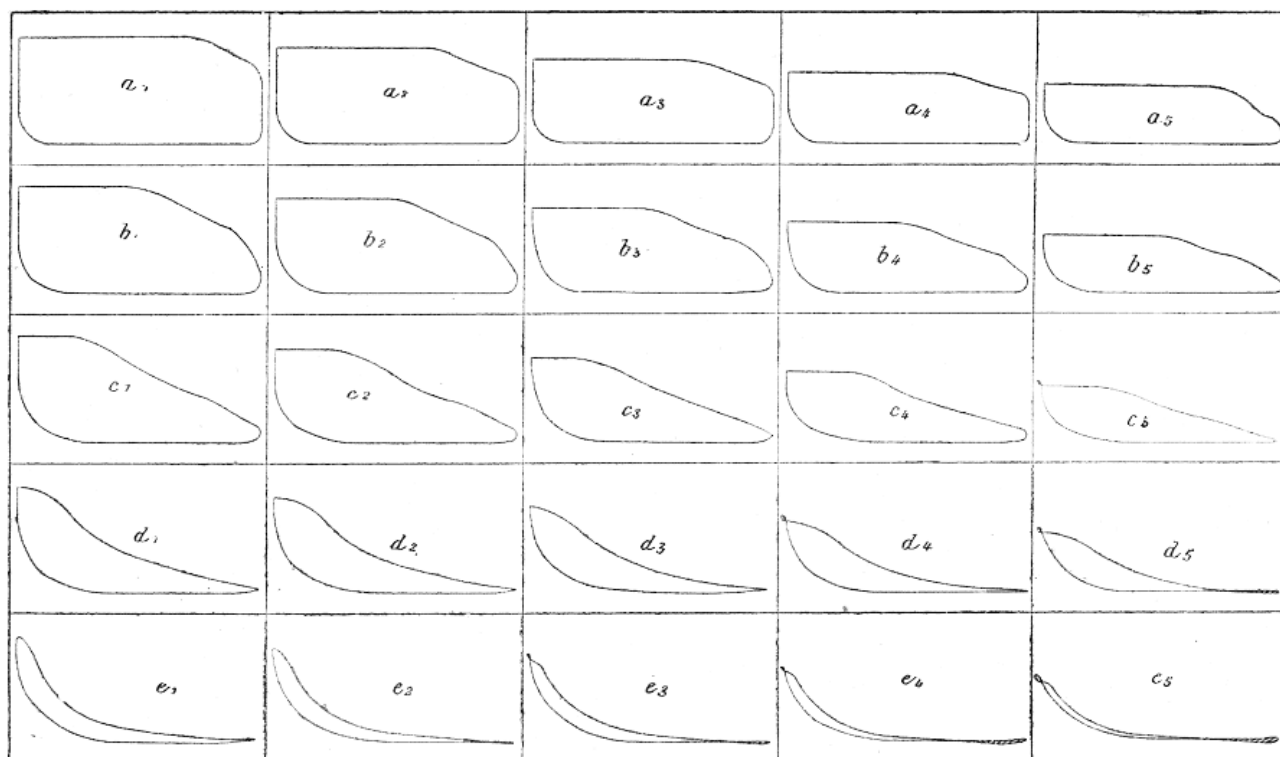


Fig. 479 – Diagrama del trabajo del vapor para diversas posiciones del regulador y del cambio de marcha.

Cuanto mayor es la superficie del diagrama, mayor es el trabajo correspondiente. El trabajo a_1 , es obtenido con el cambio de marcha a fondo de carrera y el regulador totalmente abierto. El más pequeño es e_5 . Entre los otros diagramas, se pueden encontrar series que tienen superficies equivalentes, si se supone el cuadro completo por el trazado de diagramas intermedios, en número tan grande como se desee. Por ello el diagrama c_1 presenta igual superficie que un diagrama colocado entre b_2 y c_2 y que los diagramas b_3 y a_4 tienen aproximadamente una misma superficie. Todos los diagramas de la misma superficie indican un mismo trabajo sobre los pistones.

¿Qué motivos harán elegir, por cada valor del trabajo a producir, el régimen que da uno de estos diagramas más bien que otro equivalente? Es la búsqueda en primer lugar de la economía: el diagrama que produce el trabajo pedido con el menor peso de vapor ofrece una ventaja importante.

Todas las experiencias precisas hechas hasta ahora mostraron, de acuerdo al principio de Carnot, y teniendo en cuenta el laminado del vapor (§ 75), que la marcha más económica es la marcha más racional, es decir, aquélla que consiste en utilizar el máximo de presión en las cajas de vapor con la posición del cambio de marcha más cercana al centro, que da el máximo de expansión.

Prácticamente, esto es verdadero incluso teniendo en cuenta las condensaciones debidas a los fenómenos de acción de pared que crecen al mismo tiempo que el grado de expansión, aunque, incluso en las locomotoras de simple expansión, en el vapor que se escapa, lo que se obtendrá por una ligera restricción. Ello no resultará, por otra parte, en ningún aumento de la contrapresión, que, precisamente, había disminuido y que no dará lugar a restablecer su valor inicial, puesto que la locomotora, ahorrando vapor, y por consiguiente, carbón, ya no necesitará mayor tiro para quemar éste.

La variabilidad del escape desempeña aquí un papel perjudicial, porque no es autorreguladora, provocando al contrario una disminución en el objetivo aparente, pero engañoso, de reducir la contrapresión; el equilibrio entre la producción y el gasto puede sin embargo ser conservado, gracias a un laminado en el regulador y a un alargamiento de la marcha; el vapor de escape tiene más fuerza, porque se encuentra más dilatado, y más caliente (§ 75) enriquecido por las calorías que, por esta maniobra precisamente han sido cedidos en conjunto a la operación de transformación de calor en trabajo (634 c. en vez de 609 en el ejemplo del § 75).

Por esta razón se puede tener la impresión que al laminar el vapor en el regulador, la locomotora marcha mejor; va mejor en cuanto a la vaporización y cuidado del equipo, pero va realmente peor, porque derrocha el vapor, mientras que una retención conveniente del escape permite tener a la vez una marcha fácil y el máximo de economía de agua y carbón.

Ilustremos estas explicaciones con algunos ejemplos;

Locomotoras Pacific con vapor recalentado, ruedas de 1,890 m del P.O. manteniendo la velocidad solamente con ayuda del regulador, y con el cambio de marcha prácticamente fijo en la posición 60 AP, 70 BP.

Durante una serie de pruebas, se decidió estudiar lo que pasa en marcha con el regulador completamente abierto. Se obtuvieron los resultados siguientes:

Locomotora 4597

	Presión media en las capillas de vapor (kg/cm ²)	Muecas medias de marcha AP y BP (%)	Potencia media indicada (HP)	Agua consumida por HP/h indicado (kg)	Carbón consumido por HP/h indicado (kg)
1º) Marcha con laminado en el regulador	8,60	62/70	1120	9,50	1,247
2º) Marcha con regulador totalmente abierto	13,5	44/62	1350	7,60	1,064

Las mismas pruebas repetidas sobre la máquina a vapor saturado 4528 dieron:

Locomotora 4528

	Presión media en las capillas de vapor (kg/cm ²)	Muecas medias de marcha AP y BP (%)	Potencia media indicada (HP)	Agua consumida por HP/h indicado (kg)	Carbón consumido por HP/h indicado (kg)
1º) Marcha con laminado en el regulador	9,09	60,5/70	858	14,00	1,69
2º) Marcha con regulador totalmente abierto	14,85	39,5/65	1160	11,00	1,37

Motor

La economía debida a la marcha con el regulador totalmente abierto fue así del 20% en agua y del 14,7% en combustible, para la locomotora con recalentamiento y del 21,4% en agua y del 19% en combustible para la máquina con vapor saturado.

La marcha con el regulador totalmente abierto se beneficia con una mayor potencia desarrollada, y las economías en su favor se encontraron un poco aumentadas. Habida cuenta de esta circunstancia, se encuentran, grosso modo, ahorros del 2% por kg de diferencia de presión que indicamos anteriormente.

La misma prueba se repitió sobre una locomotora de simple expansión y recalentamiento, también del tipo Pacific, y dio una economía de 5% por HP-h en el gancho, para un aumento de presión en las cajas de vapor de $2,5 \text{ kg/cm}^2$ (10 kg en vez de 8,5 kg aproximadamente) y eso a pesar de las vibraciones intolerables que resultaban para estas locomotoras en cuanto se superara en velocidad una presión de 7 a 8 kg/cm^2 en las cajas de vapor.

Esto nos lleva a decir que, efectivamente, sobre algunas locomotoras, en particular, sobre las de simple expansión de 2 cilindros, se producen golpes importantes, sacudiendo toda la máquina, que tienen origen en el contacto de las cajas y de sus guías, cuando la presión sobre los pistones supera un determinado valor, y cuando los juegos han adquirido una determinada importancia al cabo de algún tiempo de uso. Fuerza es, en ese caso, laminar en el regulador y alargar la marcha; pero es deplorable desde el punto de vista económico, y el maquinista informado se esforzará en mantener siempre ligeramente de este lado las condiciones de marcha en que comienzan las vibraciones, para utilizar así lo más completamente posible la presión que le permite el timbre de la caldera.

Ensayos más recientes, efectuados en el Banco de Vitry sobre locomotoras Mikado perfeccionadas del P.L.M. (distribuidores BP tipo Est, doble admisión y doble escape, recalentador Houlet, dieron los resultados siguientes, que confirman y precisan los precedentes:

Potencia al gancho	Consumo de agua por HP/h en el gancho, a la presión de 10 kg/cm^2	Consumo de agua por HP/h en el gancho, a la presión de 15 kg/cm^2	Economía de la marcha a 15 kg/cm^2 , comparada con la marcha a 10 kg/cm^2
1500	7,6	6,7	11,8 %
2000	7,3	6,5	11,0 %

Regla: $(15 - 10) \times 2 = 5 \times 2 = 10\%$

Resultado experimental medio: 11,4 %

Una observación accesoria se impone aún: cuando se marcha con el regulador completamente abierto, la admisión es menor, la amplitud del movimiento de la corredera lo es también, y, sobre todo a alta velocidad, los esfuerzos a los cuales se someten los mecanismos de distribución son menores, con gran beneficio en el comportamiento de los aros y ejes, que toman juego rápidamente (ejes superiores de la palanca de avance, en particular), y la regulación se encuentran menos perturbada.

El camino recorrido por los aros de las correderas para un kilometraje dado, es también mucho menor, lo que puede reducir notablemente el desgaste. Este efecto favorable se encuentra sin embargo reducido por una presión de vapor mayor que aplica con más fuerza los segmentos contra sus camisas.

Este método de marcha disminuye considerablemente también la fatiga de los órganos de distribución de las locomotoras con distribución a válvulas; la amplitud de todos los movimientos, incluido el de oscilación de los resortes de cierre, se encuentra notablemente disminuida.

En cuanto al engrase, si se efectúa con ayuda de un engrasador mecánico, lo que es frecuente hoy, la llegada de aceite a los puntos que deben lubricarse es prácticamente independiente de la presión del vapor, pudiendo estos aparatos dar presiones que van de 50 kg/cm^2 para los más modestos a 300 kg/cm^2 para los mejores.

Permanecen en servicio las locomotoras equipadas con engrasadores a condensación, los que tienen necesidad, para funcionar, de una diferencia de presión entre la caldera y los cilindros. Si no existe más que un punto de engrase del vapor sobre los tubos de admisión o sobre las capillas de distribución, un determinado laminado en el regulador, que el maquinista maneja según sus observaciones, debe preverse para obtener un engrase suficiente. Pero si la máquina posee, además, puntos de engrase sobre los propios cilindros, que se encuentran a presiones medias siempre más baja que la de la caldera, se constatará generalmente que el regulador puede mantenerse totalmente abierto sin inconveniente. Las propias correderas se encuentran lubricadas indirectamente por el vapor que se escapa de los cilindros.

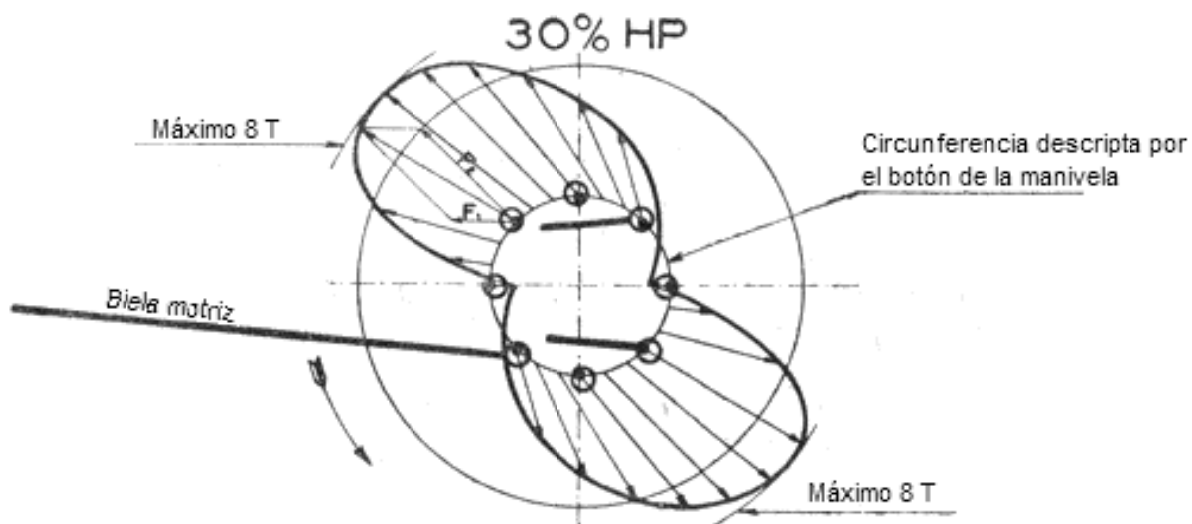
Otra razón que hace a veces dudar en utilizar la marcha con el regulador totalmente abierto: es el temor de favorecer los recalentamientos de los pies de bielas y cajas de ejes. Se evita también, por las mismas razones, ir con una posición del cambio de marcha BP, en las compound, tal que resulte en un aumento de presión en el depósito intermedio, y como consecuencia, de mayores empujes del vapor sobre las cajas motrices correspondientes.

Este temor sería fundado si las masas en movimiento alternativo no tuvieran inercia, y si los recalentamientos se produjeran solamente a muy baja velocidad.

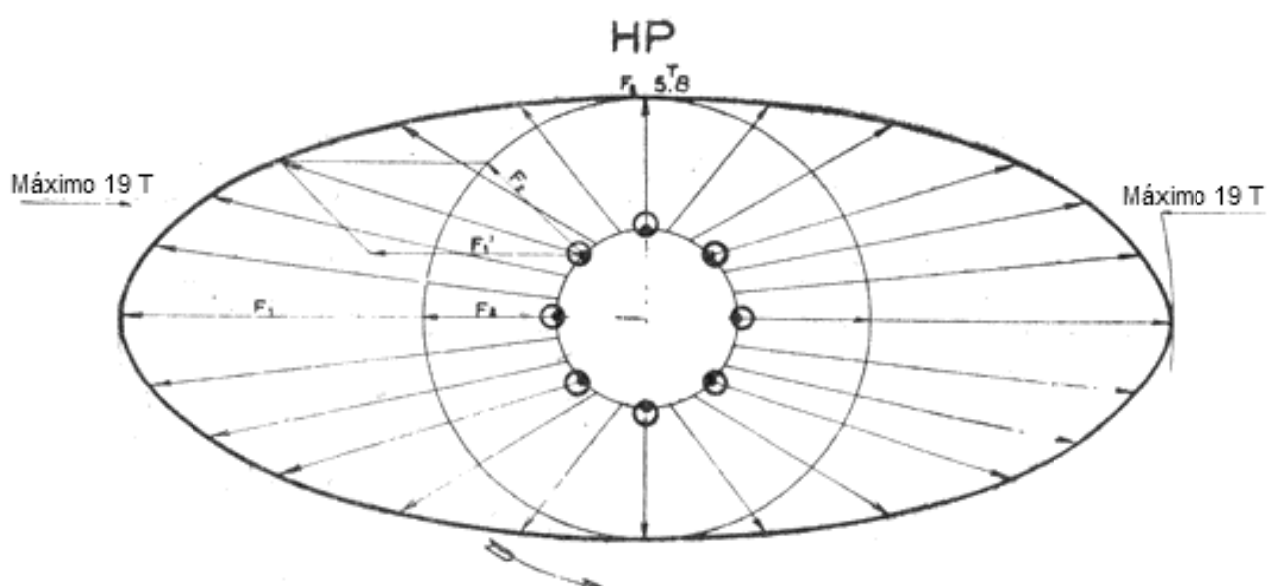
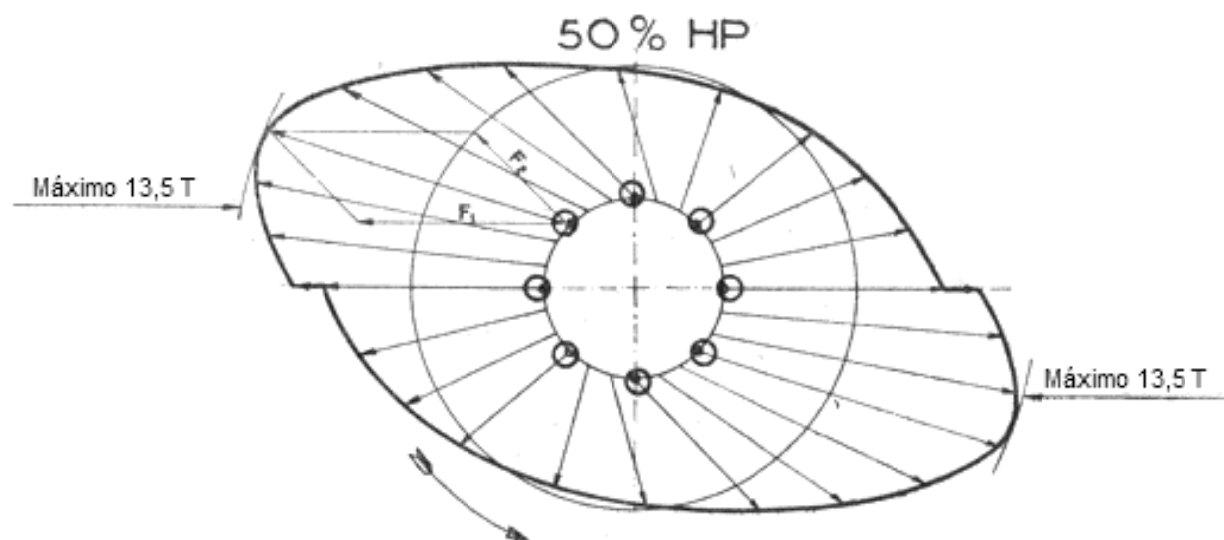
Realmente, la experiencia pone de manifiesto que los recalentamientos deben temerse tanto más cuando las velocidades sean mayores, es decir, las fuerzas de inercia se vuelven más importantes.

El estudio preciso de las acciones combinadas de estas fuerzas de inercia y del vapor sobre los pies de biela, y luego sobre las cajas de los ejes, pone de manifiesto, precisamente, que el método de marcha dista mucho de ser indiferente respecto de la intensidad de estas acciones, y como consecuencia de las tendencias a los recalentamientos; pero no en el sentido que se cree generalmente.

La figura 480 muestra lo que es en el caso más crítico, a una velocidad de 120 km/h para una locomotora Pacific, que trabaja con una potencia normal para esta velocidad, de 1.300 HP en sus cilindros. Se ve que los esfuerzos que someten al metal blanco de los cojinetes son mucho mayores en el caso del regulador totalmente abierto y con 16 kg/cm^2 en las capillas de vapor y en las muescas 30 AP y 43 BP, que laminando a $7,8 \text{ kg/cm}^2$ y yendo en las muescas más elevadas, entonces, necesarias de 50 AP y 63 BP.



F1: Acción del vapor y de las fuerzas de inercia longitudinales
F2: Fuerza centrífuga



F1: Acción de las fuerzas de inercia longitudinales solamente.

Fig. 480 –Acciones combinadas de las fuerzas de inercia y del vapor sobre los pies de biela AP y BP. Esfuerzos resultantes y distribución de juegos para la velocidad de 120 km/h y la misma potencia indicada de 1300 CV. 1º 16 kg/cm² 30% CV - 43% BP; 2º 7,8 kg/cm² 50% CV - 63% BP; 3º Regulador cerrado.

Estos esfuerzos caen así de un máximo de 13,5 t a 8 t en los de AP y de 16,5 t a 11 t en los de BP.

En cuanto a los trabajos de fricción que determinan el recalentamiento, y que son función de las superficies en contacto, son también mayores cuando se lamina en el regulador que cuando se lleva totalmente abierto.

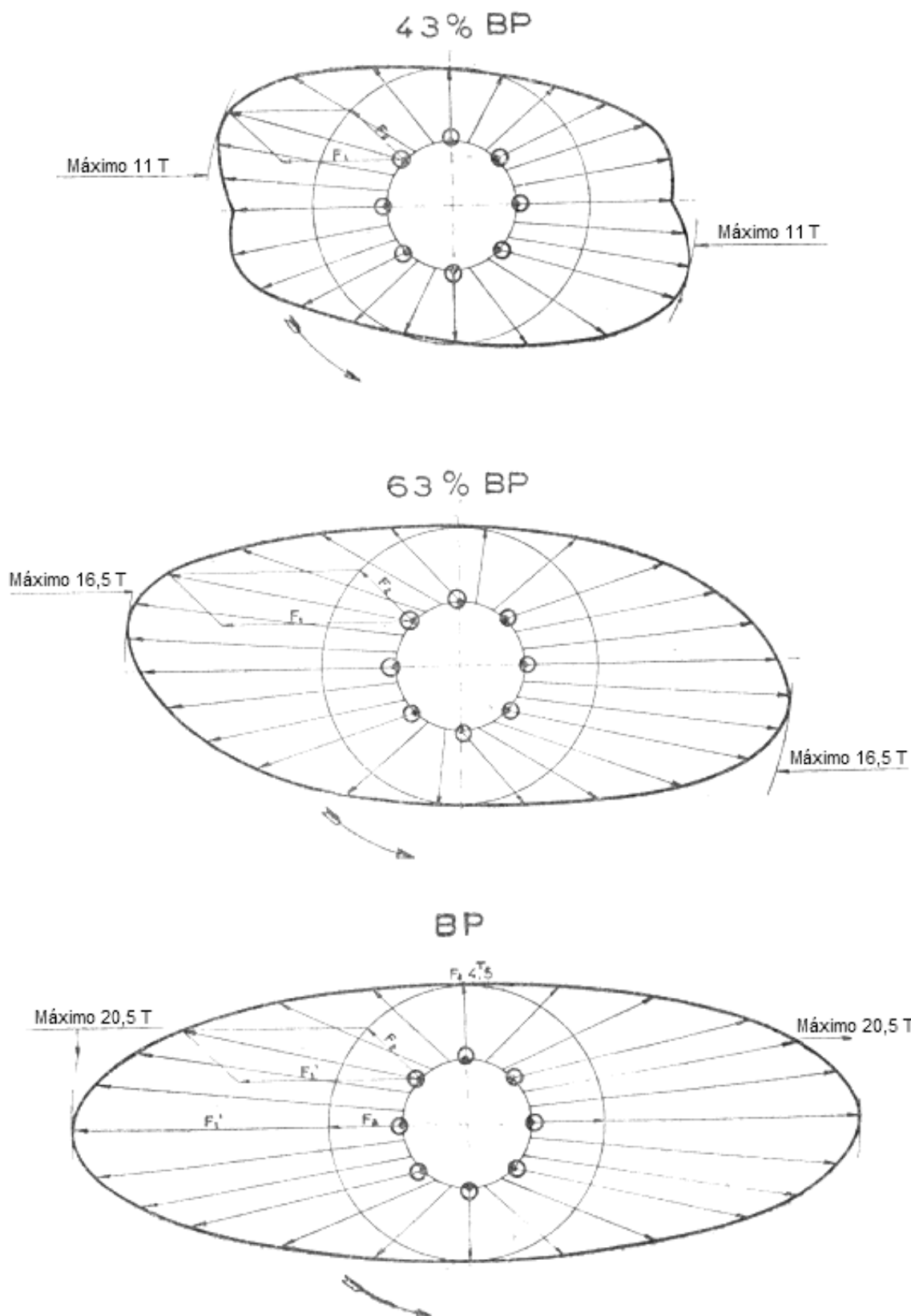
Pero es a regulador cerrado que se alcanzan los máximos con 19 t en los de AP y 20,5 t en los de BP. Esta última marcha es pues la más desfavorable de todas, como lo ha constatado un buen número de maquinistas.

La figura 455 muestra, al mismo tiempo, en estos distintos casos, cómo actúan los juegos entre los cojinetes de pies de bielas respecto de sus pivotes durante una vuelta de rueda.

Los esfuerzos sobre las cajas de los ejes, que derivan de los precedentes, varían a su vez en el mismo sentido aunque con variaciones un poco menores, fruto de su combinación con los esfuerzos constantes debidos al peso suspendido de la máquina.

Los diagramas c-5, d-4, d-5, e-4 y e-5 (fig. 479) tienen, en la esquina superior izquierda, una zona cubierta con trazos, poco visible dada la pequeña escala de los dibujos, que pone de manifiesto que el pistón comprime el vapor hasta una presión superior a la de la capilla de distribución. La apertura anticipada de la admisión limita esta compresión, dejando al vapor rechazado salir del cilindro y dirigirse a la capilla de distribución, pero no sin causar pérdidas de trabajo: las zonas rayadas representan un trabajo resistente o negativo, que debe deducirse del resto del diagrama.

Los diagramas d-5, e-2, e-3, e-4, e-5 muestran además una zona cubierta con trazos, sobre la derecha; es otro trabajo resistente que debe deducirse: esta zona muestra que la presión del vapor, al final de la expansión o al principio del avance al escape, no sobrepasa mucho la de la atmósfera. El pistón que sigue su movimiento durante el avance al escape, y sucede que el cilindro, en vez de contener un exceso de vapor, aspira de la columna de escape; como esta aspiración se hace por aberturas estrechas, hay laminado., y la presión en el cilindro baja por debajo de la presión atmosférica: es lo que se ve claramente sobre el diagrama d-5, dibujado a mayor escala (fig. 481).



No sería necesario, no obstante, detenerse sobre el efecto perjudicial de los “rulos”, que tienen sobre todo el defecto de verse, mientras que otros diagramas, que parecen correctos, pueden presentar peores imperfecciones. Es en particular el caso de todos aquellos dónde la compresión es insuficiente (diagrama 3, fig. 482) y dónde la expansión se corta (diag. 5) cuyas superficies rayadas, también se pierden para el trabajo del vapor. Sólo vinculando la superficie neta del diagrama con la cantidad de vapor realmente introducido en el cilindro, nos permitirá determinar en cada caso el consumo de vapor por unidad de trabajo producida, con lo que se podrá finalmente tener una idea exacta del grado de perfección de tal o cual diagrama.

Si los diagramas (2) y (4), con rulos, de la figura 482, dan así lugar a adiciones respectivas de consumo de 5 y de 4 milésimas, con relación al diagrama perfecto (1), los diagramas sin rulos (3) y (5), aparentemente satisfactorios, dan lugar a aumentos de consumo superiores a 29 milésimas (compresión) y de 5 milésimos (expansión cortada) respectiva.

La velocidad de las locomotoras varía mucho, y esta variación modifica aún el trabajo del vapor. Si se dejan el regulador y el cambio de marcha en una posición determinada, cuando la velocidad aumenta, el vapor atraviesa cada vez más rápidamente los distintos pasos colocados sobre su carrera; las laminaciones o caídas de presión aumentan. Estos laminados se producen sucesivamente a la salida de la caldera por el regulador, en los tubos, en la admisión al cilindro por la lumbrera que abre la corredera, y por fin al escape: la presión cae cada vez más hacia el final de la admisión en el cilindro. Por el contrario, la contrapresión aumenta durante el escape y durante la compresión.

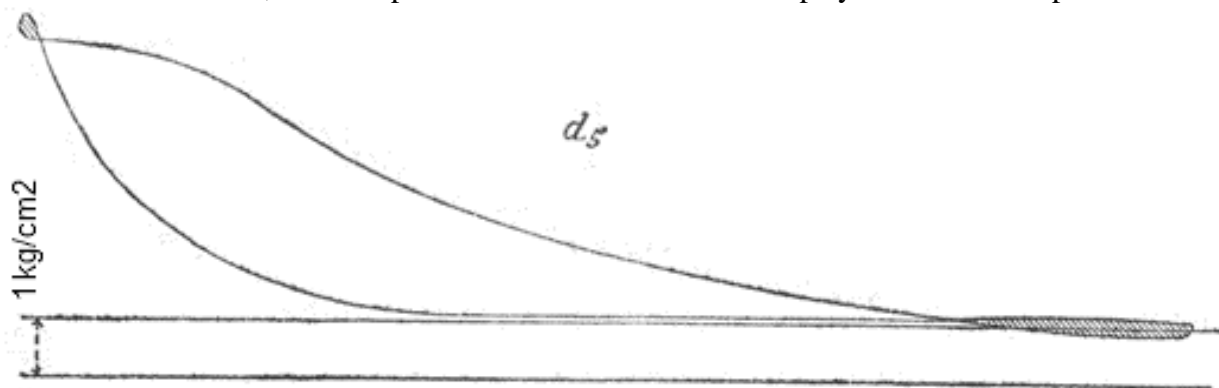


Fig. 481 – Diagrama con trabajo resistente en sus dos extremos.

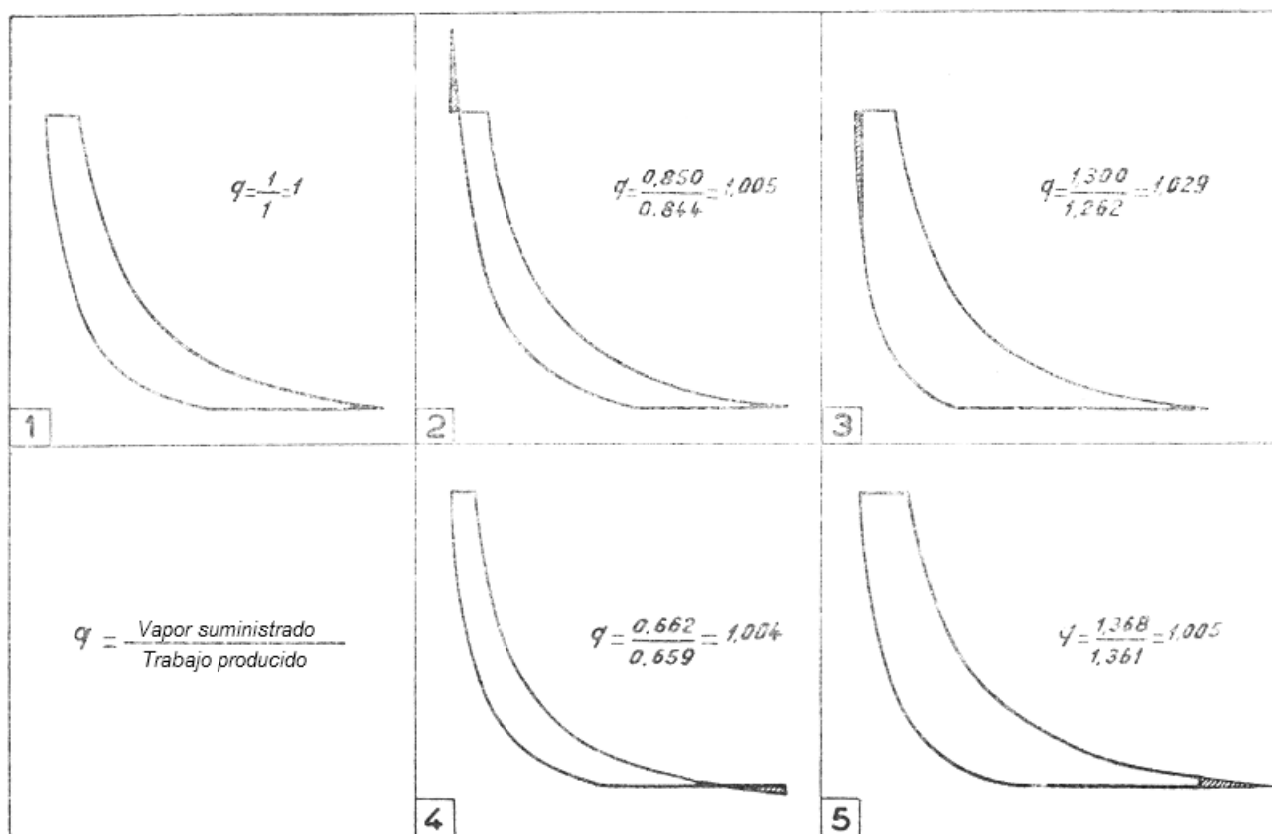


Fig. 482 – Influencia de los rulos de los diagramas sobre el rendimiento.

Todas estas acciones, excepto la del avance al escape, reducen el trabajo del vapor por golpe de pistón, disminuyendo el esfuerzo motriz en la carrera de ida y aumentando la resistencia a la vuelta: la superficie del diagrama se contrae cada vez más. La figura 483 representa dos diagramas (que corresponden a los números b-1 y d-2 de la figura 479) para una serie creciente de velocidades.

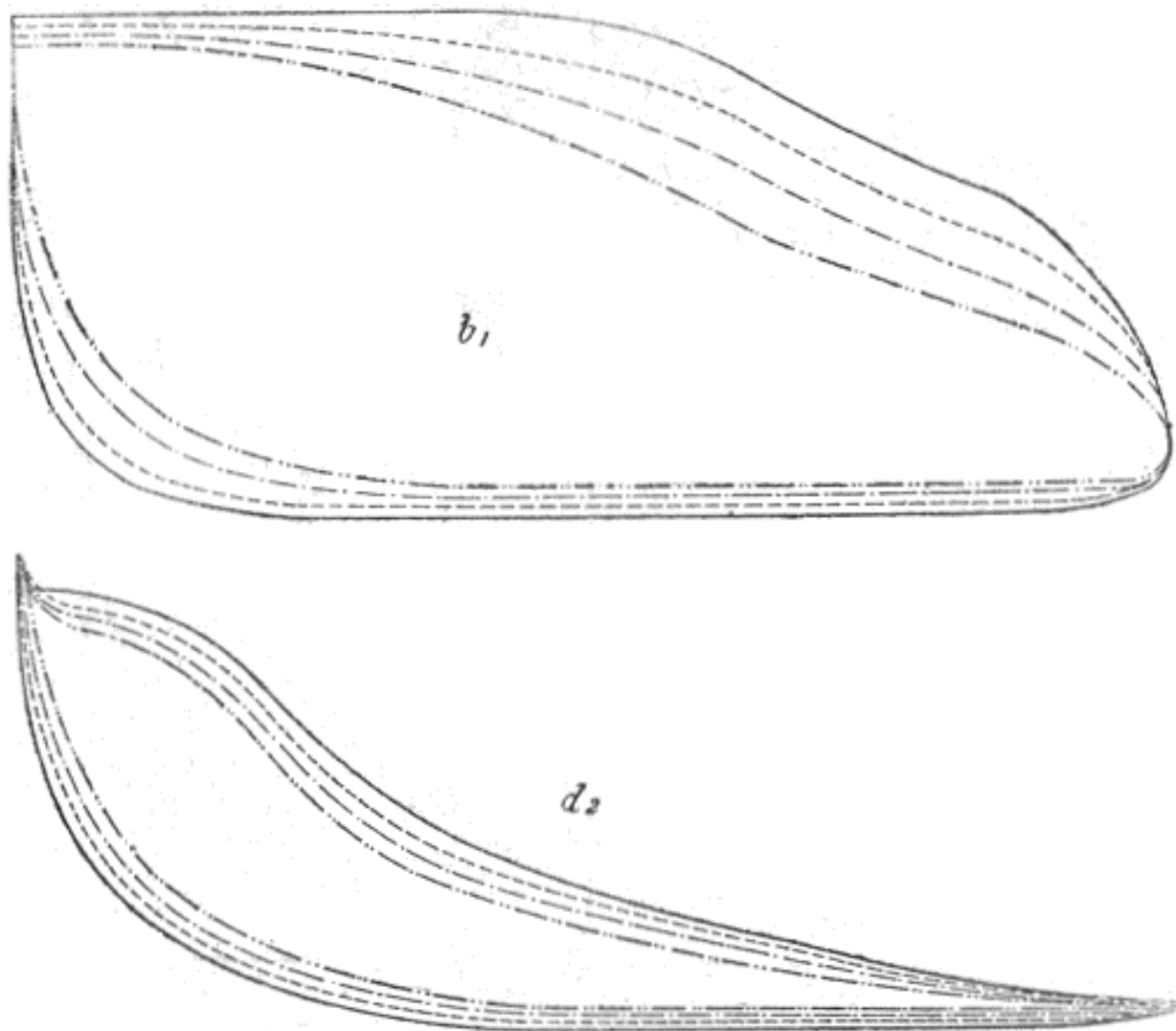


Fig. 483 – Diagramas a diversas velocidades.

Así pues, a velocidades diferentes, las mismas posiciones del regulador y el cambio de marcha no dan el mismo trabajo por golpe de pistón.

Esta disminución de la superficie (de los diagramas), cuando la velocidad aumenta, implica una reducción del esfuerzo de tracción tanto mayor cuanto menores son las dimensiones del circuito de vapor. Esta reducción puede así reducir el esfuerzo a la mitad de su valor a velocidad nula, a 5 vueltas de ruedas por segundo o sea a 113 km/h para ruedas de 2 m. Se acentúa también tanto más cuando la posición del cambio es mayor, si bien existe una posición dada más allá de la cual una prolongación de la marcha no produce mayores esfuerzos; existe así para cada locomotora y para cada velocidad una muesca que llamamos por otra parte “máximo óptimo”, más allá del cual la potencia no cree ya, sino dónde, por el contrario, el consumo sigue aumentando.

Para las locomotoras antiguas de simple expansión, esta muesca fue encontrada por Desdouits alrededor de 20 al 25%. Sobre nuestras compound ordinarias, se coloca hacia 50 al 60%; por fin sobre las recientes máquinas, con amplios conductos de vapor ((sección de las luces/sección de los cilindros) = 1/5 en vez de 1/10) se retrocede más allá del fin de carrera. En cuanto a la reducción del esfuerzo con la velocidad se reduce, según la muesca y según las locomotoras, de 2/3 a 4/5 con relación a la anterior.

95. Puesta en marcha. —Para que una locomotora se ponga en marcha, no basta que el vapor acceda a los pistones cuando se abre el regulador; es necesario que la fuerza que tiende a hacer girar al eje, supere las resistencias que se oponen al movimiento. Al considerar en primer lugar uno sólo de los cilindros, se ve que la locomotora puede detenerse en una posición tal que la corredera abre una de las lumbreras de este cilindro; al contrario, las dos lumbreras de admisión pueden estar cubiertas.

Si OM₆ (fig. 484) y OM₂, y OM'₆ y OM'₂ son las posiciones de la manivela motriz cuando la corredera comienza a abrir o termina de cerrar una lumbrera de admisión, el vapor no entra en el cilindro cuando la manivela se detiene entre OM₂ y OM'₆ o entre OM'₂ y OM₆; cuando se encuentra detenida entre OM'₆ y OM'₁ o entre OM₆ y OM₁, es decir, en las posiciones de admisión anticipada, el vapor presiona al pistón, pero tendería a dar al eje una rotación contraria a aquélla que se quiere producir; el esfuerzo que resulta es muy pequeño ya que, obviamente, la manivela está muy cerca del punto muerto.

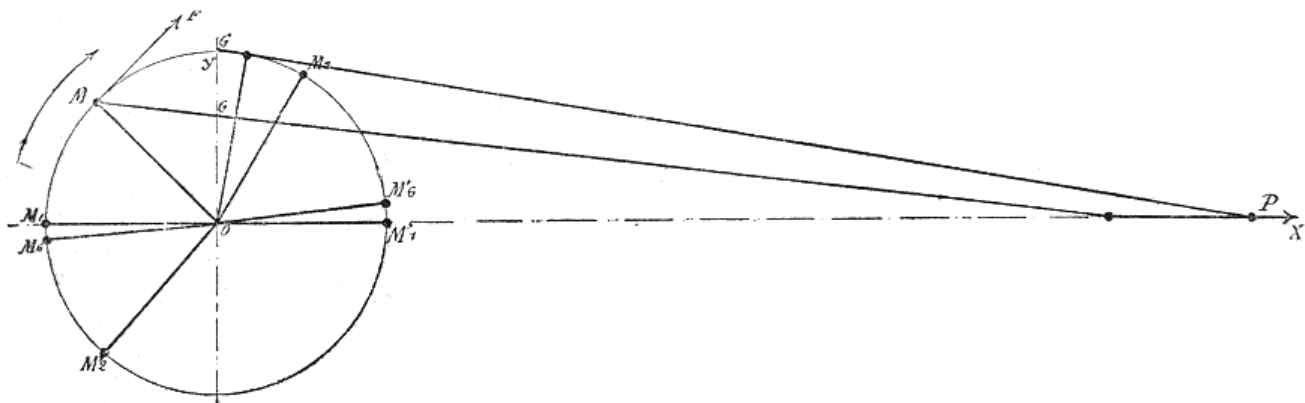


Fig. 484 – Estudio del arranque; esfuerzo tangencial producido por un pistón.

Si la manivela se detiene en una posición como OM, la fuerza recibida por la cabeza de la biela es igual al producto de la presión efectiva en kg/cm^2 por el sobre cara útil del pistón en cm^2 . A la extremidad de la manivela, la fuerza correspondiente, representada sobre la figura por el vector MF, se obtiene por la siguiente forma: se miden OG y OM, siendo G el punto donde el eje de la biela motriz corta la perpendicular OY al eje del cilindro, OX; se multiplica la fuerza sobre el pistón por la relación de la longitud OG a OM. A este esfuerzo se añade el que da el segundo pistón.

Cuando la manivela está cerca del punto muerto, OG es pequeño, y la fuerza MF es escasa. Crece a medida que la manivela se aleja del punto muerto; toma el mayor valor cuando la manivela está perpendicular a la biela, y es entonces tangente al círculo descrito por el centro de la manivela: luego disminuye para cancelarse cuando el pistón no está presionado por el vapor.

Se determina así mismo el esfuerzo motriz que se produce cuando la manivela se detiene entre OM_1 y OM_2 : el vapor presiona la otra cara del pistón, la cara anterior.

Si llamamos r al radio OM de la manivela, y R al radio de la rueda motriz, el esfuerzo de tracción ejercido por la máquina es igual a la suma de dos fuerzas MF, reducida en la relación de r a $R^{(1)}$.

El esfuerzo total toma su menor valor cuando una de las manivelas supera ligeramente la posición donde la corredera interrumpe la admisión, OM_2 u OM'_2 : un único cilindro es motriz y su manivela no está aún muy distante del punto muerto. En estas posiciones, las locomotoras, si tienen una carga un poco pesada que poner en movimiento no pueden arrancar. Se cambia el sentido de la marcha: el cilindro que mueve la manivela en OM_2 u OM'_2 recibe vapor para la marcha atrás, y es posible que el cilindro de la otra manivela reciba lo mismo. No obstante puede suceder que no sea así, de modo que no se esté mejor situado para la marcha atrás que para la marcha adelante: es cierto que si el esfuerzo de tracción para producir es considerable, el empuje, que no actúa simultáneamente sobre todo el tren, exige un esfuerzo menor.

Para que estas dificultades se produzcan raramente, es necesario que las zonas como $OM_2 - OM'_1$ y $OM'_2 - OM_1$ sean limitadas, es decir los períodos de admisión, correspondiendo a los arcos OM_1-OM_2 , $OM'_1 - OM'_2$ sean largos: esta es la razón por la que se pone el cambio de marcha a fondo de carrera para el arranque; las mejores distribuciones de locomotoras, desde este punto de vista, son las que dan los mayores períodos de admisión.

1. Esta norma permite calcular el esfuerzo de tracción para cada posición del mecanismo, mientras que aquella indicada en el § 76 da solamente el valor medio de este esfuerzo durante una vuelta de ruedas.

96. Marcha a regulador cerrado. — Cuando se cierra el regulador, se pone el cambio de marcha a fondo de carrera, para evitar una resistencia excesiva y el desgaste de las correderas y cilindros. Ya sea que el regulador esté abierto o cerrado, cuando la locomotora se mueve, la corredera se mueve de la misma forma, abriendo y cerrando las lumbreras del lado de la capilla de vapor y del lado del escape en los mismos tiempos, es decir, cuando el pistón pasa por las mismas posiciones.

Sean $T_1, T_2, T_3, T_4, T_5, T_6$, (fig. 481), las posiciones del centro de la excéntrica, al comienzo de las seis fases de la distribución sobre la cara posterior del pistón; $OM_1, OM_2, OM_3, OM_4, OM_5, OM_6$, las posiciones correspondientes de la manivela motriz, y 1, 2, 3, 4, 5, 6, las del pistón.

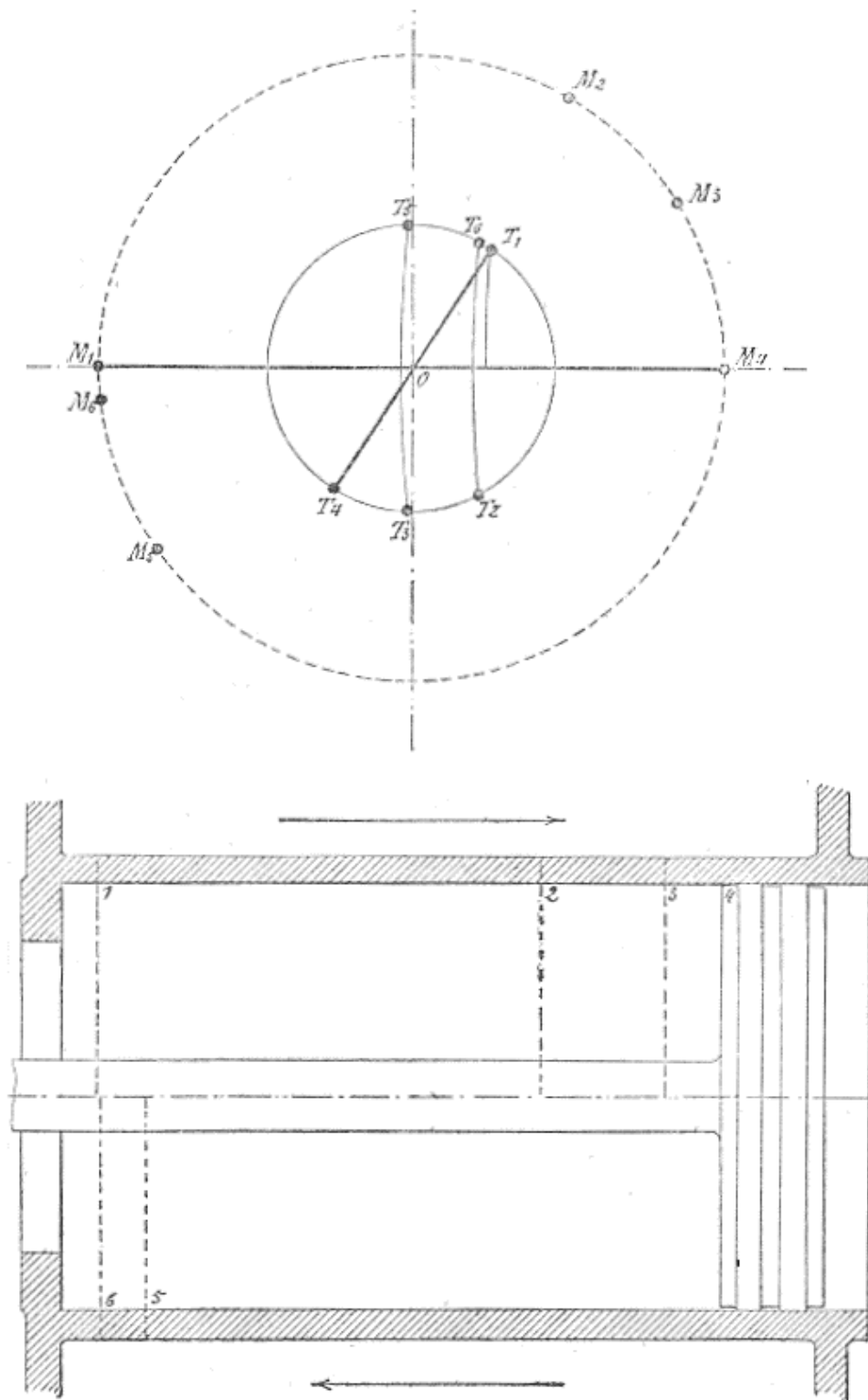


Fig. 485 – Posiciones correlativas del centro de la excéntrica, la manivela motriz y el pistón, para el estudio de la marcha a regulador cerrado.

Durante el recorrido 1 – 2 del pistón, la parte trasera del cilindro comunica con la capilla de vapor y el pistón ejerce una aspiración en esta capilla, donde el vapor no llega ya, dado que se cerró el regulador. La corredera, levantándose un poco, puede entonces dejar penetrar en el cilindro gases tomados desde el escape, en la caja de humo. Esto en las locomotoras provistas de correderas planas.

Durante el recorrido 2 – 3, no está comunicado ni con la capilla de vapor ni con el escape; los gases que contiene se dilatan, como consecuencia del aumento del volumen que ocupan. Cuando el pistón llega a 3, la comunicación con el escape se abre: es entonces sobre todo que pueden entrar en el cilindro el humo y los gases calientes aspirados desde la caja de humo.

Durante el retorno del pistón de 4 a 5, rechaza por el escape al aire y los gases: luego, durante el recorrido 5 – 6, comprime y, por fin, estos gases comprimidos se escapan a la capilla de vapor, en cuanto la lumbrera se abre, en 6, o incluso antes, levantando la corredera. Cuando se comprimen gases, se calientan; aquí los gases están ya calientes, puesto que se toman de la caja de humo; la compresión elevará aún más su temperatura; estos gases muy calientes queman las materias de engrase y se corre el riesgo de deteriorar las superficies lapidadas del cilindro. Además, por una parte el enrarecimiento de los gases, y por otra parte su compresión, ejercen una resistencia que retrasa o incluso detiene la locomotora.

Los mismos efectos se producen sobre la cara anterior del pistón. Son menos enérgicos, y los períodos de expansión y compresión son más cortos, lo que tiene lugar cuando el cambio de marcha está a fondo de carrera: la aspiración de gases calientes de la caja a humo (molesta para la conservación de los cilindros), y las resistencias a la marcha de la máquina son entonces lo más reducidas posible.

Es sobre todo durante la marcha prolongada con el regulador cerrado, sobre las largas bajadas, que es útil lubricar correderas y pistones. Se reduce el desgaste de estos órganos abriendo entonces ligeramente el grifo de inyección de agua y vapor en el escape, dispuesto para la marcha a contravapor: los gases de la caja de humo no entran ya en el cilindro: son sustituidos por el vapor húmedo.

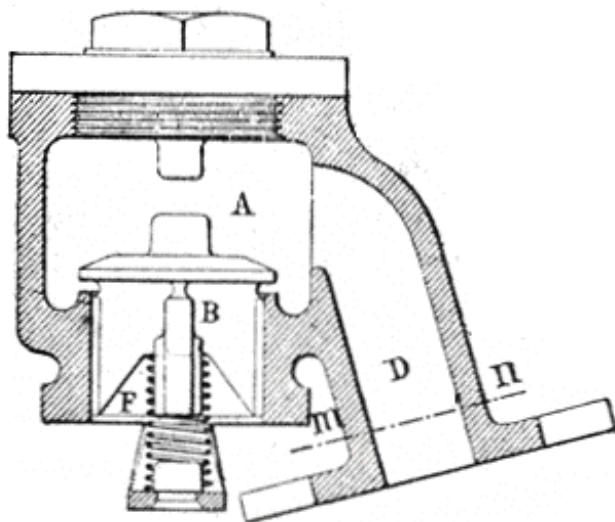


Fig. 486 – Válvula de ingreso de aire utilizada por Ricour sobre sus locomotoras con correderas cilíndricas (1884).

Una *válvula de ingreso de aire* (fig. 486) montada sobre la capilla de vapor, se abre del exterior al interior cuando el pistón aspira, durante el período correspondiendo a la admisión: esta válvula impide el enrarecimiento del aire y la resistencia que resulta; el aire es rechazado a continuación por el conducto de escape durante el retorno del pistón; el cilindro se preserva del contacto de los gases calientes de la caja de humo. Con las correderas cilíndricas, la válvula de ingreso de aire se vuelve indispensable, porque los pistones que componen la corredera cilíndrica no dejan pasar más los gases, levantándose como una corredera plana. Resultaría, para una locomotora con correderas cilíndricas, no provista de estas válvulas, una gran resistencia, cuando se cierra el regulador, como consecuencia del enrarecimiento del aire en el cilindro.

La figura 487 muestra a las válvulas de ingreso de aire que, en número de 3, se montan sobre el depósito intermedio de las locomotoras 141 P. La figura 488 muestra una válvula Robinson, con espiga para cierre en caso de avería, de uso generalizado en el país.

El by-pass fue utilizado por primera vez sobre locomotoras con recalentamiento por Garbe, con el fin de evitar alargar la marcha con regulador cerrado, ya que se temía que la corredera se engranara sobre los extremos de su recorrido estando más frías las camisas. Aunque la experiencia haya puesto de manifiesto que este peligro no debía realmente temerse, el by-pass conserva su interés para evitar los ingresos de aire fresco en los cilindros de las máquinas con alto recalentamiento, y por lo tanto la combustión del aceite que encuentra así el oxígeno que le es necesario, y puede encenderse en contacto con las paredes a altas temperaturas.

En lugar de válvulas esclusas, utilizadas originalmente, y a las que se acusó de falta de estanqueidad, se emplearon disposiciones de válvulas como las del P.L.M. (fig. 490) que consta de dos válvulas automáticas doble asiento. Se fija un tubo en el alojamiento de la corredera cilíndrica con ayuda de 6 espárragos, de los cuales sólo un único es visible en la figura: comunica por una parte con la parte central de este alojamiento, que recibe el vapor de admisión, y, por otra parte, con las dos lumbreras que lo rodean.

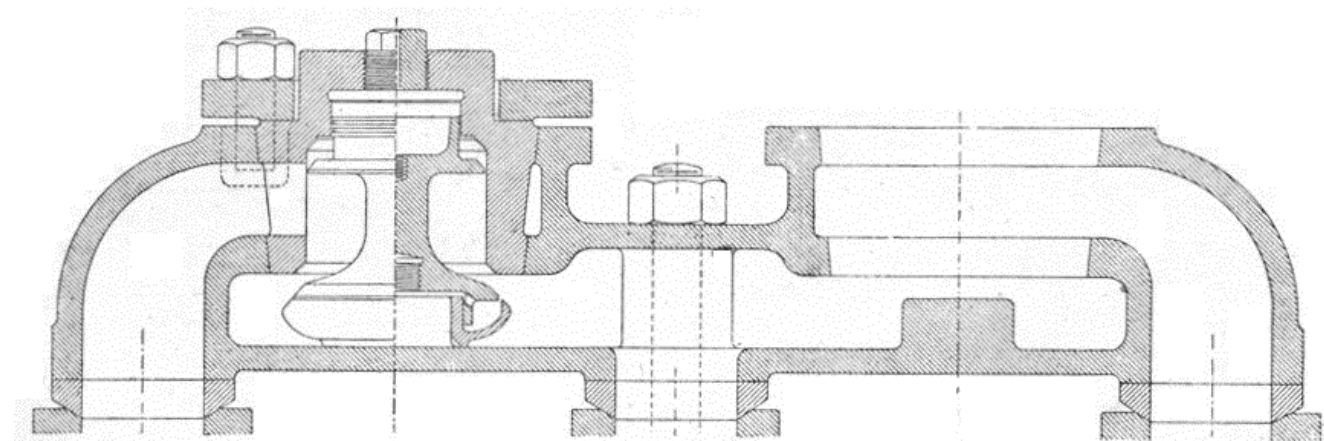


Fig. 490 – By-pass automático P.L.M. Esta pieza comunica los dos extremos del cilindro, cuando el regulador está cerrado. El vapor de admisión penetra en el centro. La válvula y su asiento no están mostrados sobre la parte derecha de la figura.

El dibujo muestra, en su parte izquierda, una válvula en la posición de apertura, la parte que lleva los asientos de esta válvula, un tapón roscado y agujereado, en su parte superior, y la brida de sujeción de esta pieza, con uno de sus cuatro pasadores de fijación.

El vapor, admitido en la parte central cuando el regulador está abierto, levanta la válvula y la apoya contra sus asientos: la comunicación se cierra, y el cierre contra el asiento superior impide una fuga por el agujero del tapón, y que mantiene la presión atmosférica sobre la parte superior de la válvula.

En las últimas aplicaciones, la válvula se ha modificado (fig. 491): ya no se guía en su parte superior, en el asiento cuya parte horizontal se suprimió, lo que da una longitud suficiente, para esta única guía; en la parte inferior, una almohadilla más simple sirve de apoyo a la válvula abierta.

Este dispositivo se monta, en particular, sobre los cilindros AP de las locomotoras 141 P. Se había utilizado anteriormente sobre los mismos cilindros de las primeras locomotoras Pacific a válvulas del P.O.

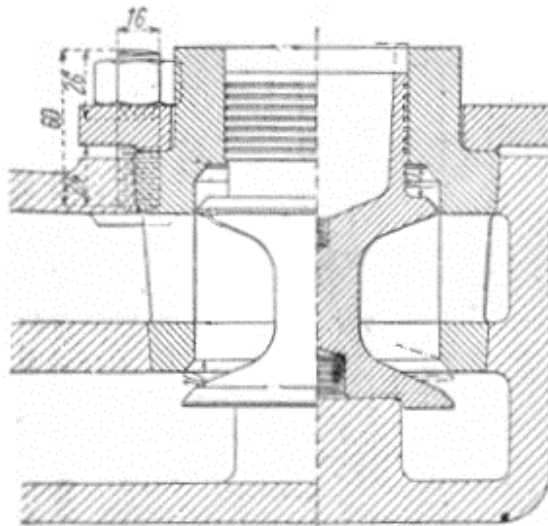


Fig. 491 – By-pass P.L.M.: nueva forma de las válvulas automáticas; la válvula está representada abierta.

En consecuencia, y como es normal hacerlo sobre las máquinas provistas de tales distribuciones, el by-pass se obtiene mediante las propias válvulas, que se mantienen levantadas actuando sobre un dedo especial que apoya en el dorso del balancín (fig. 458). Se levantan así las válvulas de escape de los cilindros AP y las válvulas de admisión de los cilindros BP, para evitar las aspiraciones de la caja de humo.

No obstante, como se recomienda para la buena conservación de los elementos calentadores y para favorecer el engrase de los aros, dejar un chorro de vapor barrer los cilindros durante la marcha con el regulador cerrado, la experiencia muestra que el by-pass se vuelve inútil sobre las compound, la ligera presión de vapor necesaria (1 a 2 kg/cm^2) es entonces suficiente para neutralizar los esfuerzos negativos que impiden a la máquina “correr”.

Por el contrario, el by-pass sigue siendo necesario para los cilindros BP, debido a su gran volumen. La figura 492 muestra así una nueva disposición, que abre una gran sección, utilizada sobre los cilindros BP de la locomotora 242 A 1 transformada del Ouest.

Otro aspecto de la cuestión queda, por fin, por considerar.

Si la acción del by-pass parece extremadamente interesante, puesto que puede llevar a la resistencia al movimiento de una locomotora sólo a ser de poco superior a la del material remolcado, el interés a menudo se limita en la práctica:

1° porque la pendiente de las bajadas un poco fuertes requiere generalmente la intervención de los frenos;

2° porque no se aprovecha siempre la posibilidad ofrecida de proceder antes al cierre del regulador, la mayor velocidad obtenida antes de la parada, debe incluso ser neutralizada por una acción más enérgica de los frenos.

Explicamos, por otra parte, que a regulador cerrado y alta velocidad, se originaban los mayores esfuerzos en los cojinetes de bielas y cajas de ejes. Ahora bien, el by-pass deja desarrollar casi íntegramente estos esfuerzos, mientras que una marcha con el cambio más cercano al centro restablece una determinada compresión puede llegar a reducirlos significativamente.

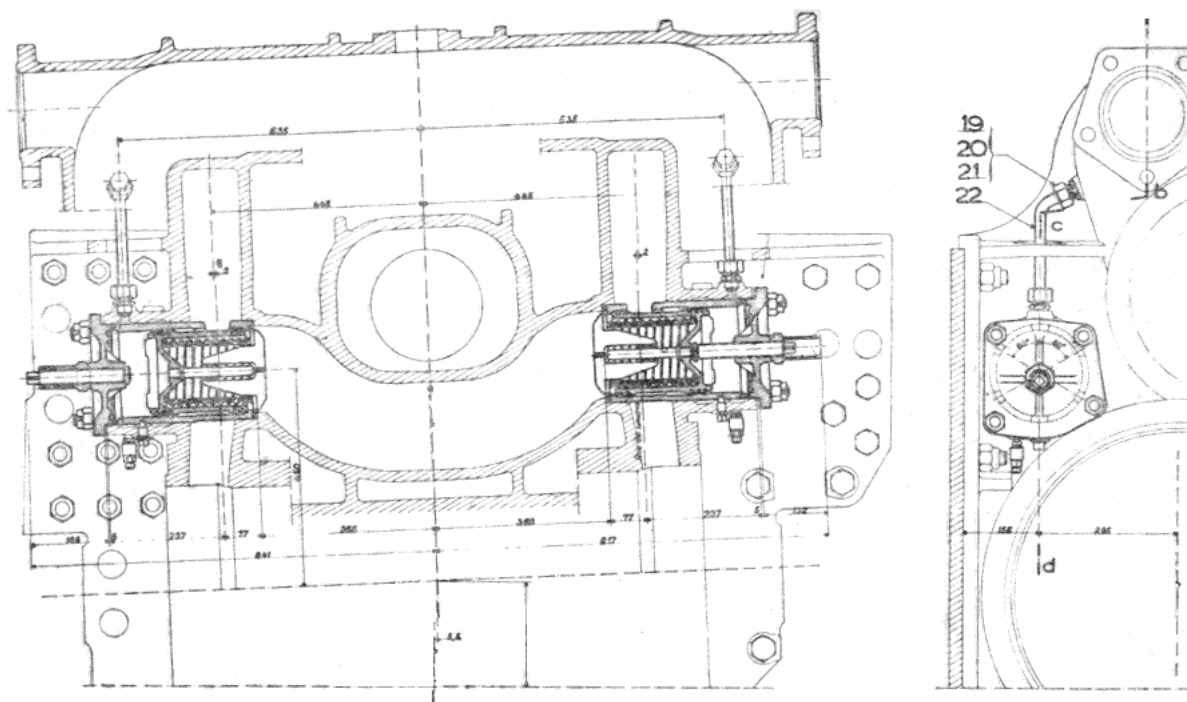


Fig. 492 – By-pass accionado por el vapor de los cilindros BP de la locomotora 242 A1 transformada del Ouest. Posición cerrada.

La cuestión es, pues, compleja, y el mantenimiento en los cilindros de una determinada resistencia al desplazamiento del pistón puede, en algunos casos, ser útil cuando se va a gran velocidad con el regulador cerrado. Con esta perspectiva no se ha previsto, sobre las locomotoras futuras de gran potencia del S.N.C.F., ningún dispositivo especial de by-pass en el cilindro AP, pero sí de válvulas de ingreso de aire a los cilindros BP, válvulas que parecen compatibles, en ese caso, con la temperatura más baja que reina normalmente en tales cilindros.

97. Locomotoras a vapor compound. — En las máquinas con un cilindro único, máquinas llamadas monocilíndricas, o con varios cilindros que trabajan del mismo modo, el vapor pasa de la caldera al cilindro, y luego escapa a la atmósfera (o a un condensador). La máquina compound, al contrario, tiene dos cilindros recorridos sucesivamente por el vapor y separados por el tanque intermedio: un cilindro de alta presión (llamado a menudo cilindro pequeño), y un cilindro a baja presión (llamado cilindro grande). El vapor de la caldera entra en el primer cilindro y trabaja a plena presión, luego por expansión; se escapa a continuación al tanque intermedio, de ahí penetra en el segundo cilindro para trabajar a plena presión y por expansión, y por fin escapa a la atmósfera o a un condensador.

Una compound consta así de dos máquinas: la segunda, formada por el cilindro de baja presión, no difiere de una máquina monocilíndrica, salvo en que el vapor, en vez de proporcionarse directamente por una caldera, se toma del tanque donde su presión es menor. En cuanto a la primera máquina, es caracterizada por la presión del tanque donde se produce el escape.

Estas dos partes de la máquina compound tienen entre ellas algunas relaciones necesarias, puesto que es el mismo vapor que los cruza sucesivamente: durante un mismo tiempo, reciben cada una el mismo peso de vapor, con el agua condensada que pueda contener.

Si los dos cilindros, como siempre, atacan el mismo árbol y si la marcha es uniforme, esta igualdad de los pesos de vapor recibidos por cada uno de los dos cilindros existe para cada vuelta del árbol; el peso de vapor admitido en el pequeño cilindro sobre cada una de las caras del pistón, es igual al peso que se escapa de este cilindro, durante un recorrido de ida y vuelta, es el mismo que el peso que entra en el cilindro grande durante un recorrido de ida y vuelta de su pistón. Si la distribución es idéntica para las dos caras de los pistones, y con tal que la capacidad del tanque no sea demasiado pequeña, hay igualdad entre las admisiones sobre las caras anterior y posterior, y, por lo tanto, entre los cuatro pesos de vapor admitidos en los dos cilindros para una vuelta.

La presión del vapor en el tanque intermedio debe siempre ser un poco menor que la del cilindro pequeño; es un poco mayor todavía que en el cilindro grande, puesto que el vapor debe pasar del cilindro pequeño al tanque y del tanque al cilindro grande. Esta observación permite darse cuenta de la duración que debe tener el período de admisión en el cilindro grande, y muestra porqué hay un cilindro pequeño y uno grande. El vapor sale del primer cilindro y su presión se reduce un poco; el mismo peso de vapor sale del tanque para entrar en el segundo cilindro; si ninguna condensación se produce, el volumen de este vapor aumenta cuando la presión baja. En un tanque bien instalado, el vapor no se condensa; sin embargo en los cilindros, una determinada condensación se produce en la admisión en el cilindro grande; pero una condensación se había producido así mismo en la admisión en el cilindro pequeño, y el agua condensada se vaporizó de nuevo durante el escape de este cilindro. Los dos efectos se compensan mutuamente: por eso el volumen abierto a la admisión en el cilindro grande debe siempre ser un poco mayor que el volumen abierto al escape en el cilindro pequeño, volumen aproximadamente igual al volumen mismo de este cilindro; el avance al escape y la compresión actúan en sentidos opuestos: de ahí la norma muy simple: el volumen de admisión en el cilindro grande será aproximadamente igual al volumen del cilindro pequeño.

Una vez admitido en el cilindro grande, el vapor se debe allí expandir, para duplicar o triplicar el volumen admitido, lo que da al cilindro grande de dos o tres veces el volumen del pequeño. Aumentando el período de admisión en el cilindro grande, se reduce la presión en el tanque intermedio, y se disminuye el trabajo del vapor sobre el pistón grande; el trabajo sobre el pistón pequeño aumenta al contrario, como consecuencia del descenso de la presión resistente del tanque.

Al comparar una máquina compound con una monocilíndrica, se ve que la compound, para cada giro de 180° , toma un determinado volumen de vapor de la caldera, y deja escapar fuera un volumen de vapor expandido hasta llenar aproximadamente la capacidad total del cilindro grande. Si se introduce directamente el mismo volumen de vapor tomado de la caldera en una máquina que tiene como único cilindro el cilindro de baja presión de la compound; en el momento del escape, el vapor se habrá expandido en este cilindro único tanto como en el compound. Por la misma expansión del mismo volumen de vapor, se recogerá aproximadamente el mismo trabajo; se puede decir que una máquina compound equivale a una máquina con un cilindro único igual al cilindro a baja presión, abastecida por la misma caldera.

Se ve incluso que las pequeñas caídas de presión inevitables, que se producen en las dos transferencias sucesivas del vapor, disminuyen un poco el trabajo de las compound; sin embargo el consumo es normalmente menor.

Las máquinas compound tienen en efecto varias ventajas especiales.

Los espacios nocivos de los cilindros deben, en cada carrera llenarse con vapor a la presión de admisión, ya sea que este vapor se tome de la caldera o que proceda de la compresión del vapor remanente.

Cuando la presión a la admisión es elevada, se gasta así mucho vapor, o se toma mucho trabajo del pistón. En las compound, por una parte el espacio nocivo, en relación con la caldera en la admisión al cilindro pequeño, es más pequeño que en la máquina equivalente, que tendría para su único cilindro el cilindro grande de la compound; por otra parte, una compresión moderada basta para llenar el espacio nocivo de cada uno de los cilindros con vapor a la presión inicial.

Durante la admisión en el cilindro, una parte del vapor se condensa; el agua así formada se revaporiza durante el escape. Resulta un gasto inútil de vapor. Una máquina monocilíndrica, sin condensación, recibirá, por ejemplo, el vapor a la presión de 15 kg/cm^2 o a la temperatura de 200° ; en el escape, la presión es la de la atmósfera y la temperatura del vapor es 100° . Las paredes del cilindro pues son bañadas por un fluido que pasa alternativamente de 200° a 100° ; por lo tanto, se calientan y se enfrían, lo que produce las condensaciones y las vaporizaciones.

En las compound equivalentes, el vapor entra a 200° en el cilindro pequeño, pero sale a una presión de 4 ó 5 kg/cm^2 es decir, a la temperatura cercana a 155° . En el cilindro grande la temperatura varía de 155 a 100° .

Las divergencias de temperatura en cada cilindro son pues reducidas, lo que parece positivo con miras a disminuir la cantidad de vapor condensado sobre las paredes en la admisión.

Las fuertes presiones causan una fricción considerable de las correderas planas y son causa de desgastes rápidos. Este inconveniente se reduce en las máquinas compound, ya que la fuerza que apoya sobre el espejo a la corredera del cilindro pequeño se debe a la diferencia de la presión en la caldera y en el tanque; sobre la corredera del cilindro grande se tiene solamente la presión del tanque. Con las correderas cilíndricas esta ventaja de las compound se reduce.

Las fugas de vapor alrededor de los pistones y correderas, que existen sin que se las observe, a menos que se vuelvan importantes, se reducen en las compound, como consecuencia de la menor diferencia de presión entre una parte y la otra; además no se pierde completamente el vapor que fuga en torno a los órganos a alta presión.

98. Locomotoras compound. — Desde la aplicación que realizó Mallet, en 1876, el sistema compound se extendió mucho sobre las locomotoras, tanto más que su empleo se justifica cuando la presión en la caldera es más elevada.

La locomotora compound puede tener sólo dos cilindros: el cilindro de alta presión conserva aproximadamente las dimensiones del cilindro de una locomotora ordinaria: el volumen del cilindro de baja presión es unas dos veces y media mayor. Las dos manivelas del eje permanecen caladas en ángulo recto.

Para evitar un cilindro demasiado grande, a menudo difícil de colocar sobre la locomotora, se puede dividir el cilindro de baja presión en dos. El tanque intermedio abastece entonces dos cilindros que tienen cada uno la mitad de la capacidad del único cilindro. A menudo se divide también en dos el cilindro pequeño: se forman a dos grupos de dos cilindros, de los que uno es de alta presión, y otro de baja presión.

El tanque intermedio consta: del conducto de escape del cilindro pequeño, de la capilla de vapor del grande, y a veces de depósitos de distintas capacidades, fundidos con los cilindros: se añade a menudo un tubo que rodea la caja de humo, dónde se vuelve a recalentar. Una válvula de seguridad limita la presión en el tanque.

La distribución usual por corredera conviene a las locomotoras compound, dónde la expansión en cada cilindro es bastante escasa.

Sin embargo, a pesar de las grandes admisiones, un 40% por ejemplo en vez de un 25% en una máquina a simple expansión, admisiones a las cuales corresponden períodos de compresión relativamente cortos, la compresión en los cilindros es a menudo demasiado fuerte, porque el vapor comprimido en el pequeño cilindro es el del tanque intermedio, que ya tiene una elevada presión, mientras que la presión final en el cilindro grande debe limitarse a este mismo valor. Los laminados de vapor exageran aún más estas compresiones a grandes velocidades.

Para evitar las compresiones excesivas, que absorben inútilmente trabajo, se emplean correderas sin recubrimientos interiores o incluso con descubrimientos.

Además a veces se aumentaron los espacios nocivos, montando pistones vaciados sobre las dos caras en cilindros provistos de tapas planas.

En principio, conviene que las distribuciones de los cilindros de alta y de baja presión de una locomotora estén accionadas por mecanismos de maniobra diferentes. No obstante, el deseo de simplificar la construcción y la conducción de las locomotoras hizo conservar un árbol de mando único sobre muchas locomotoras compound de dos cilindros: la distribución es la misma en los dos cilindros, lo que no deja de tener inconvenientes: se puede apenas descender a escasas admisiones, 40, ó 30% en el cilindro pequeño, porque estas admisiones son insuficientes en el grande, que debe siempre ofrecer al vapor un volumen igual, al menos, al del pequeño cilindro. Algunas disposiciones reducen este defecto del árbol de mando único, en particular, dando admisiones diferentes a los cilindros, para una misma posición del cambio de marcha, al menos en la marcha adelante.

Los recientes progresos aportados a las máquinas compound francesas, no obstante, pusieron de manifiesto que los escollos así encontrados se debían sobre todo a una insuficiencia de las secciones de paso a través de las lumbreras de distribución o a una mala proporción de los espacios nocivos.

En realidad, con relaciones de volumen de los cilindros BP a los cilindros AP aproximadamente de 2 a 2,3, se llegó a marchar en excelentes condiciones con muescas iguales en los cilindros AP y BP y, en uno de los últimos tipos establecidos según estos principios (locomotoras 141 P), se pudo ir con un 10% de admisión sin inconvenientes a las mayores velocidades.

Comparadas con las locomotoras a simple expansión equivalentes, las compound dan en general, para el mismo servicio, una economía de combustible de entre 10 y 15 % del consumo; o, con el mismo consumo, son más potentes.

Las economías de carbón exceden, por otra parte, bastante claramente las economías de agua, porque el tiro más suave reduce la cantidad de las carbonillas arrastradas y mejora el comportamiento del fuego.

El mantenimiento y la reparación, sobre todo con cuatro cilindros, cuestan más caro que para las máquinas a simple expansión, por lo menos cuando se trata de máquinas de escasa potencia.

Para las máquinas de gran potencia, la división de los esfuerzos es, al contrario, favorable, y existe un momento a partir del cual el desdoblamiento de los órganos y las muescas de marcha más elevadas de las compound se convierten en una causa de reducción de los gastos de mantenimiento.

99. Locomotoras compound de dos cilindros. — La puesta en marcha de una compound de dos cilindros no se puede hacer como con dos cilindros independientes. En algunas posiciones de las manivelas, el cilindro pequeño no recibe vapor, o sólo ejerce un esfuerzo insuficiente: es necesario entonces introducir directamente vapor en el tanque intermedio, a una presión reducida, para abastecer el cilindro grande. Este cilindro se encuentra colocado, para el arranque, como lo estaría el de una locomotora de dos cilindros de simple expansión: pero la introducción de vapor en el depósito reacciona sobre el primer pistón; penetra por el escape del cilindro pequeño y provoca una contrapresión.

Si el pistón pequeño se detiene en la zona de expansión, no sólo no recibe la acción motriz del vapor de la caldera, sino que también es presionado en sentido negativo por el vapor del depósito. Esta acción debilita el esfuerzo de arranque.

Se evita este inconveniente de distintas maneras. Mallet separó completamente los dos cilindros, abriendo un escape auxiliar al cilindro pequeño (fig. 494). El cilindro grande recibe entonces directamente el vapor de la caldera, convenientemente reducida por laminado a través de un estrecho orificio o en un reductor de presión.

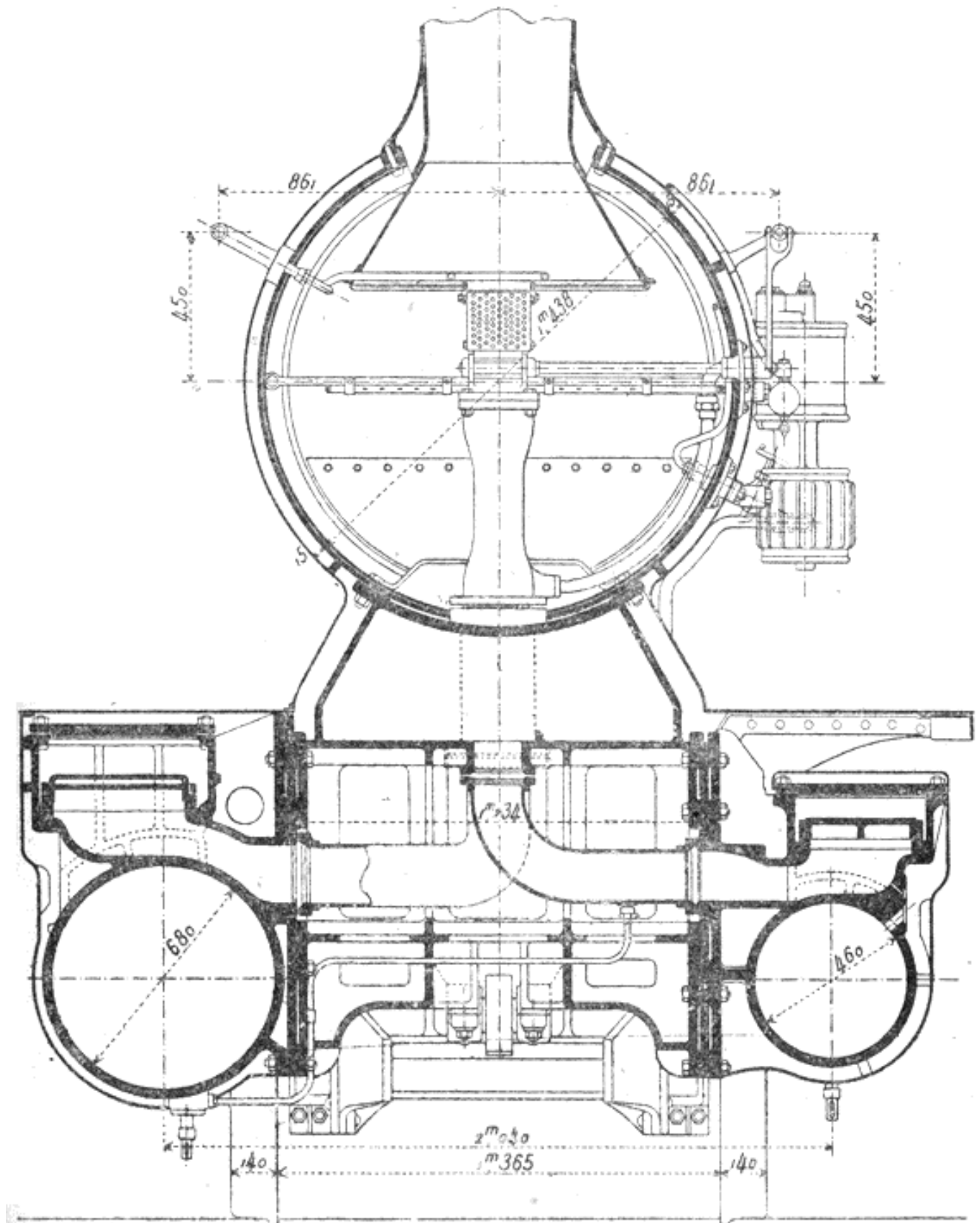


Fig. 493 – Locomotora compound de dos cilindros del État; corte transversal por los cilindros. Cilindros de 460 y 680 x 640 mm⁽¹⁾; ruedas motrices de 1,440 m

1. Esta notación abreviada designa cilindros de 460 y 680 mm. de diámetro, con carrera de los pistones de 640 mm. La palabra diámetro así mismo se aplica por lo que se refiere a las ruedas.

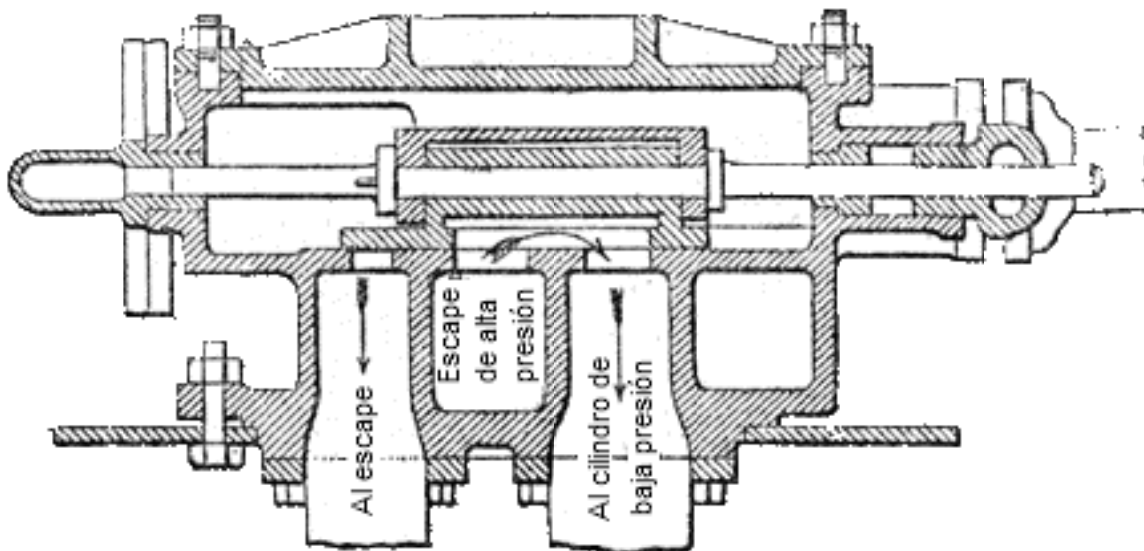


Fig. 494 – Corredera de arranque de la locomotora Mallet de dos cilindros, dispuesta para la marcha en compound: el escape del cilindro pequeño se dirige al depósito intermedio. Al desplazar esta corredera hacia la izquierda, se dirige hacia afuera el escape del cilindro pequeño, y el depósito intermedio recibe directamente el vapor que viene de la caldera.

El escape directo del cilindro pequeño no es indispensable: a veces se satisface con una simple válvula, o válvula de interceptación, entre el conducto de escape del cilindro pequeño y el depósito (fig. 491), válvula que impide el retorno contra el pistón pequeño del vapor admitido directamente al depósito; esta válvula es abierta de nuevo por el escape del cilindro pequeño.

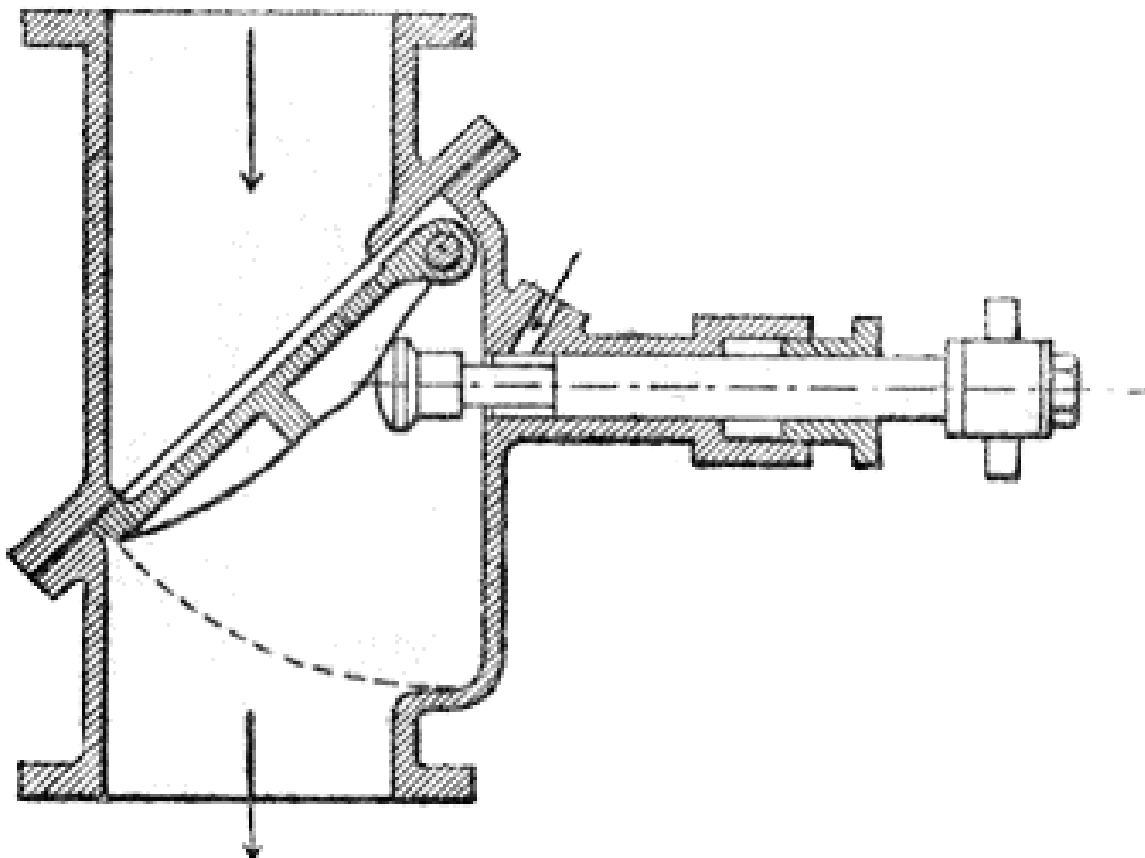


Fig. 495 – Válvula de arranque o válvula de interceptación, con válvula de admisión directa al depósito. En la posición mostrada esta válvula está abierta: la apertura de la válvula lo vuelve a cerrar.

La corredera de arranque Herdner (fig. 496) se monta, sobre la parte media del cilindro pequeño, en una cubierta que comunica libremente con la capilla de vapor de este cilindro. Desplazada hacia la derecha, descubre a la vez dos lumbreras de secciones desiguales: la más grande desemboca en la parte media del cilindro pequeño, y la otra comunica con el depósito intermedio.

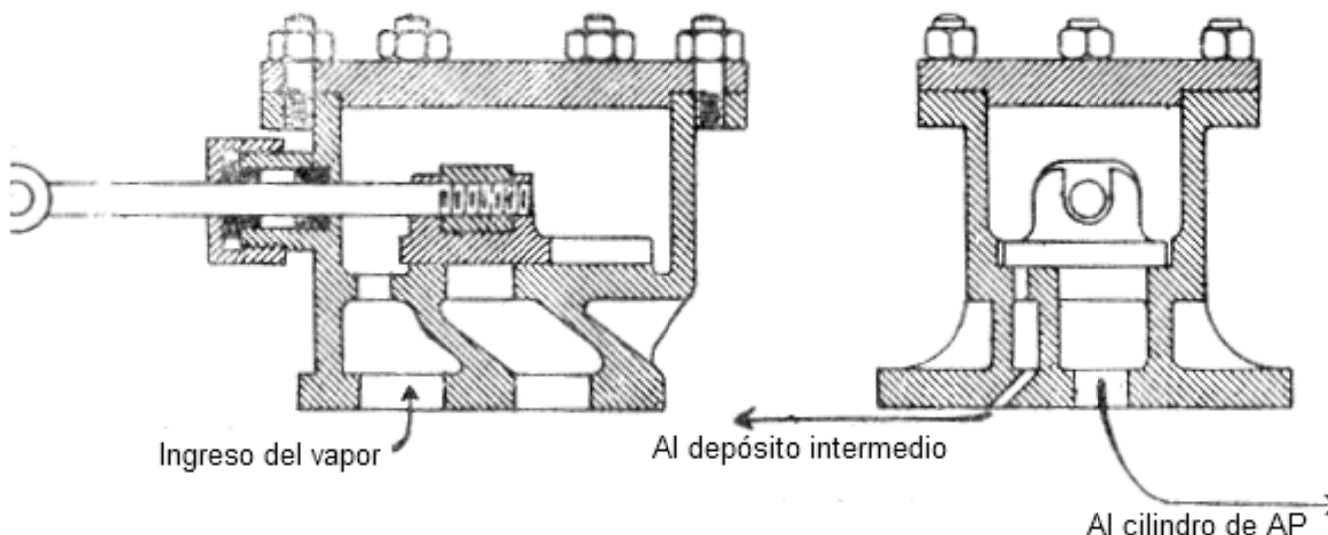


Fig. 496 – Corredera de arranque A. Herdner; posición de marcha normal.

La admisión de vapor en la parte media del cilindro pequeño es útil cuando su pistón está en la zona de expansión: la acción motriz que ejerce destruye la acción contraria del vapor del depósito que actúa sobre la otra cara del pistón por la lumbrera de escape, prolongando la admisión normal. La apertura de esta luz central no es, por otra parte, nociva cuando el pistón se encuentra en otra posición. Si está en la primera mitad de su carrera, el vapor que da esta lumbrera central penetra del lado del pistón que comunica con el escape, y vuelve en el depósito intermedio; si el pistón superó la mitad de su recorrido, cuando la expansión ha comenzado, se añade simplemente a la admisión normal. Si el pistón está casi a fin de carrera, en posición de avance al escape, el vapor iría al depósito.

100. Locomotoras compound de tres cilindros. — Se construyen locomotoras compound de tres cilindros, con un cilindro medio de alta presión, y dos cilindros exteriores de baja presión, entre los cuales se reparte el vapor. Este sistema encontró un cierto favor en Suiza e Inglaterra, pero no se extendió demasiado. Webb en Inglaterra, realizó la disposición opuesta, consistente en colocar dos pequeños cilindros de alta presión exteriormente, atacando el eje posterior de la locomotora, y un cilindro grande interno de baja presión, actuando solo sobre el eje medio, provisto de un único codo, dado que no se acoplaron estos dos ejes motrices. Esta última disposición da grandes desigualdades del esfuerzo motriz y hace los arranques dificultosos, por lo que se abandonó.

En las locomotoras de 2 cilindros BP exteriores construidas en Inglaterra (sistema Smith L.M.S. Irlandés), las manivelas de los cilindros BP se fijaron a 90° , y la del cilindro AP se ubicó sobre la prolongación de la bisectriz (135°) mientras que sobre las máquinas utilizadas en Suiza⁽¹⁾, se adoptó generalmente el calado a 120° . Igualmente fue así para una serie de máquinas austríacas del tipo Ten Wheeler⁽²⁾.

Los golpes de escape son entonces desigualmente distribuidos a lo largo de una vuelta, pero parece no haber resultado en la práctica ningún inconveniente.

El calado a 120° parece sobre todo interesante para las locomotoras de grandes velocidades, porque permite realizar un equilibrado casi completo de las masas alternativas, sin desequilibrio.

La figura 497 muestra la primera y única locomotoras francesa del tipo compound de 3 cilindros, estudiada por el Sr. E. Sauvage y construida en 1887 en los talleres de los ferrocarriles del Nord. Esta locomotora con manivelas exteriores fijadas a 90° , tenía como particularidad una distribución sin colisas y dos correderas tipo Meyer, en el cilindro de AP. Sola en su tipo, esta locomotora se destinó al remolque de los trenes de mercancías acelerados.

1. Al 1 de enero de 1905, un 19,1% de las locomotoras de los ferrocarriles federales estaba constituido por locomotoras Mogul compound de tres cilindros, datando de 1896 y dando excelentes resultados.

2. Comparadas con locomotoras idénticas pero compound de cuatro cilindros, las de tres cilindros dieron economías ligeramente superiores, pero acusaron una tendencia un poco más señalada a los patinajes.

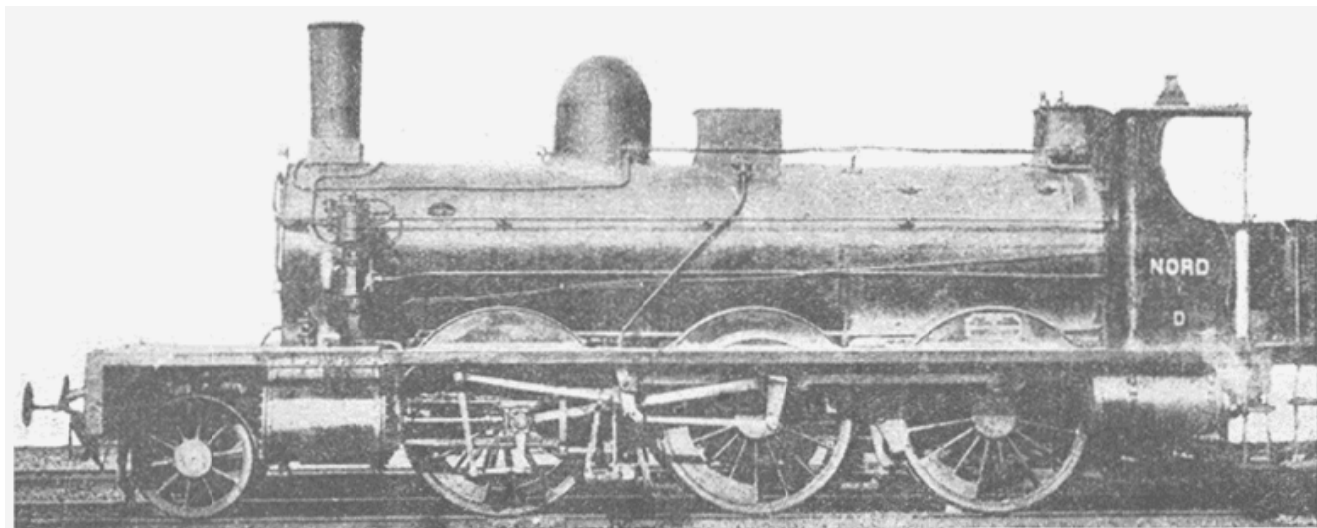


Fig. 497 – Locomotora compound de 3 cilindros de E.Sauvage.

Cosa curiosa, mientras que el método compound de 4 cilindros no pareció aclimatarse en Inglaterra, y que se desafectaban incluso los raros especímenes contruidos según este modelo, las compound de 3 cilindros se conservaba allí y seguían hasta estos últimos tiempos, aunque se trata de locomotoras tipo 2-2-0 relativamente antiguas, que cumplen con sus rendimientos esperados.

No habríamos hecho hincapié aún más en el método compound de 3 cilindros, si el reciente aumento de la potencia de las locomotoras precisamente no hubiera conducido, por una vía indirecta, a reconsiderar su empleo.

Se vuelve, en efecto, cada vez más difícil, incluso con cilindros AP interiores, instalar un eje con 2 codos suficientemente robusto, proveyéndolo al mismo tiempo de caja de dimensiones ampliamente calculadas.

Al sustituir a los 2 cilindros interiores de la máquina a 4 cilindros por uno sólo, lo que trae a las compound de 3 cilindros, se ahorra el espacio ocupado por 2 codos y resulta posible diseñar un eje y sus cajas mucho más fácilmente.

La figura 498 muestra el corte transversal de la antigua locomotora 241.101, de 3 cilindros a simple expansión de la red del Etat, así transformada en compound de 3 cilindros y según el tipo 242, como consecuencia de las dificultades debidas a los refuerzos que se agregaron a su bastidor.

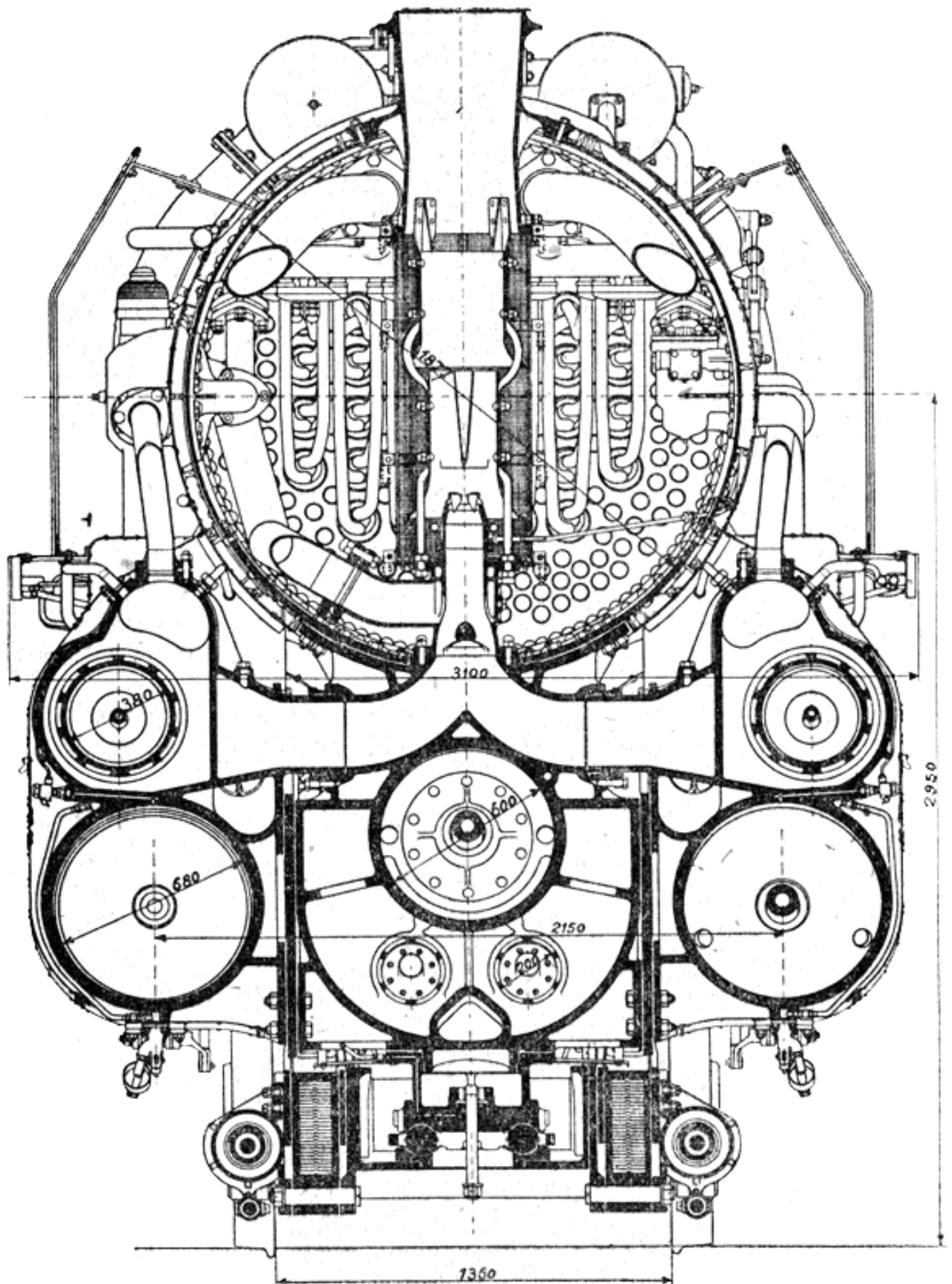


Fig. 498 – Corte por el macizo de los cilindros de la locomotora 242 A1 compound de 3 cilindros, recalentadores Houlet y escape Kylchap triple del Ouest.

Se podrá así comprobar el fundamento de la nueva orientación que lleva a las locomotoras compound de gran potencia.

La disposición adoptada para estas locomotoras se distingue por una simetría completa de los cilindros y del circuito de vapor con relación al eje longitudinal de la máquina. La distribución AP se hace en la parte inferior del cilindro, y se duplica en 2 correderas cilíndricas por razones de espacio.

Cada cilindro posee su propia distribución (Walschaerts).

Los cilindros BP están calados a 90° y el cilindro AP sobre el prolongación de la bisectriz (135°).

El arranque se opera simplemente por prevalecer el esfuerzo de los cilindros BP (exteriores) que reciben vapor vivo recalentado a 14 kg/cm^2 .

Como existe en estas locomotoras una posición desfavorable de las manivelas, cuando una de las caras del pistón AP está en período de expansión y no puede pues recibir la presión de la caldera, mientras que la cara opuesta, que está en escape, recibe en contrapresión la presión del depósito intermedio, un conducto de equilibrio se añadió para conectar el cilindro al depósito intermedio⁽¹⁾ con interposición de una válvula permitiendo al vapor pasar del depósito intermedio al cilindro con la exclusión del movimiento opuesto.

Además para evitar el arranque sometiendo a la fijación AP al esfuerzo motriz que resultaría de la diferencia de presión existente entre la caldera y la atmósfera, se reservó la posibilidad de limitar a un valor elegido de antemano la presión resultante máxima que podía actuar sobre él. A tal efecto, una válvula automática que se monta sobre el lado derecho de la caja de humo (fig. 498) introduce vapor vivo al depósito intermedio cada vez que la diferencia de presión así elegida entre la caldera y el depósito intermedio tiende superarse. La presión de depósito intermedio no puede así caer por debajo de 5 kg/cm^2 en el caso en cuestión. Esta introducción garantiza al mismo tiempo el arranque de la locomotora en las maniobras en los depósitos, por ejemplo, sin tener que abrir el regulador BP⁽²⁾.

101. Locomotoras compound de cuatro cilindros. —Las locomotoras compound de cuatro cilindros se multiplicaron en Francia. Esta disposición se presta a una buena agrupación de los órganos de la locomotora, que compensa la multiplicidad de las partes. Los esfuerzos, que transmite cada uno de los cuatro mecanismos, se reducen a valores tales que es fácil proporcionar las dimensiones de las partes y las superficies de fricción para reducir el desgaste, a pesar del aumento de la presión en la caldera. Con un calado conveniente de las manivelas, opuestas una a la otra, se da a los dos pistones colocados del mismo lado de la locomotora movimientos directamente contrarios: estas partes con movimiento rectilíneo alternativo se equilibran así en parte⁽³⁾.

Sobre las locomotoras de dos y tres ejes acoplados, dos de los cilindros, generalmente los de alta presión, atacan el segundo eje motriz, y los dos otros, el primero (fig. 499).

A veces son los cilindros de baja presión los que se montan exteriormente (fig. 500), cuando su gran diámetro no permite colocarlos entre los largueros.

1. Se verá más adelante (§ 93) que un fenómeno similar se produce igualmente para uno de los dos cilindros AP de una compound de 4 cilindros, que arranca sin separación de los grupos AP y BP.

2. En el momento en que se puso bajo presión, esta locomotora pudo someterse a pruebas que pusieron de relieve:

1° su potencia excepcional: 4000 HP al gancho del ténder relevada a 70, 90 y 110 km/h;

2° su aptitud en los arranques y aceleraciones sin tendencia al patinaje: 625 t arrancados en subidas de 14 mm/m; los 100 km/h alcanzados en transporte en 5,5 mm/m con una carga remolcada de 830 t;

3° su funcionamiento al menos tan económico como el de las mejores compound de 4 cilindros como las 141 P, por ejemplo.

3. El equilibrio no es perfecto porque estas partes no tienen el mismo peso y están a distancias diferentes del eje de la máquina. Ver § 56.

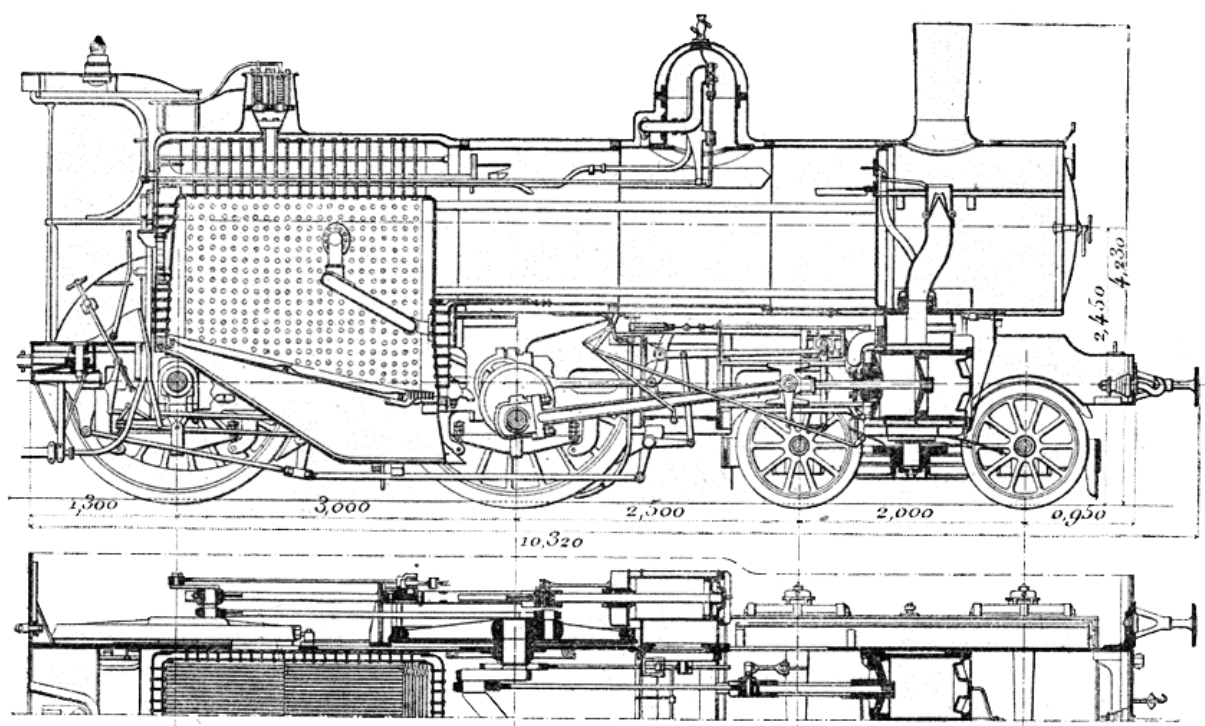


Fig. 495 – Antigua locomotora compound de cuatro cilindros del Midi (1896), con dos ejes acoplados y con cilindros de alta presión exteriores. El hervidor Tenbrinck, visible en el hogar, fue sustituido por una bóveda en ladrillos.

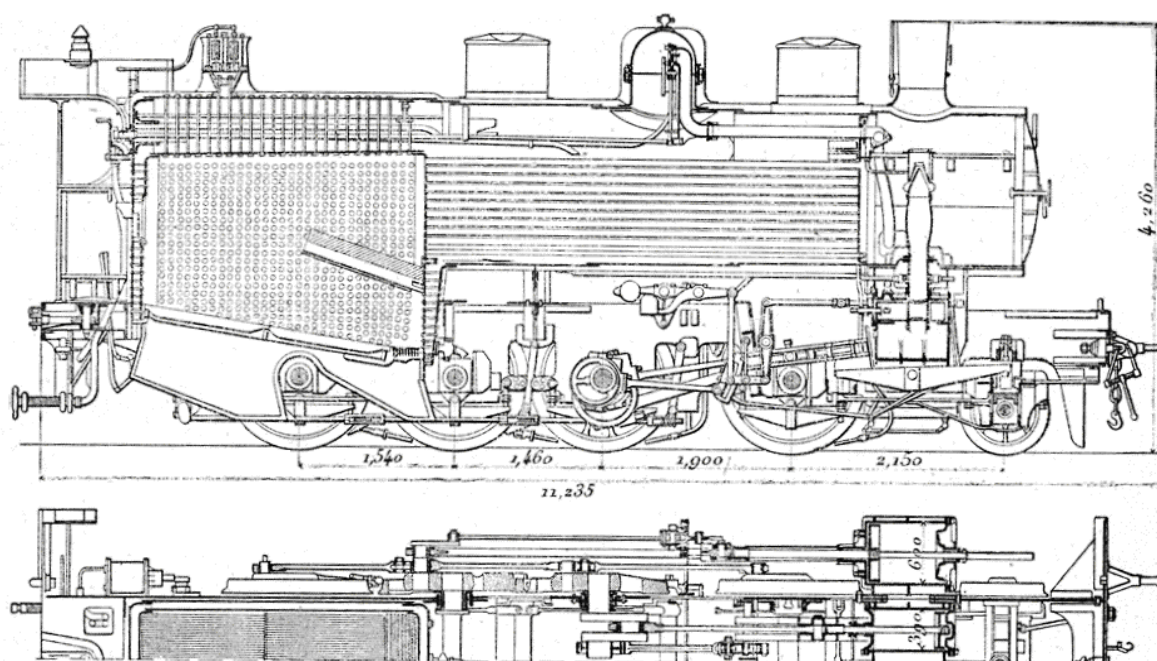


Fig. 500 – Locomotora compound del Midi de cuatro cilindros en línea y cuatro ejes acoplados (cilindros de 390 y 600 x 650 mm.).

Los cuatro cilindros pueden estar en línea, bajo la caja de humo (fig. 500, 501, y 502) atacando dos ejes diferentes. Sobre un gran número de estas locomotoras, se conservó un dispositivo de arranque similar al de las compound de dos cilindros de Mallet, permitiendo aislar completamente a los dos grupos a alta y a baja presión. La figura 503 representa uno de estos dispositivos, consistiendo en una válvula giratoria, que permite el escape directo del vapor que sale de los cilindros a alta presión, en vez de su envío al depósito. Esta válvula es accionada por un pequeño cilindro de vapor o de aire comprimido. Cuando los cilindros de alta presión son exteriores, se provee cada uno de ellos de este aparato; un dispositivo único, colocado en medio de la locomotora (fig. 501 y 502) bastan cuando son interiores.

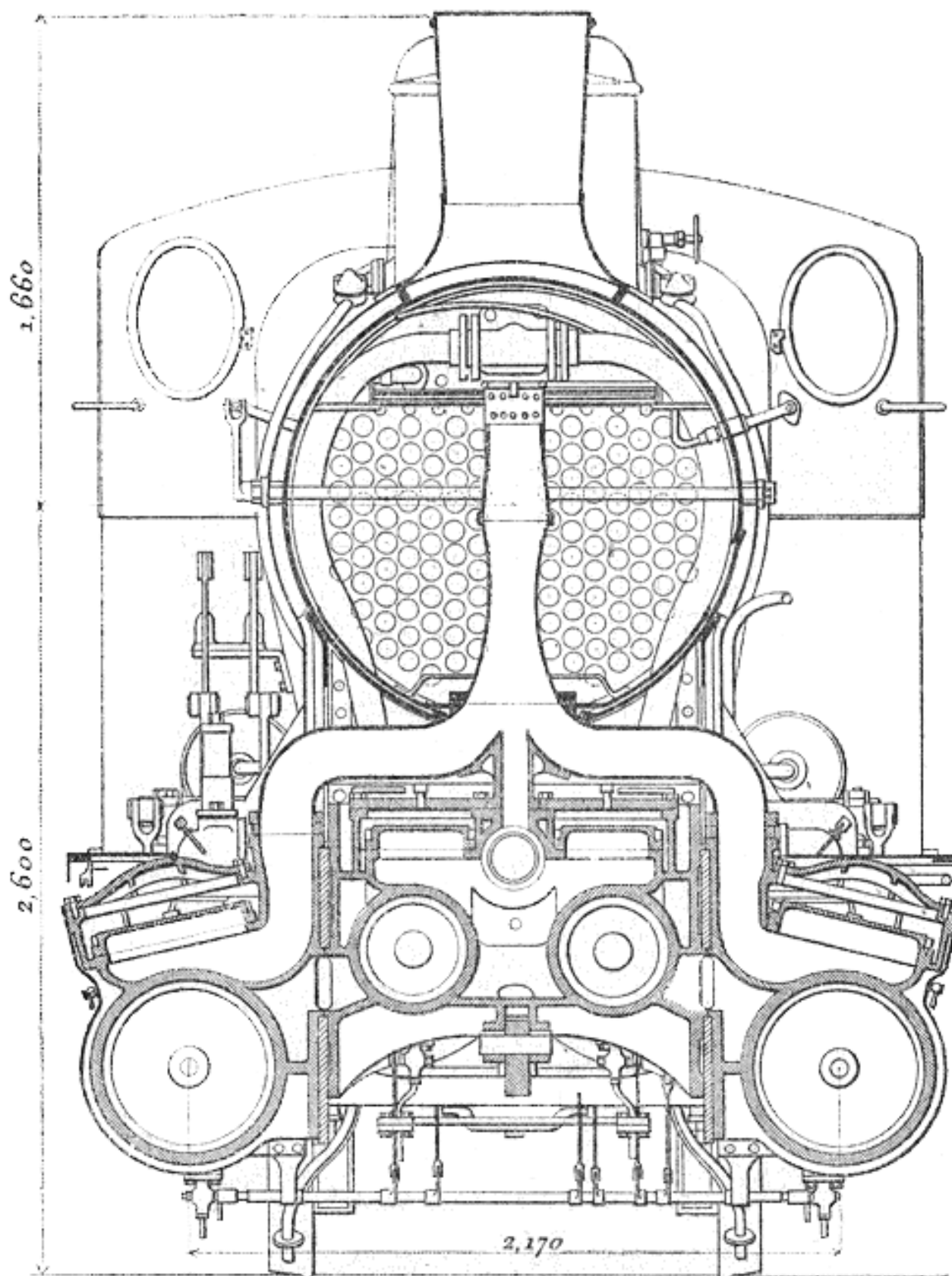


Fig. 501 – Locomotora compound del Midi de cuatro cilindros y cuatro ejes acoplados; corte transversal; correderas planas.

En las recientes locomotoras de la Compañía del Est y sobre las 141 P de la S.N.C.F., (fig. 504), esta válvula es corrediza en vez de ser giratoria; se anima así de un movimiento de translación longitudinal. Una toma especial (fig. 505) envía vapor al depósito intermedio, suficientemente reducida su presión, para abastecer los cilindros grandes; una válvula de seguridad límite por otra parte a 6 u 8 kg/cm^2 la presión en el depósito.

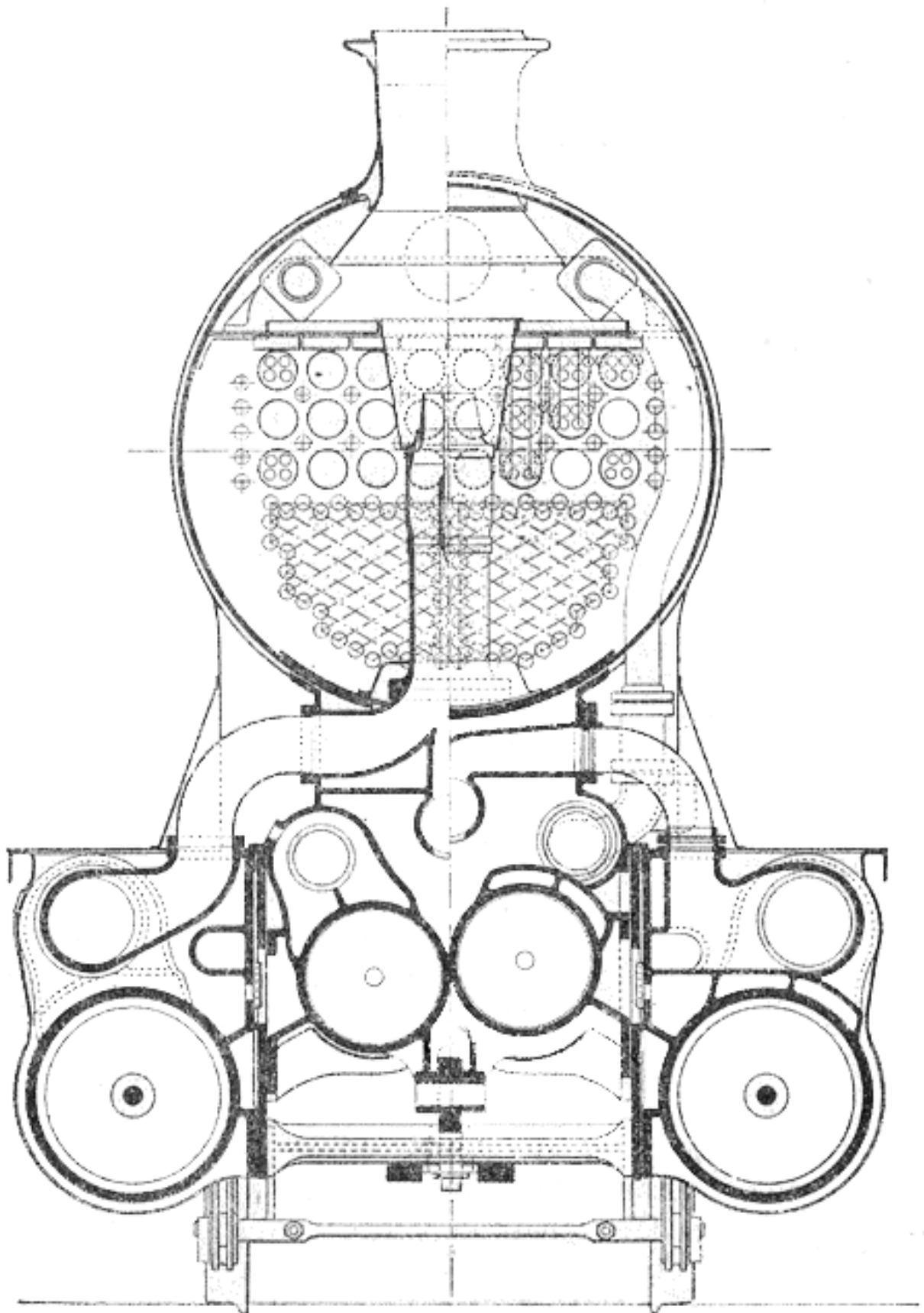


Fig. 502 – Locomotoras Decapod del Orleans: semicortes transversales por los cilindros; correderas cilíndricas.

Para apreciar la utilidad del aparato de arranque de las locomotoras compound de cuatro cilindros, y ver si es posible suprimirlo en algunos casos, sin inconveniente, es necesario calcular el menor esfuerzo de tracción que pueda dar, con algunas posiciones de las manivelas, la locomotora sin otro aparato que la admisión directa de vapor al depósito intermedio.

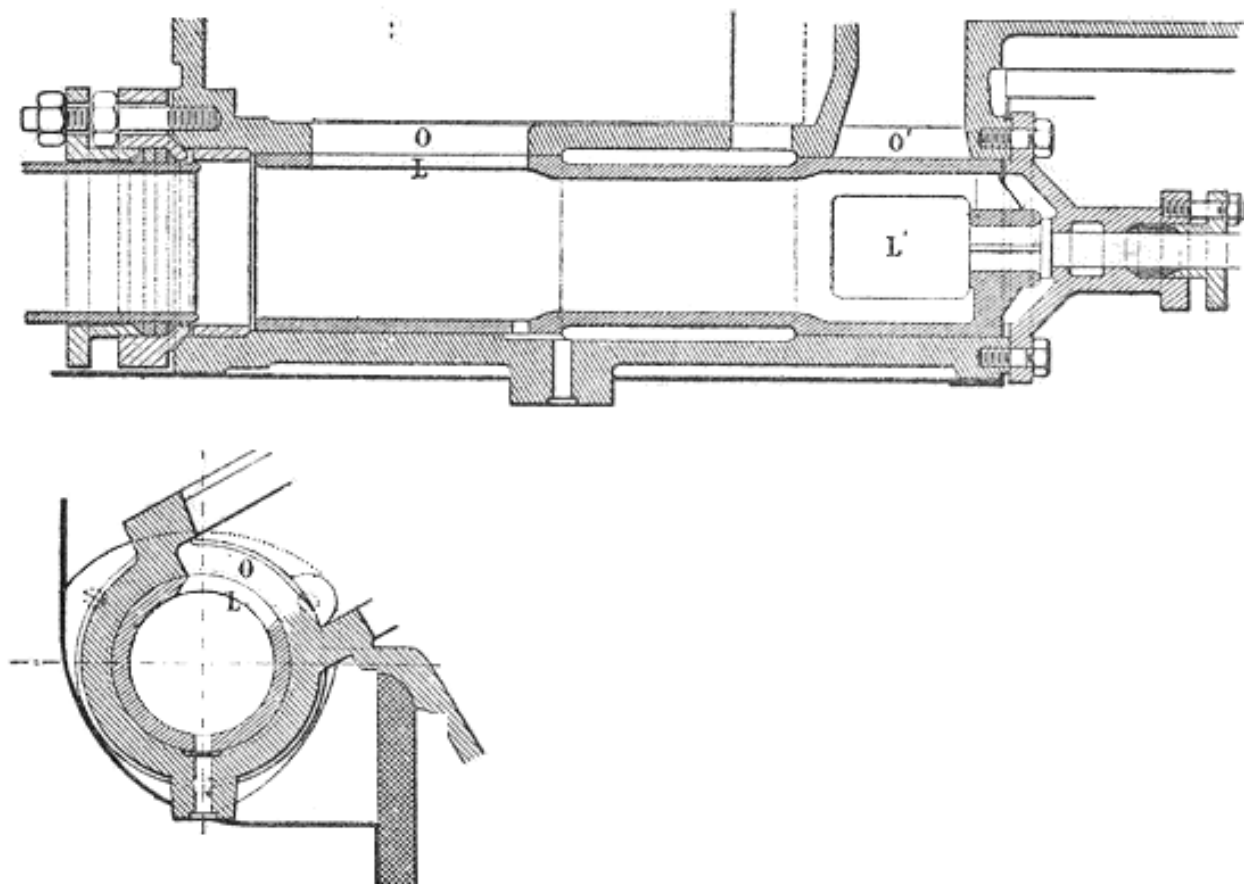


Fig. 503 – Dispositivo de arranque a válvula giratoria: el vapor, que escapa del cilindro pequeño, penetra en el depósito intermedio por la lumbrera L que se coloca delante del orificio O' y abre un escape directo al pequeño cilindro.

La posición más desfavorable es aquella donde las manivelas de un cilindro de alta y de un cilindro de baja presión han sobrepasado el punto donde la admisión cesa. Con distribuciones que dan una muy larga admisión del 85%, esta posición es la de las manivelas a 45° , alrededor de su punto muerto (figura 506). En esta posición, el pistón 1 AP recibe vapor motriz de la caldera sobre una cara, mientras que la otra se somete a la presión del vapor admitido al depósito; el pistón 2 AP es presionado en sentido contrario por este vapor. El pistón 1 BP es motriz, el pistón 2 BP inactivo.

Las manivelas están así colocadas, una fuerza pS , producida por la presión p sobre la superficie S de un pistón, da a la llanta de una rueda de diámetro D un esfuerzo de tracción $0,7 C/D pS$, siendo C la carrera del pistón.

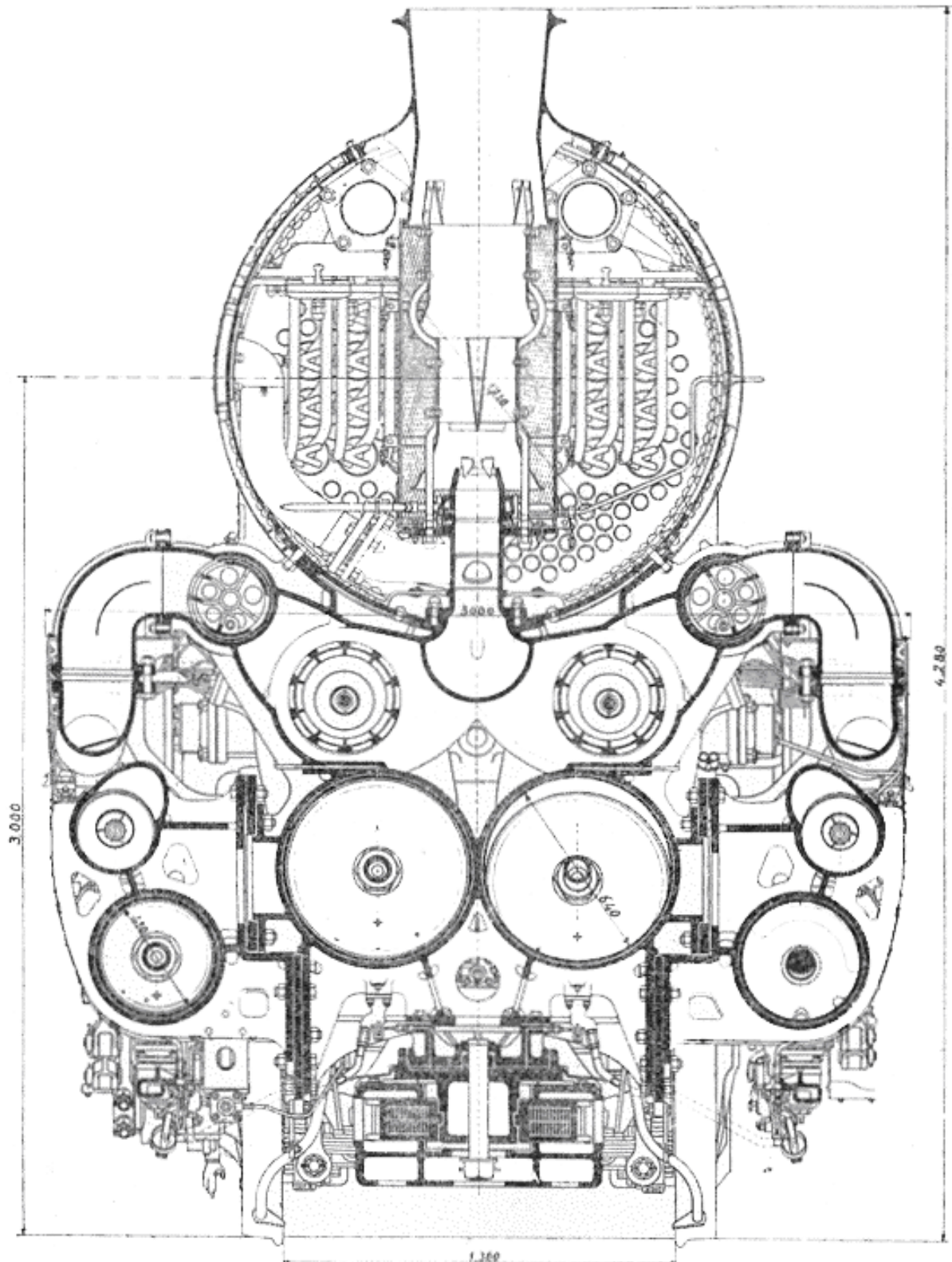


Fig. 504 – Corte por el macizo de los cilindros de las locomotoras 141 P de la S.N.C.F.

Aplicando esta fórmula a cilindros de 390 y 600 x 650 mm y ruedas de 1,400 m, con presiones efectivas de 16 y de 6 kg/cm² en la caldera y en el depósito, se encuentra, siendo las superficies de los pistones de 1.200 y 2.850 cm²:

Sobre el pistón	1 HP una fuerza de 1 200 x (16 — 6) =	12 000 kg
"	" 2 HP una fuerza de — 1 200 x 6 =	— 7 200 kg
"	" 1 BP una fuerza de 2 850 x 6 =	<u>17 000 kg</u>
Total		21 800 kg

Motor

Esta fuerza, multiplicada por $0,7 \times (650/1400) = 0,325$, da un esfuerzo de tracción cercano a 7.000 kg.

El esfuerzo medio por vuelta, calculado por la fórmula usual, que sería teóricamente 17.000 kg, no puede superar los 13.000 kg.

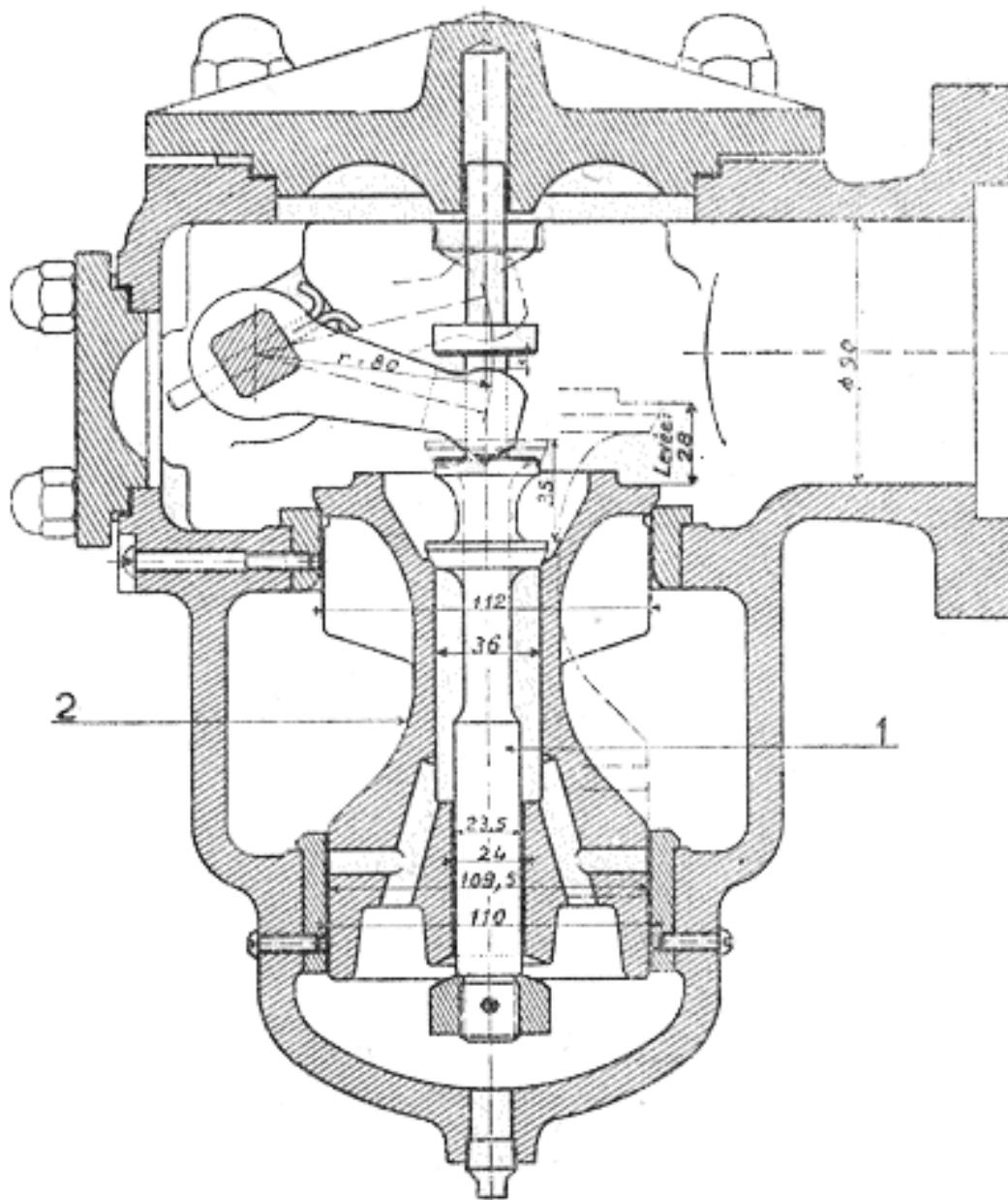


Fig. 505 – Regulador BP de la locomotora 242 A1 del Ouest y la locomotora 152 de la S.N.C.F.

Con distribuciones que dan admisiones inferiores al 85%, el mínimo de esfuerzo de tracción, calculado como anteriormente, es menor.

Generalmente, se provee cada uno de los cuatro cilindros de un mecanismo de distribución completo; la locomotora posee entonces dos árboles de mando, uno para el grupo a alta presión, y el otro para el grupo de baja presión. Estos dos árboles son maniobrados a discreción, simultánea o separadamente, con ayuda de dos tornillos colocados uno a continuación del otro (fig. 507), o uno al lado del otro (fig. 508).



Fig. 506 – Manivelas de compound de cuatro cilindros, en mala posición de arranque.

El cambio de marcha P.L.M. tipo 1898, utilizado exclusivamente hasta 1914 (fig. 509) mantiene constantemente a fondo, para cada uno de los dos sentidos de marcha, la posición de la distribución de los cilindros de baja presión, con una admisión media del 63%. A tal efecto, el árbol de mando para la baja presión se conecta a un marco por el que pasa el tornillo de cambio de marcha. Este tornillo lleva una tuerca que comanda, de la manera ordinaria, la posición de la distribución de alta presión: esta tuerca se desplaza en el interior del marco, con un juego igual a la mitad de su carrera total. El marco es inmovilizado, en sus posiciones extremas, por cerrojos que penetran en muescas situadas hacia la mitad del aparato (fig. 509).

Cuando se cambia el sentido de marcha, la tuerca comando de la distribución de alta presión, a su paso por el punto muerto de la regleta, apoya en bloques que levantan los cerrojos, luego empujan el marco hasta el otro fondo de carrera; entonces los cerrojos situados sobre el otro extremo del marco lo inmovilizan a su vez, y se puede llevar hacia el centro del aparato la tuerca de comando de la distribución de alta presión. Para evitar los movimientos irregulares que podría tomar, durante la maniobra, el marco movido por el mecanismo de distribución al cambiar de sentido de marcha, se conecta a un freno, formado por un pistón que se desplaza dentro en un cilindro lleno de aceite, y que permite los movimientos lentos, pero se opone a los desplazamientos bruscos. Se obtiene así una admisión variable para la alta presión, y fija para la baja presión.

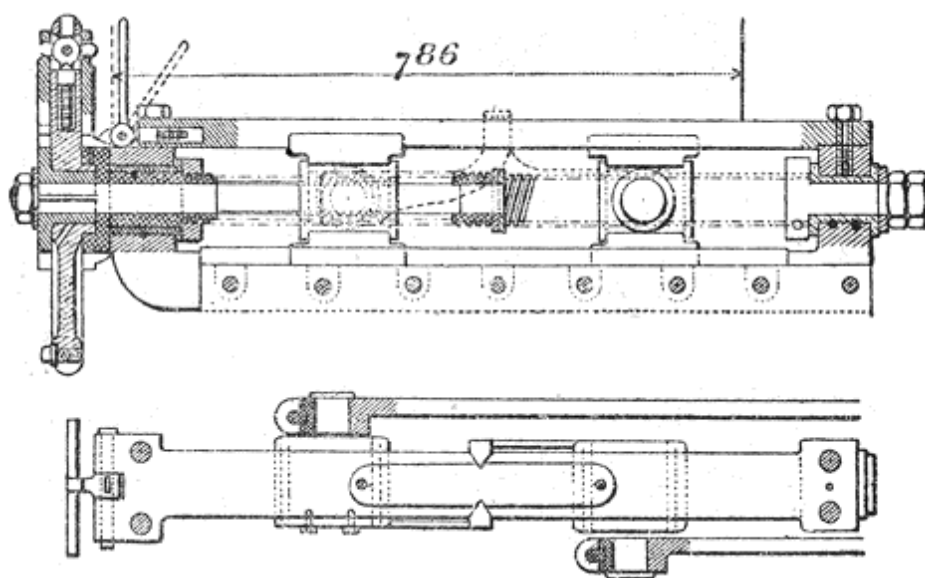


Fig. 507 – Aparato de cambio de marcha de locomotoras compound de cuatro cilindros y tres ejes acoplados del Midi: los dos tornillos comandan cada uno a un árbol de mando; un único volante permite de los su accionamiento en conjunto o separadamente.

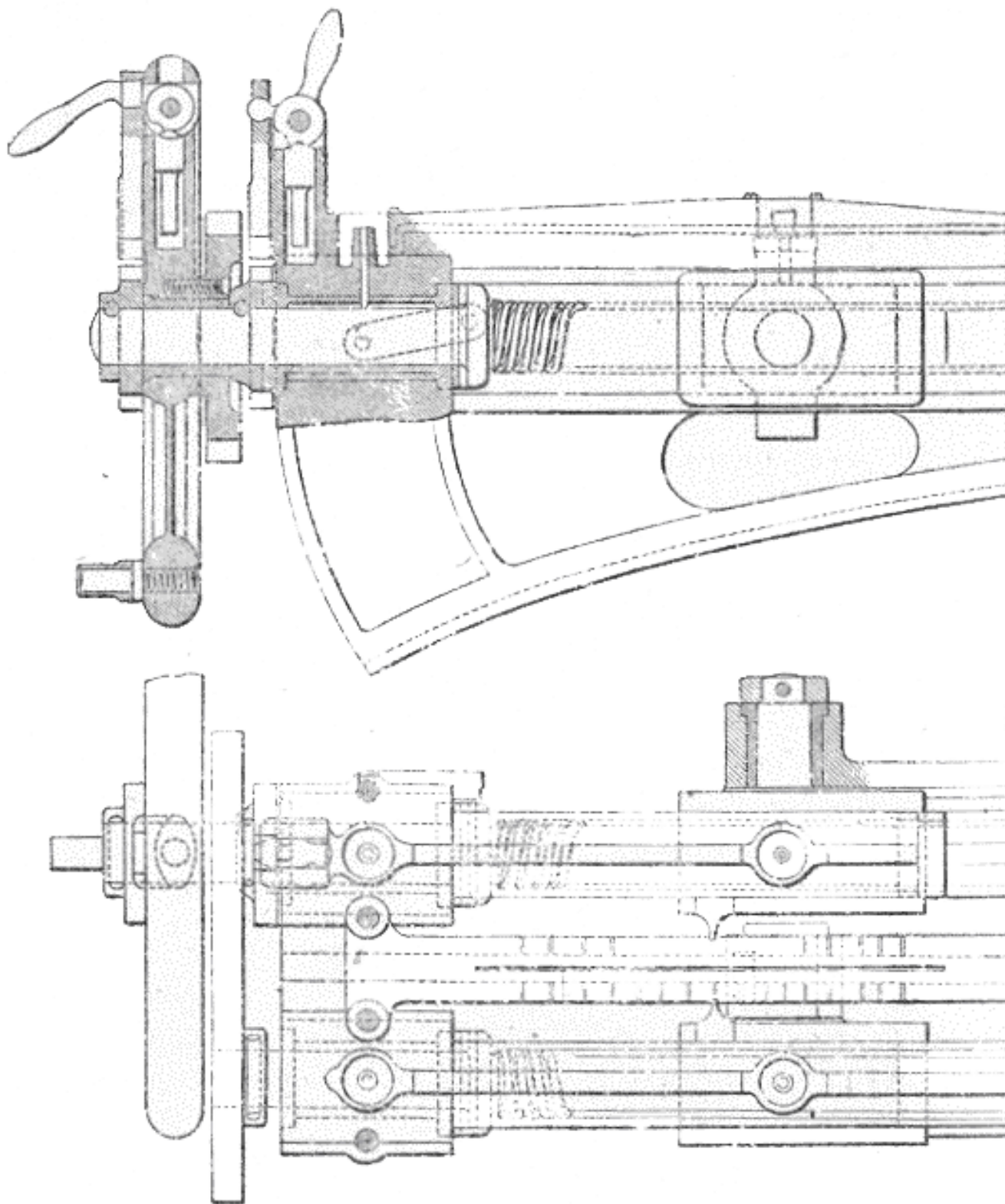


Fig. 508 – Aparato de cambio de marcha con tornillos paralelos, para locomotoras compound de cuatro cilindros.

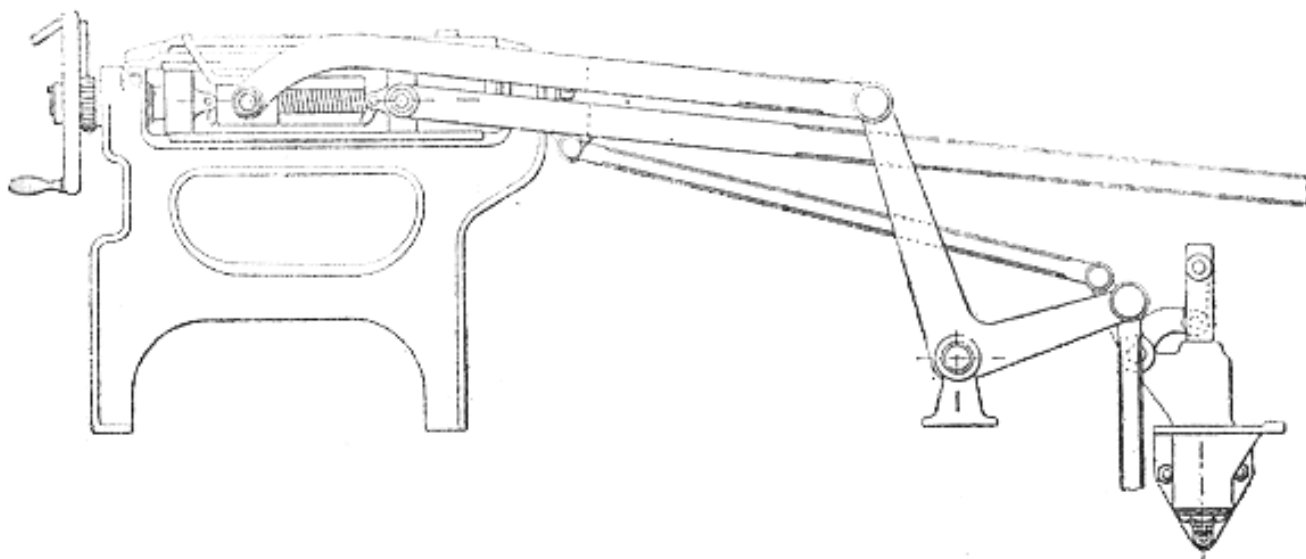


Fig. 509 – Aparato de cambio de marcha P.L.M., que mantiene constante la posición máxima del periodo de admisión de los cilindros de baja presión; para el cambio de marcha, la tuerca del comando de alta presión desplaza de una extremidad a otra de su carrera un marco que comanda la admisión de baja presión. A la derecha de la figura, un freno de aceite impide los movimientos bruscos del marco durante su maniobra.

Más adelante, el P.L.M. adoptó para las compound de cuatro cilindros la distribución simplificada Von Borries (fig. 511). Sólo los cilindros exteriores tienen una distribución Walschaerts completa, que presenta una particularidad: el vástago de la corredera, guiado en línea recta, como siempre, no se articula directamente sobre la palanca de avance, sino que está vinculado por un balancín; es la extremidad superior de la palanca de avance que se guía: se articula sobre el brazo de un árbol que oscila, formando un balancín de reenvío. Este árbol oscilante comanda el extremo superior de la palanca de avance del cilindro interior.

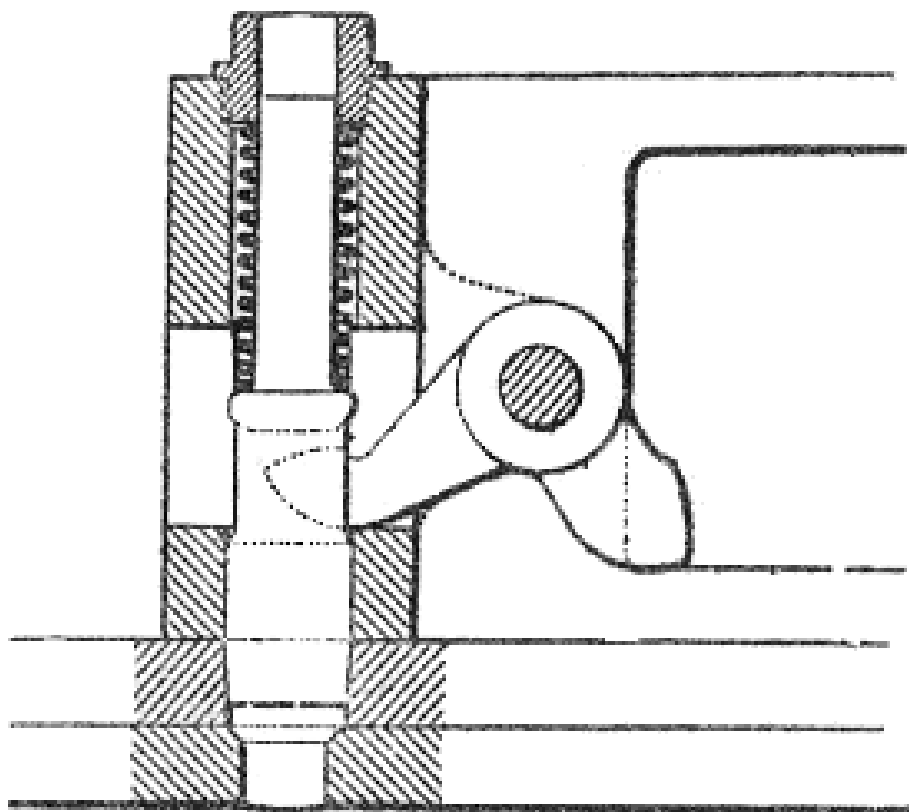


Fig. 510 – Cerrojo de calado del marco que comanda la distribución de baja presión de la figura 509.

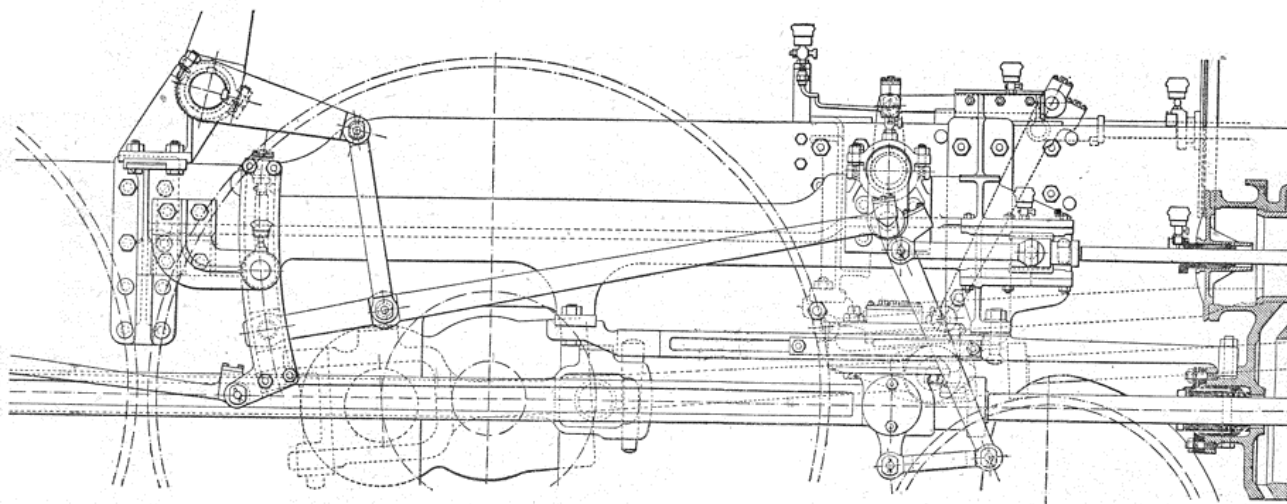


Fig. 511 – Distribución Von Borries aplicada a las compound de cuatro cilindros del P.L.M. ; mecanismo Walschaerts completo para cilindro exterior, árbol de transmisión y palanca de avance para cilindro interior, un único árbol de maniobra.

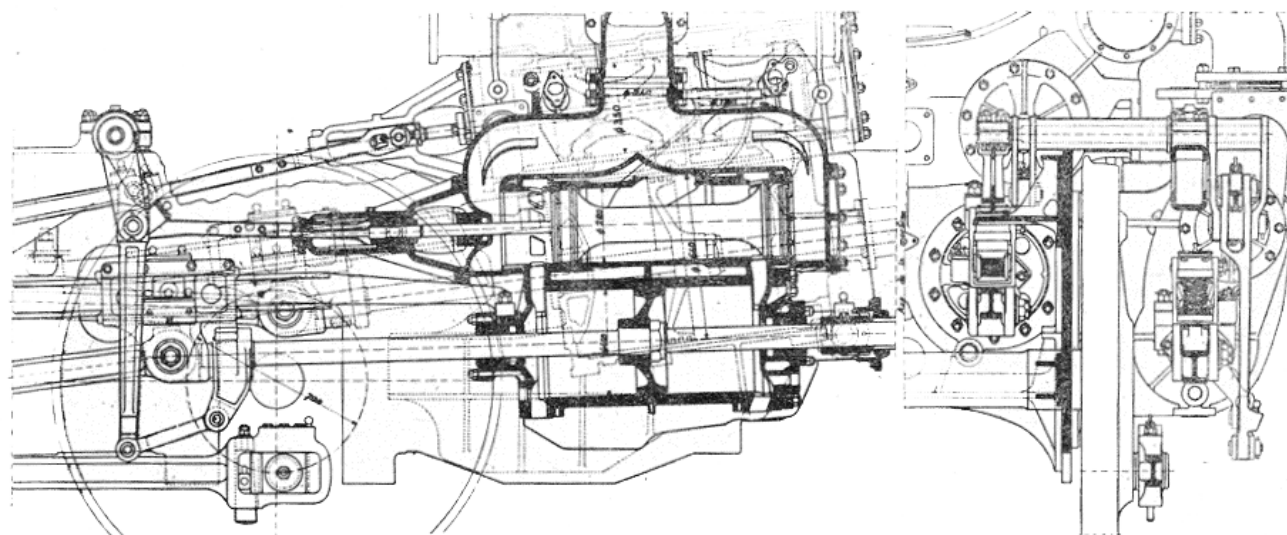


Fig. 512 – Mecanismo de transmisión por simple reenvío del movimiento de las correderas AP a las correderas BP de las locomotoras 141 P de la S.N.C.F.

Un único mecanismo comanda así las correderas de un cilindro de alta y de un cilindro de baja presión. Pero la distribución no es idéntica para los dos cilindros combinados, gracias al empleo de dos palancas de avance diferentes: la admisión es más larga en el cilindro de baja presión que en el cilindro de alta presión. Así pues, con el mecanismo representado (fig. 511), las admisiones medias correspondientes son las siguientes:

Alta presión	Baja presión
40 %	54 %
50 %	63 %
60 %	73 %
75,2 %	85 %

Esta disposición, actualmente aplicada sobre un millar de locomotoras del P.L.M., constituye una gran simplificación del mecanismo interior y una fuerte reducción de peso. Permite el empleo del eje doblado en Z, e implica un árbol de mando único.

Yendo más lejos en este sentido, y como ya lo indicamos, las locomotoras 141 P ni siquiera poseen más la palanca de avance para los cilindros BP, la distribución de estos últimos se efectúa con ayuda de los mecanismos AP por medio de una simple reenvío del movimiento (fig. 512).

Se montan a veces los cilindros en tándem, es decir, uno detrás del otro, con un vástago común. El mecanismo sigue siendo entonces el mismo que el de una locomotora simple de dos cilindros, excepto el empleo de dos pistones sobre el vástago.

Las dos correderas también se montan sobre un único vástago. Se ve esta disposición sobre locomotoras-ténder del ferrocarril de Cintura. Para esta última aplicación, se quiso tener una locomotora que arranque fácilmente, sin gastar demasiado vapor durante las carreras efectuadas con el cambio de marcha a fondo de carrera. Incluso a plena admisión en los dos cilindros, el vapor sufre siempre una determinada expansión, que es una causa de economía y que vuelve al escape menos violento. El vástago de las correderas presenta un determinado juego entre los dos cilindros de modo que la corredera de baja presión tenga siempre un retraso sobre la corredera de alta presión: resulta una admisión más larga y una compresión más corta en el cilindro de baja presión.

La disposición en tándem no es conveniente para las locomotoras de alta velocidad, debido a la importancia de las masas con movimiento alternativo.

El sistema compound de cuatro cilindros se presta al comando separado de los dos grupos de ejes de las locomotoras articuladas (§ 124).

102. Locomotoras Woolf de cuatro cilindros. — Los cuatro cilindros se emplean de una manera diferente, al formar un único grupo un pequeño y un gran cilindro, con una única corredera, plana o cilíndrica, que trasvasa directamente el vapor del pequeño al grande: esta disposición especial se designa bajo el nombre de sistema Woolf; se emplea poco. Los dos pistones tienen movimientos paralelos o directamente opuestos. En las máquinas de cuatro cilindros con expansión de Woolf, la distribución es única, puesto que una misma corredera distribuye el vapor en los dos cilindros sucesivamente.

103. Locomotora compound de cuatro cilindros sistema Vaucrain. – Las locomotoras compound sistema Vaucrain fueron desarrolladas por Baldwin Locomotive Works, alrededor de 1900. Consta de dos pistones, moviéndose en paralelo, accionando una cruceta común, y controlados por una distribución común, que utiliza una única y compleja corredera cilíndrica.

En la figura 513 se muestra un diagrama de esta distribución, en la figura 514 una vista lateral de una locomotora K-27 del Denver & Rio Grande Western, equipada originalmente con este sistema, y en la figura 515 una foto de la misma locomotoras.

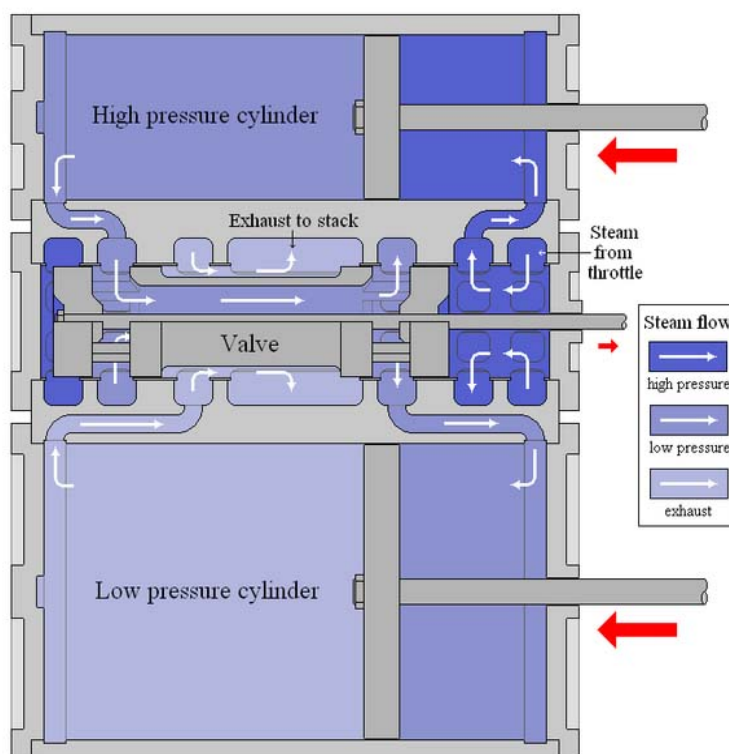


Fig. 513 – Diagrama de la distribución compound sistema Vaucrain.

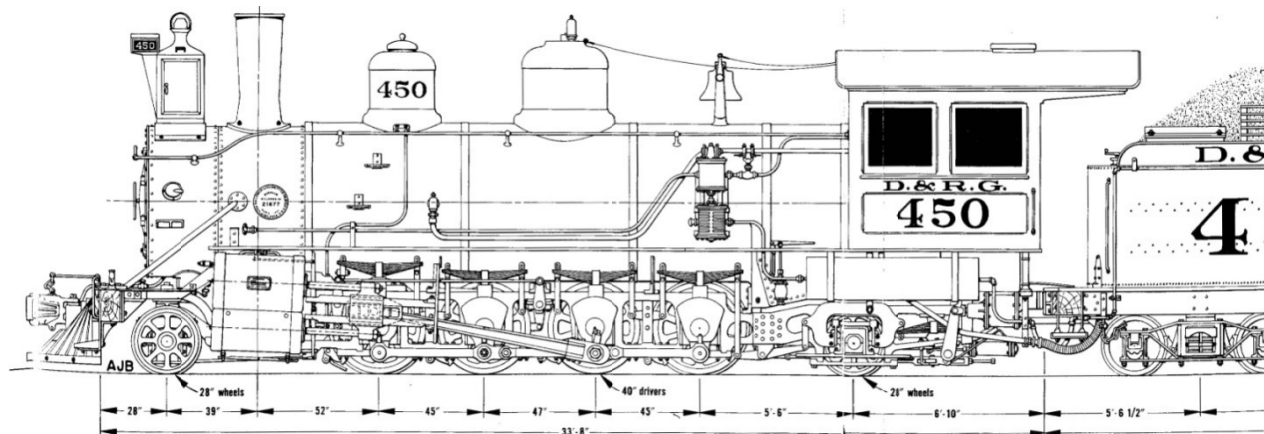


Fig. 512 – Locomotora K-27 del D&RGW

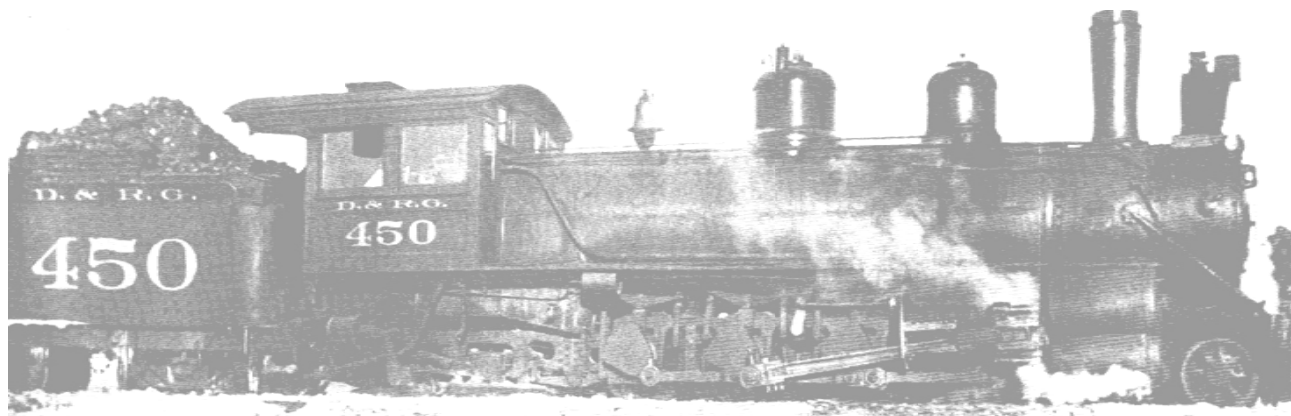


Fig. 515 – Locomotora K-27 del D&RGW

104. Locomotoras compound de más de cuatro cilindros. — Cuando el lugar disponible para colocar dos cilindros BP exteriores de grandes dimensiones se vuelve insuficiente, se procede a colocar uno o dos suplementarios en el lugar de los cilindros AP habituales y a colocar éstos más atrás⁽¹⁾.

Por ello en 1940, la Compañía de Orleans transformó en locomotora modelo 160 compound de seis cilindros una de sus locomotoras 150 de la serie 6001 a 6070. La figura 461 muestra el corte longitudinal. Esta locomotora, que posee otras disposiciones especiales, como las válvulas, el recalentamiento y las envueltas de vapor, permitirá estudiar varios puntos que interesan directamente al progreso de la locomotora a vapor.

Posteriormente a esta transformación, la Sociedad Borsig hizo patentar en 1.941 un caso particular de esta disposición, en la cual el grupo BP posee tres cilindros, los cilindros HP interiores tienen, con el objetivo de equilibrado, sus manivelas fijadas en sentido opuesto a las de los cilindros BP exteriores.

105. Locomotoras a vapor recalentado. — El empleo del vapor recalentado presenta las ventajas que lo hicieron emplear desde hace tiempo para máquinas fijas y máquinas marinas. Propuesto a partir de 1849 para las locomotoras, y habiendo permanecido sin aplicaciones durante medio siglo, pasó a ser de empleo general.

La economía que tiene el recalentamiento, es sobre todo por la reducción de la acción nociva de la condensación sobre las paredes del cilindro. Con el vapor llamado saturado, las paredes relativamente frías condensan un notable peso durante la admisión; con el vapor recalentado, aunque la temperatura sea más elevada, la pérdida por la acción de las paredes es menor; al contacto de la pared, el vapor recalentado se enfría, pero sin condensar, al menos al principio de la admisión: ahora bien es sobre todo la condensación del vapor la que hace pasar rápidamente el calor del vapor al metal: mientras el vapor siga estando seco, el calentamiento de las paredes es menos activo.

1. Ver "Ciencia e Industria. La locomotora compound" por A. Chapelon (agosto, septiembre, noviembre, diciembre de 1933 y enero de 1934).

La cantidad de calor, tomado así por las paredes de los cilindros durante la admisión, varía según la presión, el grado de expansión, la velocidad; los números que siguen pueden considerarse como correspondientes a condiciones medias para la locomotora.

En una locomotora de simple expansión, de vapor saturado, el peso de vapor condensado sobre las paredes alcanza un 30% más de la cantidad útil. Por otra parte, el vapor recalentado de un centenar de grados pierde, al contacto de las paredes, su calor de recalentamiento y se encuentra en estado de vapor saturado seco al final de la admisión. La producción de un kg de vapor recalentado, en vez de un kg de vapor saturado, exige un aumento de cerca de un 10% de la cantidad de calor que el hogar debe proporcionar.

En el primer caso, el consumo aumenta un 30%; en el segundo, un 10%. La economía del recalentamiento será pues de 20 sobre 130, lo que representa alrededor del 15% del gasto de combustible de una locomotora ordinaria.

Este cálculo considera como pérdida la totalidad del calor tomado por las paredes durante la admisión, mientras que, en realidad, se devuelve una fracción de este calor durante la expansión del vapor, del que aumenta la presión. Pero esta fracción es lo bastante escasa para ser desdeñada en un cálculo aproximado. Se pierde casi todo el calor recibido por las paredes durante el escape, y, por lo tanto, es inutilizado.

Como, para la locomotora, se busca sobre todo “aumento de potencia”, se da, con el vapor recalentado, un mayor diámetro a los cilindros que con el vapor saturado, conservando la caldera las mismas dimensiones: el mismo gasto de combustible produce una potencia mayor.

No solamente el recalentamiento es saludable porque reduce las pérdidas de calor debidas a los fenómenos de acción de pared, sino que lo es aún más porque reduce las pérdidas por laminado: el vapor seco circula mucho más fácilmente a través del circuito que el vapor húmedo, cargado de gotitas de agua.

Las locomotoras con recalentamiento “corren” así mucho más fácilmente que las similares con vapor saturado, y el beneficio debido al recalentamiento se torna, por lo tanto, importante a grandes velocidades, donde, con todo, la acción dañina de las paredes tiende a desaparecer, más que a las bajas velocidades donde la acción actúa con toda su intensidad.

Algunas disposiciones son necesarias para el buen empleo del recalentamiento. Las correderas cilíndricas se imponen. La estanqueidad de los pistones y correderas debe estar garantizada por un mantenimiento correcto, ya que es más difícil de mantener que con el vapor húmedo.

El engrase exige un aceite mineral de calidad especial, distribuido en medio del cilindro y sobre los dos pistones combinados de la corredera, por un aparato engrasador de una eficacia comprobada.

Un pirómetro que funciona a distancia da a conocer al maquinista la temperatura del vapor. Este aparato, bastante delicado, debe ser el objeto de comprobaciones convenientes, si no puede dar indicaciones erróneas.

Para las temperaturas medias (300 a 320°) los pirómetros Fournier a tensión de vapor saturado dieron satisfacción durante mucho tiempo; pero a las altas temperaturas alcanzadas actualmente (380 a 400°) el líquido utilizado en el aparato se divide y las indicaciones obtenidas se vuelven rápidamente erróneas.

Una solución fue aportada en estos últimos años por la Casa Richard que desarrolló un nuevo pirómetro a dilatación de mercurio, que puede funcionar hasta 550°.

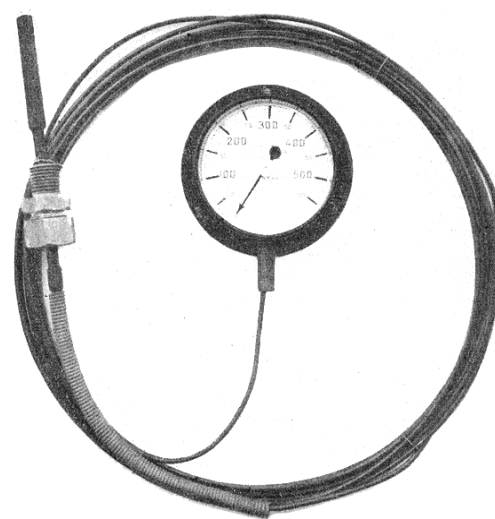


Fig. 516 – a) Pirómetro Richard a dilatación de mercurio. Vista del conjunto

Motor

Este aparato cuyas figuras 516 y 517 dan una vista del conjunto, así como una sección de la canalización, se monta actualmente sobre las locomotoras con alto recalentamiento de la S.N.C.F.

Para estar seguros de las indicaciones proporcionadas por el aparato se debe verificar de antemano que su canalización se compensó exactamente, es decir su temperatura, que puede alcanzar 60 a 80° sobre una locomotora, no tiene influencias sobre las cifras leídas. Esta comprobación puede efectuarse muy fácilmente sumergiendo la canalización del pirómetro en un baño de aceite caliente o agua hirviendo.

Una caída brusca de la temperatura indica un arrastre de agua al recalentador, arrastre que sólo puede eliminarse cerrando momentáneamente el regulador.

Al principio del empleo del recalentamiento, se habían indicado algunas precauciones especiales en la conducción de la locomotora: por ello el cambio de marcha no debía colocarse a fondo en el momento del cierre del regulador, por temor, al tener aumentada por esta maniobra la carrera de la corredera cilíndrica, de engranarla sobre partes de su alojamiento menos calientes y, por lo tanto, de menor diámetro.

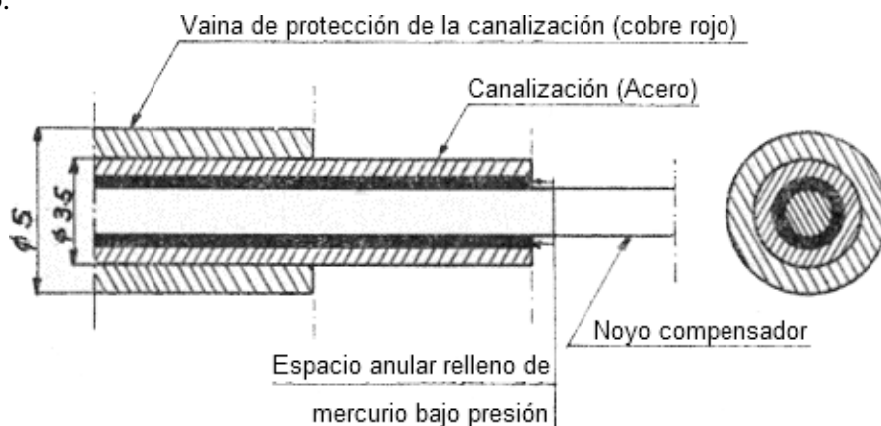


Fig. 517 – b) Corte de la canalización que va de la caña pirométrica al cuadrante indicador del aparato.

La comunicación directa de los dos lados del cilindro, descrita en § 96, se había imaginado para evitar la gran resistencia que resultaba de la no modificación de la marcha.

Estas precauciones especiales no son indispensables: la práctica pone de manifiesto que no hay gran diferencia, por lo que se refiere al método de conducción, entre las locomotoras a vapor recalentado y saturado.

Sucede que el engrane de las correderas se produce, en particular, cuando, después de haber subido una cuesta a toda potencia, se inicia una bajada y se cierra el regulador, esto se manifiesta por vibraciones más o menos violentas de la barra de cambio de marcha, en cuyo caso es necesario guardarse de obedecer al reflejo que consistiría en alargar la marcha, lo que no podría sino empeorar las cosas, sino que sería necesario traerla al contrario al centro, para reducir al mínimo el recorrido de las correderas y abrir rápidamente el grifo de inyección de agua y vapor de los que se proveen generalmente las locomotoras.

Contrariamente a esto que se habría podido pensar a priori, se encontró que la aplicación del recalentamiento daba las mismas economías sobre las locomotoras compound que sobre las de simple expansión. Este resultado, que sorprendió en una primera aproximación, se explica cuando, al ayudarse de los trabajos de Nadal, se busca cuál es, en el consumo de vapor de los distintos sistemas de locomotoras, la parte que corresponde a las condensaciones. Se constata que mientras las compound consume menos vapor, no es especialmente porque se beneficia de acciones de pared muy reducidas, sino que es en primer lugar porque el rendimiento de su diagrama es mejor, contrariamente a esto que se pudo a veces pretender, y esto gracias a una expansión generalmente más prolongada y gracias a un efecto menos pernicioso de los espacios muertos; por fin, porque las acciones de pared si bien disminuyen, pero precisamente, en la misma proporción, donde el consumo de vapor aparente se encuentra reducida, aunque el porcentaje del peso de vapor condensado permanece muy cerca en las dos clases de locomotoras.

Es entonces fácil comprender por qué la reducción, o incluso la supresión de estas condensaciones por el recalentamiento, implican el mismo porcentaje de economía sobre las máquinas compound y sobre las máquinas a simple expansión.

106. Locomotoras de cuatro y tres cilindros de simple expansión. — El recalentamiento, que mejoraba a tal punto el funcionamiento de las locomotoras de simple expansión, hizo que algunos ingenieros pensaran que se podía abandonar el método compound, conservando al mismo tiempo el buen equilibrado de las máquinas con cilindros fijados a 180° , así como la reducción de esfuerzos que da el empleo de los cuatro cilindros. Por ello se extendieron durante un determinado tiempo y por muchas partes las locomotoras a simple expansión de cuatro cilindros iguales.

Excepto en Bélgica (locomotoras Flamme) y en Inglaterra, el auge de estas locomotoras fue, con todo de corta duración y el P.L.M., que había hecho construir 91 Pacific de este modelo (71 timbradas a 12 kg/cm^2 y 20 a 14 kg/cm^2) finalmente las transformó en compound de cuatro cilindros, sin cambiar el timbre, lo que obtuvo en servicio corriente por 100 toneladas/kilómetro brutos remolcados, un ahorro medio del 10%.

La locomotora a simple expansión de tres cilindros, sobre todo extendida en Inglaterra y Alemania, parece preferible porque es igualmente autoequilibrada también y presenta una superioridad señalada desde el punto de vista de la regularidad del motor, la máquina de cuatro cilindros iguales fijados a 180° no difiere a este respecto de la máquina de simple expansión de dos cilindros.

Permanece el consumo, que se reveló mayor que en una locomotora equivalente de dos cilindros; por el contrario, las pérdidas por fricción en el mecanismo, resultaron un poco menores. Sin embargo, en general, el consumo por HP-h en el gancho, según recientes pruebas efectuadas en Alemania, sería en general más elevado en un 3 al 4%.

A pesar de eso, las Pacific de dos cilindros de la Reichsbahn se han transformado en máquinas de tres cilindros (fig. 444) para permitirles garantizar en buenas condiciones el servicio de los trenes rápidos, permitiéndoles rodar sin inconveniente a la velocidad de 140 km/h