

$$\text{Bremsklotzdruck } B = \frac{880}{810} \cdot \Sigma P_{1-5} = \frac{880}{810} \cdot P$$

$$B = K \cdot \frac{900}{121} \cdot \frac{880}{810}$$

$B = 8,1 \cdot K$ , d. h. das gesamte Übersetzungsverhältnis der Bremsgestänge beträgt 8,1.

	Gewöhnliche Bremsung	Zusatz- Bremsung
Druck im Bremszylinder . . . . . at	3,5	5
Arbeitsdruck des Bremszylinders . . kg	$\frac{35,5^2 \pi}{4} \cdot 3,5$	$\frac{35,5^2 \pi}{4} \cdot 5$
Arbeitsdruck der beid. Bremszylinder kg	6930	9900
Gesamtes Übersetzungsverhältnis . . .	8,1	8,1
Gesamter Bremsklotzdruck . . . . . kg	$8,1 \times 6930 =$ 56000	$8,1 \times 9900 =$ 80 000
Bremsprozentage von $G_r = 80 000 \text{ kg} \cdot \%$	70	100

## C. Triebwerk.

Die Triebwerke von Lokomotiven unterscheiden sich voneinander in der Hauptsache durch Anzahl und Lage der Zylinder, sowie durch die Anordnung der Steuerung.

### 1. Allgemeine Anordnungen.

Man kann folgende drei Hauptarten unterscheiden:

- einfache Triebwerksanordnungen (mit zwei, drei und vier Zylindern);
- mehrfache Triebwerksanordnungen (sogen. Gelenklokomotiven);
- weitere Triebwerksanordnungen zur Erzielung guter Krümmungsläufigkeit.

#### a) Einfache Triebwerksanordnungen.

I. Triebwerke mit zwei Zylindern (Abb. 256); Kurbeln um  $90^\circ$  versetzt.

a) Außenzylinder:

- Schieberkasten und Steuerung außen (allgemeine Anordnung),
- Schieberkasten und Steuerung innen (England),
- Schieberkasten außen, Steuerung innen (ältere amerikanische Anordnung).

β) Innenzylinder:

- d) Schieberkasten und Steuerung innen (England),  
 e) Schieberkasten und Steuerung außen (ältere Anordnung in Italien und in der Schweiz).

Sämtliche Anordnungen gelten auch für doppelte Dampfdehnung.

II. Triebwerke mit drei Zylindern (Abb. 257/258).

a) Einstufige Dampfdehnung (Drilling); Abb. 257.

- a) Alle drei Zylinder in einer Querebene treiben gemeinsam eine Kuppelachse an; drei Schieberkästen; mittlerer Schieber durch

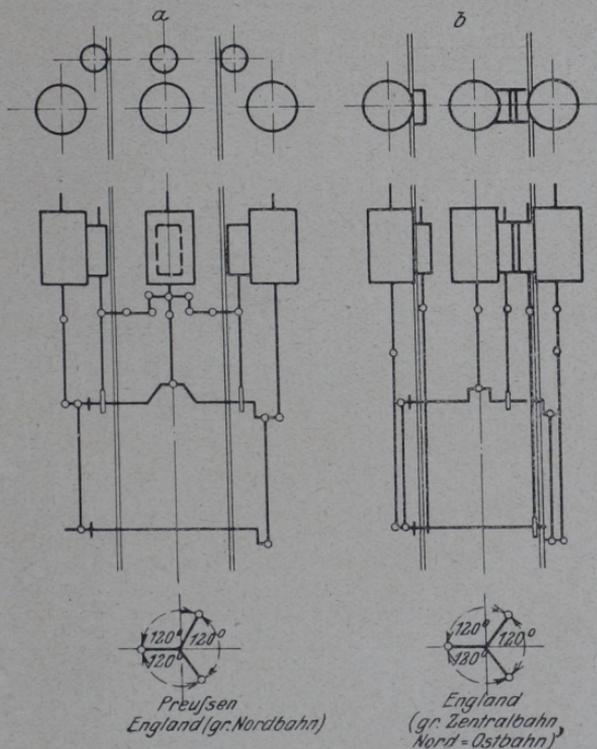


Abb. 257. Drilling-Triebwerke.

Übertragung der außenliegenden Steuerungen gesteuert; Kurbeln um  $120^\circ$  versetzt (Preußen, England z. B. Große Nordbahn).

- b) Alle drei Zylinder in einer Querebene, von denen die beiden äußeren die hintere, der innere die vordere Kuppelachse antreibt; drei Schieberkästen innenliegend; Schieber von drei unabhängigen Steuerungen betätigt (England z. B. Große Zentralbahn und Nord-Ostbahn).

β) Doppelte Dampfdehnung (Verbund); Abb. 258.

a) Alle drei Zylinder in einer Querebene treiben gemeinsam eine Kuppelachse an; drei Schieberkästen (zwei außen, einer innen); Schieber von drei voneinander unabhängigen Steuerungen betätigt; Versetzung der beiden Niederdruckkurbeln gegeneinander  $90^\circ$ , zwischen der Hochdruck- und jeder der beiden Niederdruckkurbeln  $\frac{360 - 90}{2} = 135^\circ$  (Bauart „Klose-Weyermann“, Württemberg).

b) Wie unter a), aber drei innenliegende Schieber und drei voneinander unabhängige Steuerungen; Kurbelversetzung wie unter a) (Bauart „Smith“, England).

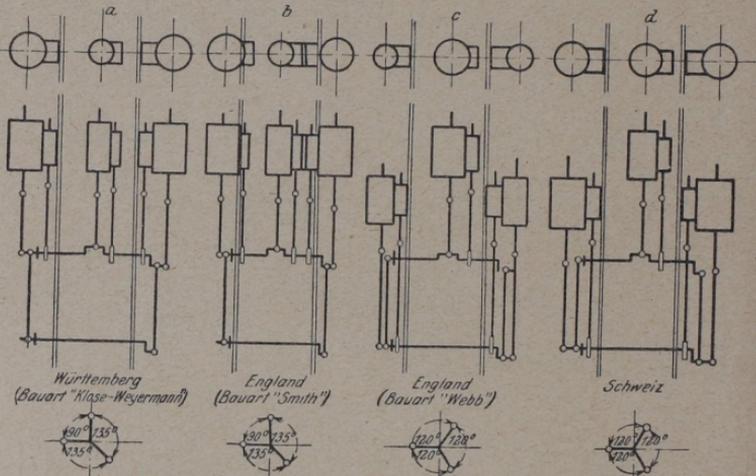


Abb. 258. Dreizylinder-Verbund-Triebwerke.

- c) Zylinder liegen in verschiedenen Querebenen; zwei äußere Hochdruckzylinder treiben die hintere, der innere Niederdruckzylinder die vordere Kuppelachse an; drei Schieberkästen, von denen zwei außen und einer innen, mit voneinander unabhängigen Steuerungen; Kurbeln um  $120^\circ$  versetzt (Bauart „Webb“, England).
- d) Zylinder liegen in verschiedenen Querebenen; zwei äußere Niederdruckzylinder treiben die hintere, ein innerer Hochdruckzylinder die vordere Kuppelachse an; Schieber, Steuerungen und Kurbelversetzung wie unter c) (Bauart „Schweizerische Bundesbahn“).
- e) Zylinderlage und Anordnung, sowie Antriebsart wie unter d); doch keine Versetzung der beiden Niederdruckkurbeln gegeneinander; Hochdruckkurbel eilt um  $90^\circ$  vor (Bauart „Wittfeld“).

## III. Triebwerke mit vier Zylindern (Abb. 259/260).

## a) Einstufige Dampfdehnung (Vierling); Abb. 259.

Kurbeln jeder Seite gegeneinander um  $180^\circ$  versetzt,  
gegen die der anderen Seite um  $90^\circ$ .

- a) Alle vier Zylinder in einer Querebene treiben gemeinsam eine Kuppelachse an; vier Schieber, von denen die zwei inneren mittels Übertragung durch die äußeren Steuerungen mitbetätigt werden (allgemeine Anordnung, Preußen).

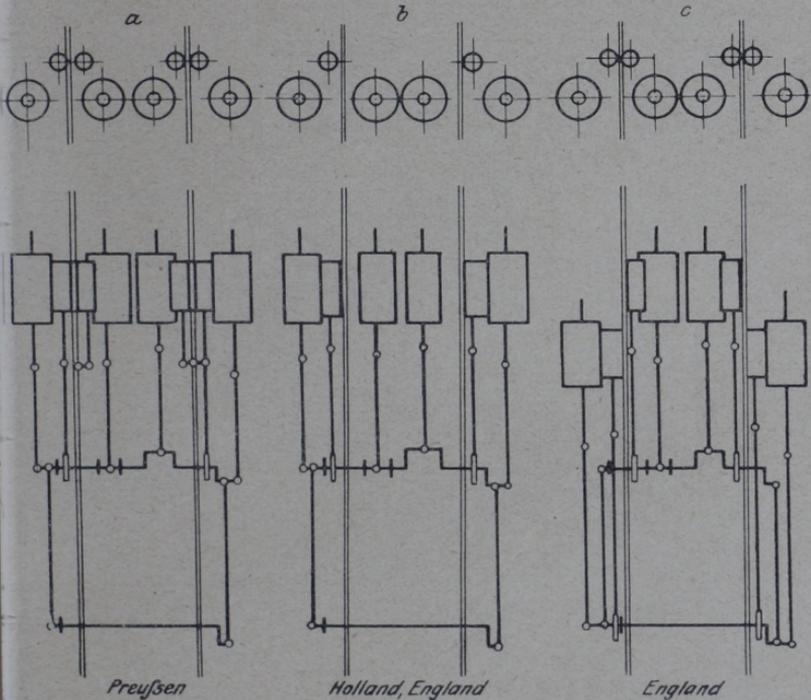


Abb. 259. Vierling-Triebwerke.

- b) Wie unter a), aber zwei außenliegende Steuerungen betätigen zwei äußere Schieber, die je zwei Zylinder (Außen- und Innenzylinder einer Seite) gemeinsam steuern (Holland, England).
- c) Zylinder liegen in verschiedenen Querebenen; zwei Außenzylinder treiben die hintere, zwei Innenzylinder die vordere Kuppelachse an; vier Schieber und vier voneinander unabhängige Steuerungen (England z. B. London- und Süd-West-Bahn).

β) Doppelte Dampfdehnung (Verbund); Abb. 260.

- a) Alle vier Zylinder in einer Querebene treiben gemeinsam eine Kuppelachse an; zwei Niederdruckzylinder außen, zwei Hochdruckzylinder innen; vier Schieber mit zwei äußeren Steuerungen, die durch Übertragung auch auf die inneren Schieber wirken (Bauarten „Gölsdorf“ und „Maffei“). Eine Abart nach v. Borries besitzt für die inneren Schieber auch Vor-  
eilhebel.
- b) Wie unter a), aber zwei außenliegende Schieber und Steuerungen steuern je zwei Zylinder (Außen- und Innenzylinder einer Seite) gemeinsam. (Bauarten „Vauclain, Woolf, Maffei“).
- c) Wie unter a), aber die beiden Hochdruckzylinder an der einen, die beiden Niederdruckzylinder an der anderen Seite; zwei außenliegende Schieber; jedes Kolbenpaar (für die zwei Niederdruck- und die zwei Hochdruckzylinder) wird gemeinsam durch einen Schieber und eine Steuerung gesteuert (Bauart „Plancher“, Italien).
- d) Zylinder liegen in verschiedenen Querebenen; zwei äußere Hochdruckzylinder treiben die hintere, zwei innere Niederdruckzylinder die vordere Kuppelachse an; vier Schieber und vier voneinander unabhängige Steuerungen, die auch unabhängig voneinander verstellt werden können (Bauart „de Glehn“, Frankreich und „Cole“, Amerika).
- e) Wie unter d), aber vier Schieber mit zwei außenliegenden Steuerungen, die mittels Übertragung auch die inneren Schieber betätigen (vereinfachte Bauart „de Glehn“, Preußen).
- f) Tandemanordnung; Zylinder in Hintereinanderschaltung; je ein Hochdruck- und Niederdruckzylinder hintereinander mit gemeinsamer Kolbenstange auf jeder Seite; gleichgültig, ob Hoch- oder Niederdruckzylinder vorn; ebenso die beiden inneren Schieber (vier im ganzen) einer Seite hintereinander auf gemeinsamer Stange; Innensteuerung (Bauart „Woolf“, Rußland, Ungarn, Amerika). Veraltet.
- g) Zylinder in Übereinanderschaltung; je ein Hochdruck- und Niederdruckzylinder senkrecht übereinanderliegend mit gemeinsamem inneren Schieber (also zwei Schieber im ganzen); Innensteuerung (ältere Bauart „Vauclain“, Amerika). Veraltet.

**b) Mehrfache Triebwerksanordnungen (Abb. 261 bis 265).**

Antriebe mit getrenntem Triebwerk.

I. Ausführungsarten mit Triebgestell.

- a) Bauart „Mallet-Rimrott“ (Abb. 261): nur 1 Dampfdehnungsgestell. Vorderes Antriebsgestell drehbar um einen Zapfen, hinteres fest mit dem Kessel verbunden. Zwei Hochdruckzylinder hinten außen am festen Hauptrahmen, zwei Niederdruckzylinder vorn außen am beweglichen Rahmen (Neben- oder Drehgestellrahmen); Zylinder jedesmal vor den Triebachsen; Zylinder wirken gleichlaufend; durch Gelenkrohre sind Hoch- und Niederdruckzylinder miteinander verbunden.

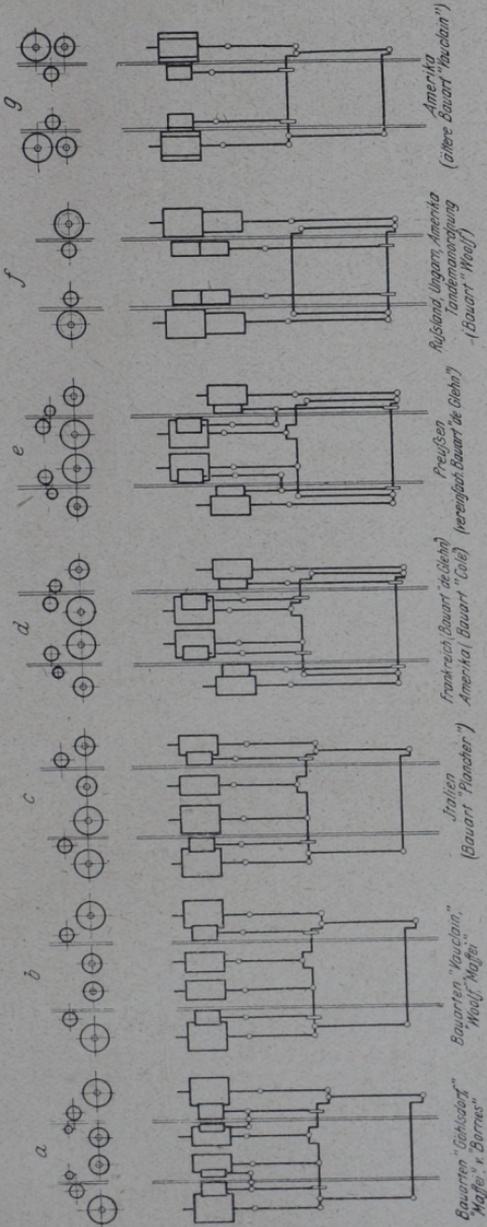


Abb. 260. Vierzylinder-Verbund-Triebwerke

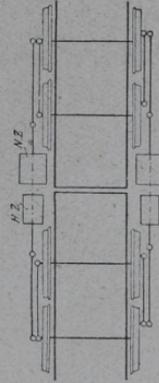


Abb. 262. Meyer-Triebwerk.

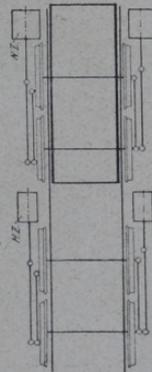


Abb. 261. Mallet-Triebwerk.

- β) Bauart „Meyer“ (Abb. 262): zwei Dampfdruckgestelle. Zwei um je einen Zapfen drehbare Antriebsgestelle. Zwei Hochdruckzylinder außen am hinteren, zwei Niederdruckzylinder außen an dem rückwärtigen Ende des vorderen Drehgestellrahmens, d. h. Zylinder „zueinander“ angeordnet.
- γ) Bauart „Fairlie“ (Abb. 263): zwei Dampfdruckgestelle. Zwei um je einen Zapfen drehbare Antriebsgestelle; zwei Hochdruckzylinder außen am ersten, zwei Niederdruckzylinder außen am zweiten Drehgestellrahmen am entgegengesetzten Ende zweier mit der Rückseite aneinander stoßender Kessel mit gemeinsamer Feuerkiste angeordnet.

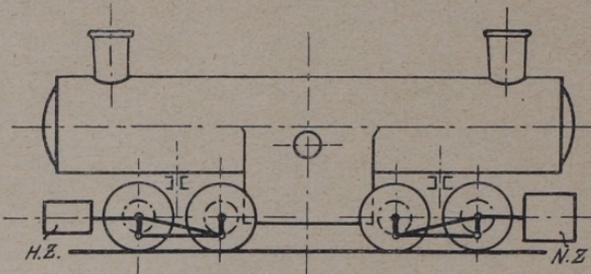


Abb. 263. Fairlie-Triebwerk.

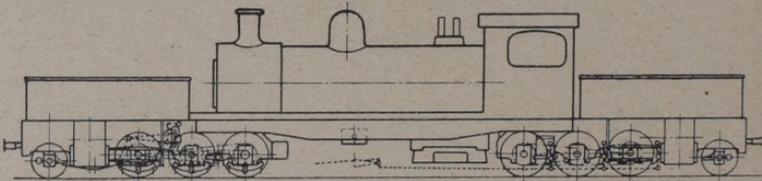


Abb. 264. Garratt-Triebwerk.

- δ) Bauart „Garratt“ (Abb. 264): zwei Dampfdruckgestelle. Zwei um je einen Zapfen drehbare Antriebsgestelle, die — außer dem Antrieb — noch Wasser- und Brennstoffbehälter tragen; die beiden Drehgestelle tragen zwischen sich einen weiteren Rahmen, auf dem Kessel und Führerhaus ruhen; zwei Hochdruckzylinder außen am hinteren, zwei Niederdruckzylinder außen am vorderen Drehgestellrahmen.

## II. Ausführungsarten ohne Triebgestell.

- a) Bauart Hagans: Antriebszylinder nur im Hauptrahmen. Zwei Zylinder vorn am Hauptrahmen wirken auf zwei Triebgruppen, von denen die eine fest im Rahmen, die andere (gewöhnlich die hinteren Kuppelräder) um einen Drehpunkt zwischen den beiden Gestellen angeordnet ist. Antrieb der vorderen Radgruppe in üblicher Weise; auf die hinteren beweglichen Kuppelachsen wird die Kraft durch Zwischenhebel übertragen.

β) Vorschlag von „Sanzin“; für Schnellzuglokomotiven von besonders großer Leistungsfähigkeit, um die Kupplung einer größeren Zahl von Lokomotivachsen zu vermeiden (Abb. 265).

Zwei vollständig getrennte unabhängige Triebwerke (Haupt- und Hilfstriebwerk a und b) für Anfahren und für das Befahren von Strecken mit stark wechselnden Neigungsverhältnissen.

Haupt-T.: vorn gelegen; zwei oder mehr gekuppelte Achsen, große Räder; hauptsächlich für Fahren mit hohen Geschwindigkeiten, ständig in Verwendung.

Hilfs-T.: hinten gelegen; zwei oder mehr gekuppelte Achsen, kleinere Räder; nur für Anfahren und Befahren stärkerer Steigungen; es arbeitet nur bis zu einer bestimmten Fahrgeschwindigkeit mit Dampf (etwa 50 bis 60 km/st) und läuft bei größeren Geschwindigkeiten leer mit.

Keine Kupplung der Triebwerke. Achsen beider Triebwerke sind im Hauptraum gelagert, also keine Triebgestelle. Jedes Triebwerk hat selbständige Umsteuerung und je einen unabhängigen Regler. Jedes Triebwerk arbeitet für sich in Zwillingswirkung; höchstens könnte für das Haupttriebwerk Verbundwirkung gewählt werden.

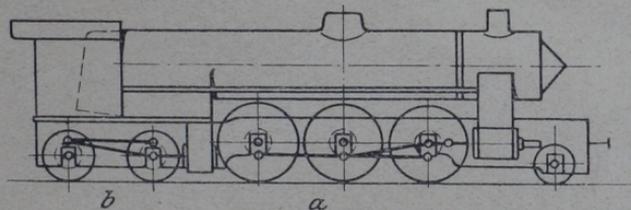


Abb. 265. Triebwerksvorschlag von „Sanzin“.

### c) Weitere Triebwerksanordnungen zur Erzielung guter Krümmungsläufigkeit.

Gute Krümmungsläufigkeit wird erreicht durch zwangsläufige Einstellung von Einzelachsen oder Achsgruppen. Erwähnenswert sind u. a. folgende Anordnungen:

Einstellbare Achsen, durch Kardangelenke angetrieben (Bauart „Klien-Lindner“);

Einstellbare Achsen, durch Zahnradübertragung angetrieben (Bauarten „Shay“, „Luttermöller“);

Einstellbare Achsen, durch Hebelübertragung angetrieben (Bauarten „Beugniot“, „Klose“);

Drehgestell, durch Hebelübertragung angetrieben (Bauart „Hagans“);

Seitlich verschiebbare Achsen, unabhängig voneinander (Bauart „Gölsdorf“);

Seitlich verschiebbare Achsen, durch Laufachsen gesteuert (Bauarten „Krauß-Helmholtz“, „Zara“).

<sup>1)</sup> Z. V. D. I. 1919, S. 765.

Bei der Bauart Luttermöller in Abb. 266 geht die Kraftübertragung auf Endachse II von der benachbarten, durch Stangen angetriebenen Kuppelachse I aus. Letztere erhält in der Mitte eine kugelige Wulst, die zu einem Universalgelenk ausgebildet ist. Das die Wulst umschließende zweiteilige Lager besitzt einen Zahnkranz und dient als Antriebsrad, in welches das auf Kugeln laufende Zwischenrad eingreift. Das auf Endachse II aufgekeilte Rad ist mit einer

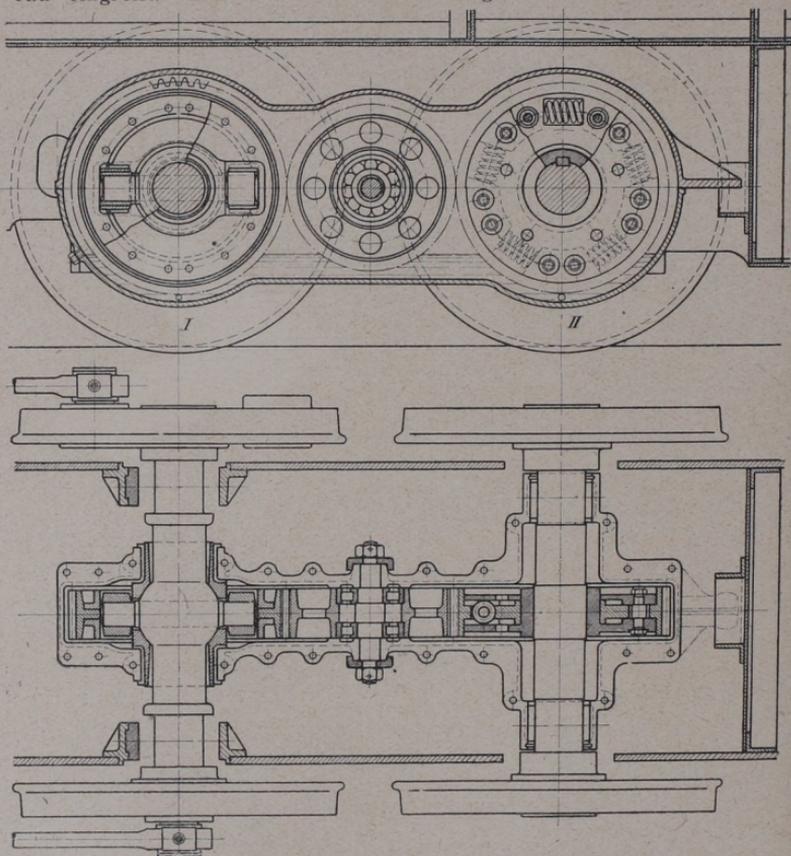


Abb. 266 Luttermöller-Achsen.

Federung versehen, wodurch zu große Zahndrücke vermieden werden. Das gesamte Zahnradgetriebe ist in einem gemeinsamen, zum Teil mit Öl angefüllten Gehäuse eingekapselt. Letzteres wird einerseits auf den halsartigen Ansätzen des auf der Kugel sitzenden Rades I, andererseits auf der Endachse durch gewöhnliche Lagerschalen getragen, die auch die Achslast aufnehmen. Das Kugelgelenk ermöglicht den Endachsen seitliche Verschiebbarkeit und radiale Einstellung beim Befahren von Krümmungen.

## 2. Steuerungen.

Bedingungen einer Lokomotivsteuerung sind:

- richtige, d. h. der Bewegung des Kolbens entsprechende Dampfverteilung,
- wirtschaftliche Dampfverteilung, d. h. der Dampfverbrauch soll bei der meist gebrauchten Zugkraft ein möglichst geringer sein,
- möglichst gleiche Dampfverteilung auf Kurbel- und Deckelseite, Umsteuerbarkeit,
- ausreichende Füllungsverstellbarkeit.

Einteilung der Steuerungen:

- nach Art der Lage bezüglich des Rahmens in
  - innen liegende Steuerungen,
  - außen liegende Steuerungen,
  - Steuerungen mit Zwischenhebel,
- nach Art der Ausführungen in
  - Steuerungen mit zwei Hubscheiben,
  - Steuerungen mit einer Gegenkurbel,
  - Lenkersteuerungen.

Hauptteile einer Steuerung sind:

- innere Steuerung (Schieber, Ventile, Hähne),
- äußere Steuerung (verschiedene Steuerungen und ihre Führungen, wie Hängeeisen, Voreilhebel, Lenkerstange, Schwingenstange, Schieberschubstange, Steuerstangenhebel u. dgl., ferner Schwingen, Hubscheiben, Steuerbock und -Schraube).

### a) Innere Steuerung.

#### I. Steuerung mit Schiebern.

##### a) Flachschieber.

Meist mit Trickkanal versehen. Baustoff Rotguß oder weiches Gußeisen; zuweilen Weißmetalleingüsse zur Verminderung der Abnutzung. Durch Trickkanal Verdoppelung der Einströmquerschnitte. Hauptvorteil der Flachschieber ist die Möglichkeit des Abklappens bei Wasserschlägen. Andererseits nötigt diese Schieberbauart wegen der starken Schieber- und Stopfbuchsreibung zur Ausführung sehr kräftiger Steuerungsgestänge und Bolzen.

Abb. 267 zeigt einen Trickschieber der preußischen Staatsbahn mit Weißmetalleingüssen. Zur Verminderung der starken Schieberreibung werden auf größeren Schiebern häufig Entlastungsvorrichtungen angeordnet. Die Unmöglichkeit, Flachschieber auf die Dauer dicht zu halten und die kostspieligen Wiederherstellungsarbeiten ließen schon frühzeitig den Gedanken aufkommen, Kolbenschieber zu verwenden. Aber erst mit Einführung des Heißdampfes sind die vielfachen Schwierigkeiten beseitigt worden, die sich bei Anwendung von Kolbenschiebern anfangs ergaben.

##### β) Kolben- oder Rohrschieber.

Sind auszuführen, wenn Überhitzungstemperatur etwa 270° C überschreitet. Es wird meist innere Einströmung angewandt. Kolbenschieber besitzen gegen innere Drucksteigerung (Wasserschlag) keine Nachgiebigkeit. Daher Notwendigkeit der Anbringung von Sicher-

heitsventilen an Zylindern. Ferner sind Luftsaugeventile und Druckausgleichsvorrichtungen an den Zylindern vorzusehen.<sup>1)</sup>

An den ältesten Heißdampflokomotiven wurden Kolbenschieber von 260 mm Durchmesser mit breiten federnden Dichtungsringen benutzt. Infolge des hohen Gewichts und der Reibung der federnden Ringe ging man zu ungefederten Ringen über, die in geheizten Buchsen liefen und mit doppelter Einströmung versehen waren. Ihr Durchmesser wurde nach und nach bis auf 150 mm verkleinert. Die Unmöglichkeit, die Schieber auf die Dauer vor Abnutzung zu schützen,<sup>2)</sup> führte zu wachsender Dampfverschwendung im Betriebe. Die preußische Staatsbahn ging daher seit 1909 dazu über, Kolbenschieber mit schmalen federnden Ringen zu verwenden.

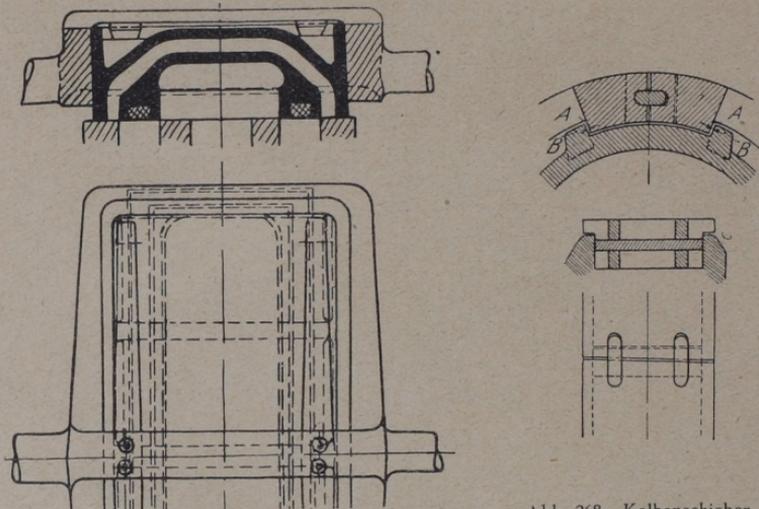


Abb. 267. Flachschieber mit Trickkanal.

Abb. 268. Kolbenschieber Bauart „Fester“.

1. Kolbenschieber mit breiten federnden Ringen. Bauart „Schmidt“ mit einfacher Einströmung (Abb. 269).

Nachteile sind dadurch beseitigt, daß infolge eigenartiger Bauart ein zu starkes Anpressen und Zusammendrücken des Ringes verhindert wird. Hierzu sind hinter dem Ring mehrere dampfdichte Räume geschaffen, die durch strahlenförmig im Ring angebrachte Löcher von 5 mm Durchmesser mit dem äußeren Dampfkanal in Verbindung stehen, so daß auf beiden Seiten des Ringes der gleiche Druck vorhanden ist und der Ring durch die Federspannung allein zum besseren Dichten gegen die Wandungen gedrückt wird. Um

<sup>1)</sup> Diese Vorrichtungen sind an dem neuerdings bei der Reichsbahn verwendeten Koch-Schieber unnötig, weil die beiden Tellerventile in den Schieberkörpern sich bei Leerlauf selbsttätig öffnen.

<sup>2)</sup> Vgl. Becher, Vorschläge zur Erzielung der Entlastung von Kolbenschiebern Z. V. D. I. 1913, S. 184,

den dampfdichten Abschluß zwischen Deckel und Ring, sowie zwischen Ring und Schieberkörper zu erzielen und um zu verhindern, daß der Ring zwischen Schieberkörper und Deckel festgeklemmt wird, ist der Schieberdeckel etwas federnd ausgebildet und nur mit dem inneren Rand gegen den Schieberkörper festgeschraubt, während der äußere Rand nur durch den auf den Deckel ausgeübten Überdruck angepreßt wird. Die Lage der Ringe am

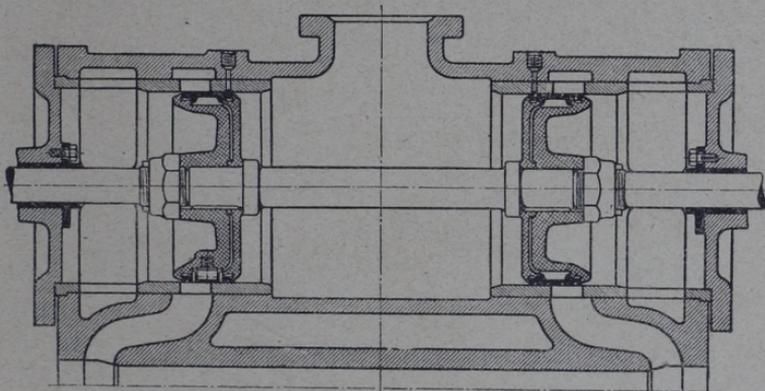


Abb. 269. Kolbenschieber mit breiten federnden Ringen Bauart „Schmidt“.

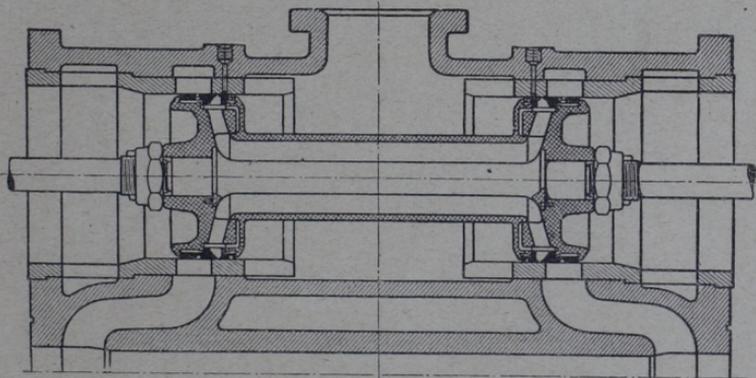


Abb. 270. Kolbenschieber mit Trickkanal Bauart „Schmidt“.

Kolbenkörper ist derart festgelegt, daß die Schnittfuge immer über den breiten Steg im Kanal der Buchse hinweggleitet, so daß durch die Schnittfuge keine Undichtigkeit entstehen kann. Die äußeren Schnittfugen des Ringes werden durch besondere Verschlußstücke überdeckt, die am Schieberkörper bzw. am Deckel angebracht sind. Werden diese Verschlußstücke angeschraubt, so sichern sie gleichzeitig den Ring gegen Drehung, sind sie aber angegossen, so ist in der mittleren Schnittfuge ein Feststellstift angeordnet.

Bauart „Schmidt mit Trickkanal“ (Abb. 270).

Die Anwendung des Trickkanals hat den Vorteil, daß infolge der doppelten Einströmung ein kleinerer Schieberdurchmesser bzw. bei gleichem Durchmesser eine größere Kolbengeschwindigkeit erreicht werden kann als beim Schieber mit einfacher Einströmung.

Bauart „Fester“ (Abb. 268).

Ausgeführt bei Lokomotiven der sächsischen Staatsbahn, bei italienischen und bei Lokomotiven für Java. Der breite

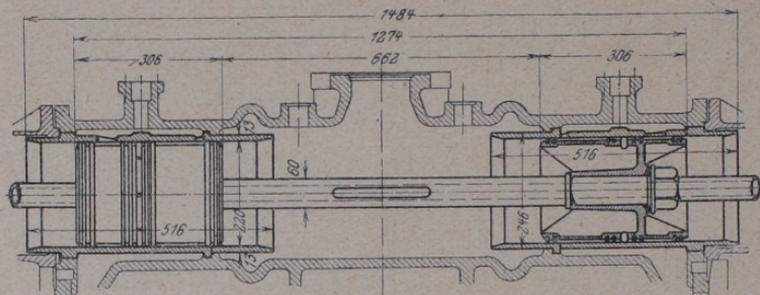


Abb. 271. Kolbenschieber Bauart „Schichau-Wolf“ mit doppelter Einströmung.

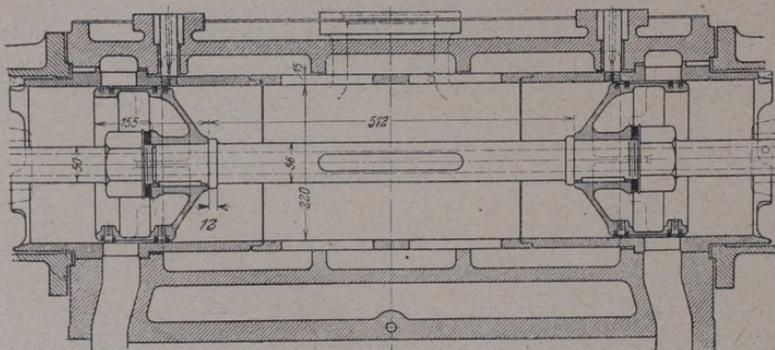


Abb. 272. Kolbenschieber Bauart „Schichau-Wolf“ mit einfacher Einströmung.

federnde Dichtungsring hat ein Dichtungsschloß, das die ebene Schnittfuge durch eine Quer- und zwei Längseinlagen (Keile) verschließt. Die Ringe werden mit nur geringer Spannung eingesetzt; sind sie infolge Abnutzung so weit auseinandergedrückt, daß die Ansatzflächen A des Ringes gegen die Nocken B des Schieberkörpers zur Anlage gekommen sind, so hat sich erfahrungsgemäß der Schieber so eingelaufen, daß bei guter Abdichtung der Bewegungswiderstand desselben nur ganz gering ist. Die Nocken B verhüten gleichzeitig ein Verdrehen des Schieberringes. Die Einströmungskanäle der Büchsen haben schräge Verbindungstege, wodurch ein Einlaufen derselben in die Schieberringe vermieden wird.

2. Kolbenschieber mit schmalen federnden Ringen. Bauart „Schichau-Wolf“ (Abb. 271/272).

Der Schieberdurchmesser ist 220 mm, die Dichtungsringe sind 6 mm breit und 8 mm hoch. Zwischen Schieberkörper und Schieberbuchse sind 0,75 mm Spiel vorgesehen. Der Schieberkörper wird durch die Schieberstange schwimmend in der Schieberbuchse gehalten. Die Tragstange ist in Führungen gelagert, die aus einem dichtenden und einem aus dem Heißdampf entfernten tragenden Teil bestehen. Zur Erzielung geringsten Gewichts ist die Schieberstange durchbohrt, während die Schieberkörper möglichst leicht gehalten sind. Die Dichtungsringe sind aus Spezialgußeisen, das vermöge einer besonderen Verarbeitung hohe Elastizität, geringe Härte und gleichmäßiges Anliegen gewährleistet. Mit Rücksicht auf die starken Temperaturschwankungen ist es zweckmäßig, die Ringe mit etwas Spiel in den Nuten einzusetzen, wodurch ein Festklemmen des Ringes beim Verziehen des Schieberkörpers oder auch durch Ölverkrustungen verhindert wird.

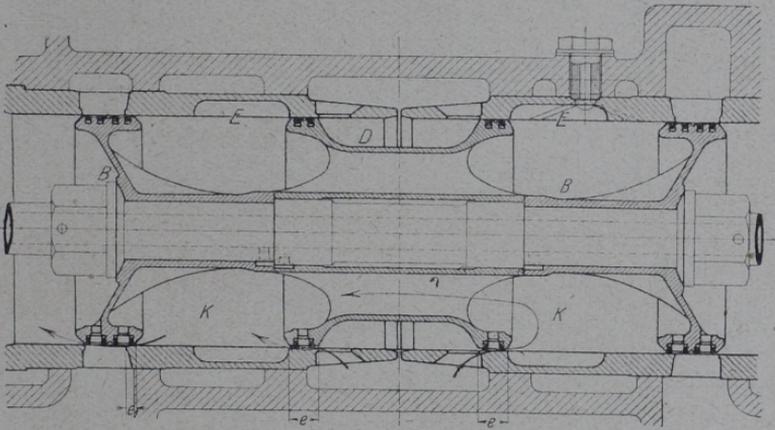


Abb. 273. Kammerschieber Bauart „Hochwald“.

Ursprünglich wurden derartige Kolbenschieber nur mit doppelter Einströmung gebaut (vgl. Abb. 271). Seit dem Jahre 1913 wurden gleichartige Schieber jedoch mit einfacher Einströmung zunächst für Güterzuglokomotiven ausgeführt. Nachdem sie sich auch bei Schnellzuglokomotiven gut bewährt hatten, erhalten alle Lokomotiven der preußischen Staatsbahn seit dem Jahre 1915 den Kolbenschieber nach Abb. 272 mit schmalen federnden Dichtungsringen und einfacher Einströmung.

### 3. Kammerschieber Bauart „Hochwald“

Der Kammerschieber in Abb. 273 besteht aus den Köpfen B B, einer dazwischen angeordneten Muschel D und hat einen von der Muschel, den Köpfen und dem Schieberspiegel begrenzten Kammerraum K K. Die Stege der Schieberköpfe steuern mit den Innenkanten die Kammer und mit den Außenkanten den Abdampf; die Stege der Muschel steuern die Ein-

strömung und tragen zu diesem Zwecke die Einströmdeckung  $e$ . Die Kammerdeckung  $e_1$  ist kleiner als die Einströmdeckung  $e$ , so daß die Kammer schon vor Beginn der Einströmung, während der Verdichtung, Anschluß an den Zylinderkanal erhält. Durch diesen Eintritt der Kammer in die Dampfverteilung wird die Bildung eines zweiten Einströmspaltes ermöglicht und gleichzeitig die Verdichtung beeinflußt. Bei der Bildung des zweiten Einströmspaltes arbeiten die Einströmstege der Muschel mit Ausparungen  $E$  in der Schieberbuchse so zusammen, wie es die Pfeile in der Abb. 273 erkennen lassen. Sobald die Muschelstege beginnen, den Frischdampfkanal zu öffnen, ist der Zylinderkanal bereits weit geöffnet und der an den beiden Eröffnungskanten der Muschel eintretende Frischdampf kann ungehindert in den Zylinderkanal strömen. Die freie Weite des Zylinder-

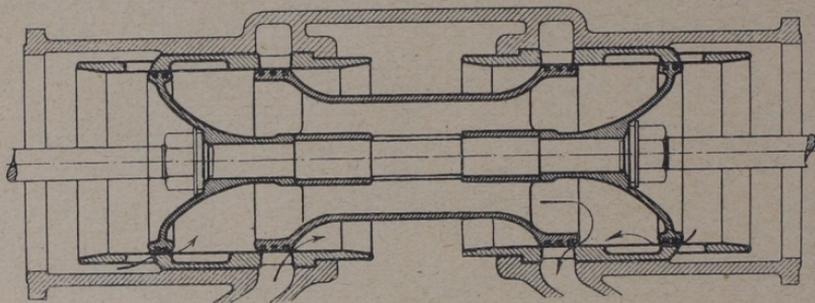


Abb. 274. Kammerschieber Bauart „Hochwald“ für Niederdruckzylinder, mit äußerer Einströmung.

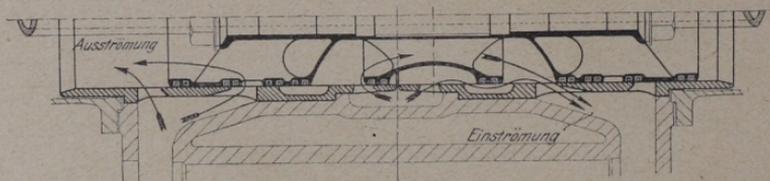


Abb. 275. Kammerschieber Bauart „Hochwald“ mit doppelter Ausströmung.

kanals in der Einströmstellung des Schiebers ist hierbei gleich dem Unterschied zwischen der Einströmdeckung  $e$  und der Kammerdeckung  $e_1$ , und die doppelte Eröffnung hält deshalb solange an, bis der Schieber aus seiner Mittelstellung  $2$  ( $e - e_1$ ) hinausgegangen ist.

Einfachere Kanalführung wegen erhält bei Verbundanordnung der Niederdruckzylinder im allgemeinen äußere Einströmung. Hierbei sind die im Kammerraum liegenden muldenförmigen Ausparungen des Schieberspiegels nach außen verlegt (Abb. 274). Sie arbeiten mit den Stegen der Schieberköpfe und nicht, wie bei der inneren Einströmung mit den Stegen der inneren Muschel zusammen.

Der Kammerschieber kann auch zur Vergrößerung des Anfahrmentes dienen. Er hat zwei Deckungen, die der Frischdampf bestreichen muß: die eigentliche Einströmdeckung an den Muschel-

kanten und die zweite kleinere Deckung an den Eröffnungsstegen der Kammer. Führt man den Frischdampf mit Umgehung der inneren Muschel unmittelbar in die Kammer ein, so erhält man entsprechend der kleineren Kammerdeckung eine vergrößerte Füllung, ohne an der Steuerung selbst etwas geändert zu haben. Eine derartige Ausführung wurde u. a. bei der 2C-Heißdampf-Drilling-Schnellzuglokomotive der preußischen Staatseisenbahn angewendet.

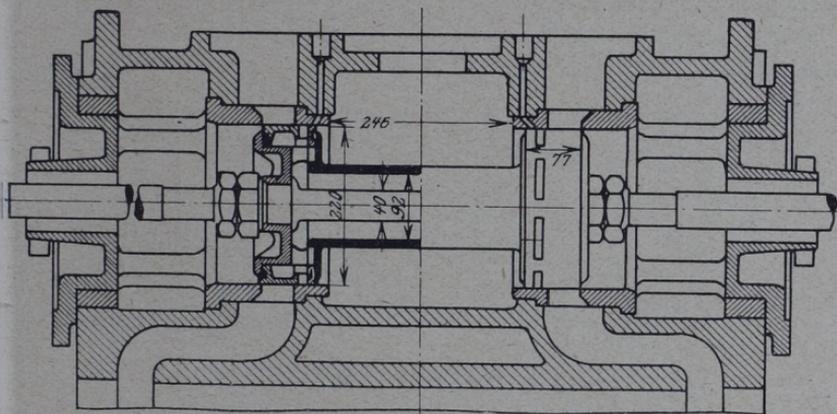


Abb. 276. Kolbenschieber Bauart „Schwedische Staatsbahn“.

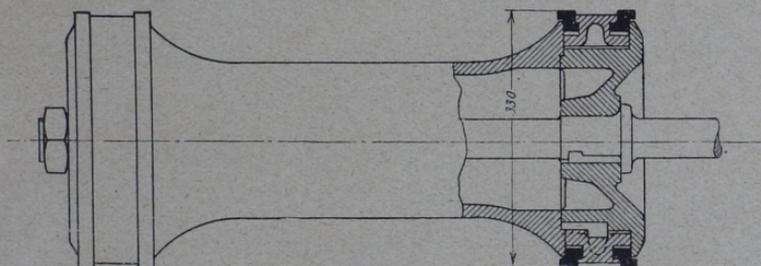


Abb. 277. Kolbenschieber amerikanische Bauart „Player“.

Abb. 275 zeigt einen Hochwaldschieber mit doppelter Ausströmung, wie er bei Lokomotiven wohl nur ausnahmsweise zur Anwendung gelangt.

#### 4. Verschiedene bemerkenswerte sonstige Schieberbauarten.

Kolbenschieber für Zwillingslokomotiven.

Bauart der schwedischen Staatsbahn (Abb. 276); mit doppelter innerer Einströmung. Jeder Schieber trägt einen breiten Ring, der mit zwei seitlichen Stählringen versehen ist.

Bauart „Player“ (Abb. 277/278); dreiteiliger Schieber mit beiderseits aufgesetzten Deckelkörpern und breiten, mehrteiligen Kolbenringen. Eine Gruppe von drei Ringen bildet den Schieberlappen, und zwar zwei äußere hochkantige (etwa nach Vaucrain-Art), sowie dazwischen zurückstehend ein U-förmiger, mit den beiden ersten verzahnter breiter fester Ring. Mittels eines eingelegten Keiles wird der Ring gegen Verdrehung festgehalten. Eine unverzahnte neuere Ringform zeigt Abb. 279, wonach die drei Ringe glatt aneinander anschließen. Eine innere Verspannung ist in beiden Fällen nicht vorhanden. Höhe der Ringe 19 mm, Breite unten 15,8 und oben 12,7 mm, Spaltbreite 0,8 mm.

Bauart der belgischen Staatsbahn (Abb. 280); der Schieber hat einfache innere Einstromung. Der Kolbenring ist drei-

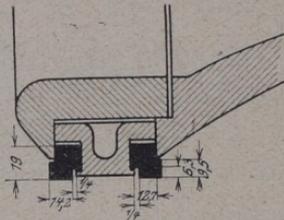


Abb. 278. Ring für Kolbenschieber Bauart „Player“.

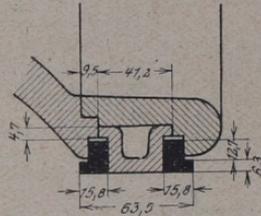


Abb. 279. Amerikanischer Kolbenschieberring.

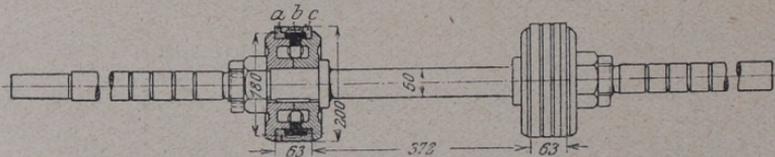


Abb. 280. Kolbenschieber Bauart „Belgische Staatsbahn“.

teilig (a, b, c). Zusammenklappen desselben während der Verdichtung wird verhindert durch eine Anzahl Bohrungen auf dem Umfang des größten Ringes, die den Dampfdruck ausgleichen.

Doppelschieber für Vierlinglokomotiven.

Bauart „Maffei“ (Abb. 281); zwei gewöhnliche Kolbenschieber sitzen auf einer Stange nebeneinander. Je zwei Zylinder einer Seite werden durch solch einen Doppelschieber gesteuert. Schieberdurchmesser 270 mm. Die Schieberstopfbüchsen stehen nur unter dem Druck des ausströmenden Dampfes. Die Kanäle zu den Zylindern brauchen sich nicht zu überkreuzen. Die Dampfführung ist durch Pfeile kenntlich gemacht. Abdichtung der Kolbenschieber durch Ringe an vier Stellen.

Doppelschieber für Vierzyl.-Verbundlokomotiven.

Bauart „Vaucrain“ (Abb. 282); es ist ein dreifacher Rohrschieber. Der innere steuert mit innerer Einstromung den Hochdruckzylinder;

der ausströmende Verbinderdampf strömt in den Hohlraum und durch die beiderseitigen äußeren Steuerkanten in den Niederdruckzylinder. Der auf den Büchsen aufliegende (also nicht entlastete) Schieberkörper besteht aus einem Stück. Er hat schmale hochkantige Kolbenringe von T-Querschnitt mit gleicher, gezahnter Stoßfuge, damit die Kanten der Ringe steuern können.

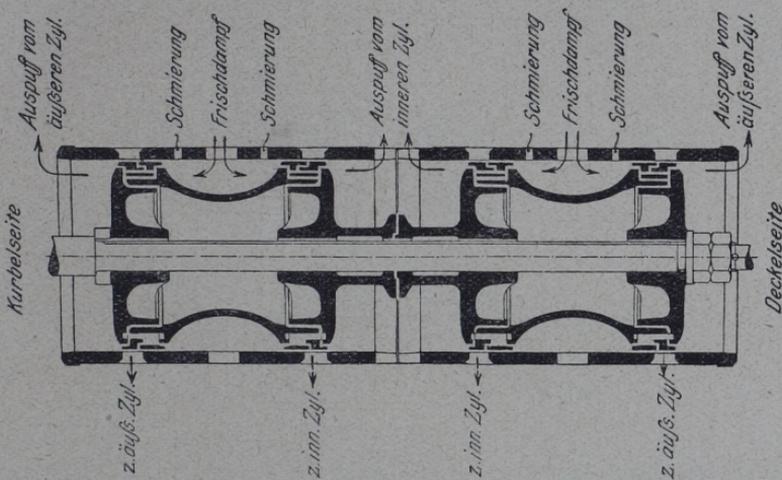


Abb. 231. Kolbenschieber Bauart „Maffei“ für Vieringlokomotiven.

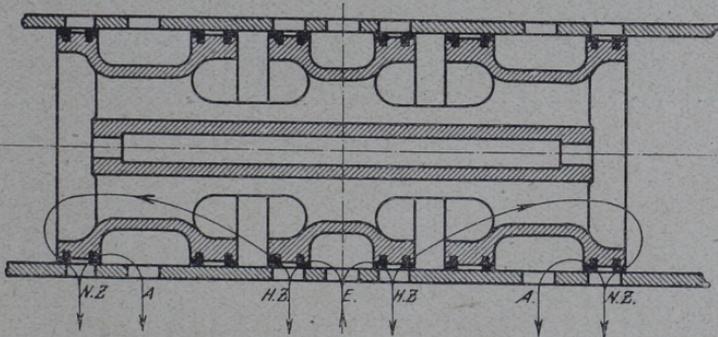


Abb. 232. Kolbenschieber Bauart „Vauclain“ für Vierzylinder-Verbundlokomotiven.

Bauart „Hanomag“ (Abb. 283/284); drei gewöhnliche Kolbenschieber sind auf einer Stange zusammengebaut. Der mittlere Teil steuert den Hochdruckzylinder mit innerer, die beiden Außenteile den Niederdruckzylinder mit äußerer Einströmung. Für die Steuerung des Hoch- und Niederdruckzylinders einer Seite dient also solch ein Doppelschieber. Beiderseits abwechselnd strömt der Dampf mit

äußere Einströmung zum Niederdruckzylinder und entweicht hierauf durch den ringförmigen Raum der beiden Niederdruckschieber in einen in das Blasrohr führenden Verbindungskanal. Die Kolbenschieberdurchmesser sind mit 320 bzw. 440 mm ungewöhnlich groß. Entsprechend dem größeren Rauminhalt des Niederdruckdampfes haben die äußeren Niederdruckschieber größeren Durchmesser. Das gemeinsame Schiebergehäuse für die drei Rohrschieber ist länger als der Zylinder.

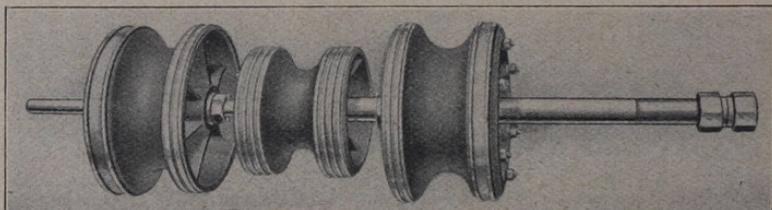
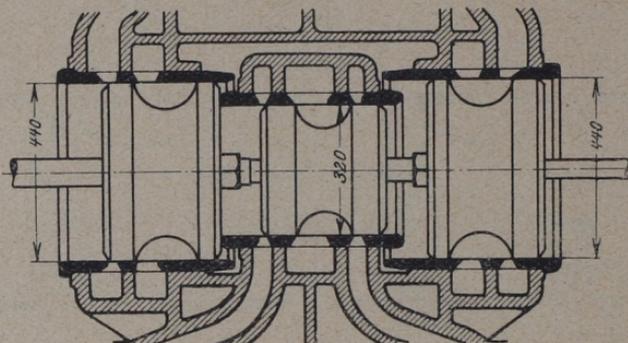


Abb. 283/284. Kolbenschieber Bauart „Hanomag“ für Vierzylinder-Verbundlokomotiven.

## II. Ermittlung der Hauptabmessungen von Schiebern.

Nach Graßmann<sup>1)</sup> mache man die Einströmdeckung bei Lokomotiven mit einfacher oder doppelter Einströmung und einfacher Ausströmung

$$e = \frac{F \cdot c}{y \cdot b}$$

Hierin ist

F die Kolbenfläche in qcm,

$c = \frac{n'}{30}$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit in m/sek. Es ist zu setzen  $n' = 0,7 n$ , wobei n die größte zulässige Drehzahl der Triebäder in 1 sek,

<sup>1)</sup> Graßmann, Geometrie und Maßbestimmung der Kulissensteuerungen, 1916. Springer, Berlin,

b die senkrecht zur Schieberschubrichtung gemessene Kanalbreite in cm.

$b = \beta \pi \delta$  bei Lokomotiven mit Kolbenschiebern; hierin bedeutet  $\beta$  den durch Stege hervorgerufenen Verengungsfaktor ( $\beta = 0,7$  bis  $0,75$ ) und  $\delta$  den inneren Durchmesser der Schieberlaufbüchse ( $\delta = 0,4$  bis  $0,5 d$ , wobei  $d$  der Zylinderdurchmesser).

y ist ein Erfahrungswert, der aus Zusammenstellung 33 zu entnehmen ist.

Kanalbreite a in Schieberschubrichtung ermittle man aus der Beziehung

$$a = \frac{F \cdot c}{w \cdot b}$$

Hierin gelten für F, c und b die eben bezeichneten Größen. w gibt die mittlere Ausströmgeschwindigkeit in m/sek an und ist aus Zusammenstellung 33 zu entnehmen.

### Zusammenstellung 33.

#### Werte von y und w

Schieberbauart	einfache Dehnung		doppelte Dehnung			
			Hochdruckzylinder		Niederdruckzylinder	
	y	w m/sek	y	w m/sek	y	w m/sek

#### Sattdampf

Muschelflachschieber mit einfacher Einströmung	60 ÷ 70	43 ÷ 50	48 ÷ 56	35 ÷ 40	57 ÷ 66	40 ÷ 45
	65 ÷ 75	43 ÷ 50	53 ÷ 62	35 ÷ 40	63 ÷ 73	40 ÷ 45
Kolbenschieber mit einfacher Einströmung	45 ÷ 55	38 ÷ 45	40 ÷ 45	30 ÷ 36	50 ÷ 58	36 ÷ 42
	50 ÷ 60	38 ÷ 45	—	—	—	—

#### Heißdampf

Muschelflachschieber mit einfacher Einströmung	70 ÷ 80	50 ÷ 57	55 ÷ 65	40 ÷ 45	65 ÷ 75	43 ÷ 50
	75 ÷ 85	50 ÷ 57	61 ÷ 72	40 ÷ 45	71 ÷ 82	43 ÷ 50
Kolbenschieber mit einfacher Einströmung	50 ÷ 60	45 ÷ 52	50 ÷ 55	36 ÷ 42	55 ÷ 65	42 ÷ 48
	55 ÷ 65	45 ÷ 52	55 ÷ 65	—	—	—

Bei Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung hat sich als brauchbarer Wert für die Ausströmdeckung erwiesen

$$i = (0 \div 0,1) r_e$$

wenn  $r_e$  die Exzentrizität der Entwurfsfüllung ist. Diese wird, nachdem  $e$  wie oben angegeben gefunden ist, mit Hilfe von Zusammenstellung 34 ermittelt. Als Entwurfsfüllung  $f$  ist für einfache Dehnung 35% anzunehmen; der Voreinströmungswinkel  $\varepsilon$  soll bei doppelt öffnendem Einlaß 11 bis 12°, bei einfach öffnendem 15 bis 16° betragen.

## Zusammenstellung 34.

Werte von  $r_{e/e}$ .

Füllung f 35 %	Voreinströmungswinkel $\varepsilon$					
	11°	12°	13°	14°	15°	16°
	$r_{e/e} = 1,3409$	1,3514	1,3624	1,3735	1,3849	1,3966

Für doppelte Dehnung sind allgemein gültige Angaben bezüglich der Ausströmdeckung nicht möglich. Hier ist die Entscheidung an Hand des jeweilig zu entwerfenden Steuerungsdiagrammes zu treffen (vgl. hierzu Graßmann S. 100 ff.).

## Beispiel:

Der Zylinderdurchmesser einer Lokomotive mit einfacher Dampfdehnung sei 610 mm, der Kolbenhub 660 mm, der Triebraddurchmesser 1350 mm, die größte Geschwindigkeit 50 km/st, entsprechend einer größten Umdrehungszahl in der Minute von rund 200. Die Kolbenschieber sollen einfache Einströmung erhalten. Wie groß ist die Einströmdeckung, die Kanalbreite und die Ausströmdeckung zu machen?

Durchmesser des Kolbenschiebers

$$\delta = 0,4 d = 0,4 \cdot 61 \cong 24 \text{ cm}$$

Einströmdeckung  $e = \frac{F \cdot c}{y \cdot b}$

$$\text{Hierin ist } F = \frac{610^2 \cdot \pi}{4} = 2920 \text{ qcm}$$

$$c = \frac{0,7 \cdot 200 \cdot 0,66}{30} = 3,08 \text{ m/sek}$$

$$y \cong 55 \text{ (vgl. Zusammenstellung 33)}$$

$$b = 0,75 \cdot \pi \cdot 24 = 56,6 \text{ cm}$$

$$\text{Also } e = \frac{2920 \cdot 3,08}{55 \cdot 56,5} \cong 2,9 \text{ cm} = 29 \text{ mm}$$

Kanalbreite  $a = \frac{F \cdot c}{w \cdot b}$

$$\text{Hierin ist } w \cong 45 \text{ m/sek (vgl. Zusammenstellung 33)}$$

$$\text{Also } a = \frac{2920 \cdot 3,08}{45 \cdot 56,6} \cong 3,5 \text{ cm} = 35 \text{ mm}$$

Ausströmdeckung  $i = 0,05 \cdot r_e$

Bei 35 % Entwurfsfüllung und 15° Voreinströmungswinkel wird nach Zusammenstellung 34.

$$\frac{r_e}{e} = 1,3849 \text{ oder, da } e = 29 \text{ mm}$$

$$r_e = 1,3849 \cdot 29 \cong 40 \text{ mm}$$

$$\text{Also } i = 0,05 \cdot 40 = 2 \text{ mm.}$$

## III. Steuerung mit Ventilen.

Bei Mangel an gutem Heißdampföl hat sich gezeigt, daß Kolbenschieber stark verkrusten, so daß die Ringe in den Nuten festsitzen und ihre Federkraft verlieren. Sie halten alsdann nicht mehr dicht, und hoher Dampfverbrauch ist die weitere Folge. Infolgedessen hat man sich im Lokomotivbau den Ventilsteuerungen zugewandt, die seit Jahren im ortsfesten Dampfmaschinenbau mit bestem Erfolg Verwendung finden. Neben unbedingter Betriebssicherheit, die die Ventilsteuerung auf Grund wesentlicher Verbesserungen erfahren hat, ist die Ersparnis an Zylinderöl bis zu 60% gegenüber gleichartigen Kolbenschieberlokomotiven zu nennen. Ventilmaschinen können auch mit wesentlich höheren Überhitzungen arbeiten, da eine Rücksichtnahme auf den Entflammungspunkt des Schmieröles entfällt.

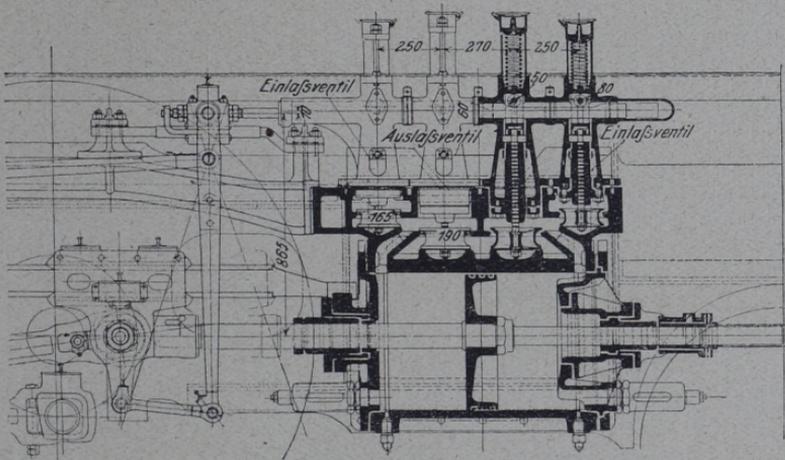


Abb. 235. Lenz-Ventilsteuerung für die oldenburgische 1C1-S-Lokomotive.

## a) Lenz-Steuerung für Oldenburg.

Abb. 285 zeigt die von der Hanomag für die oldenburgische 1C1-Schnellzuglokomotive ausgeführte Lenz-Ventilsteuerung. Die Ventile für den Einlaß sind an den Enden, die für den Auslaß in der Mitte des Zylinders angeordnet. Als Baustoff findet Stahlguß oder neuerdings gepreßtes Stahlblech Anwendung. Alle Ventile, die als Doppelsitzventil ausgebildet sind, werden durch den Zylinderüberdruck auf Schließen beansprucht. Sie sind an Stahlspindeln angeschraubt, die in besonders langen Führungen mit eingesetzten Buchsen arbeiten. Die Abdichtung des Dampfes wirkt als sogenannte Labyrinthdichtung mittels eingedrehter Rillen. Die Spindeln enden in Köpfen, in denen Rollen leicht drehbar angeordnet sind. Diese laufen unmittelbar auf der Nocken- oder Hubkurvenstange, die ihren Antrieb von der äußeren Steuerung erhält. Die einzelnen Ventilköpfe sind getrennt gehalten, so daß jedes einzelne Ventil mit Führung, nachdem

Zusammen-  
Steuerungsverhältnisse der 1C1-Schnellzug-

	Vorwärtsgang										
	Voreilung	Größter Weg der Hubkurvenstange	E-Ventilhub	A-Ventilhub	Springen des Schwingensteines	Prozente vom Kolbenweg während					
						der Dampf- füllung	der Dehnung	des Dampf- aus- trittes		der Kompression	des Gegen- dampfes
						der Dehnung	Hin	Zu- rück	Kompression	des Gegen- dampfes	
vor dem Kolben	6	56	4	16	0	5 1/2	46	48 1/2	48	47	5
hinter	6	56	4	16	0	5 1/2	47 1/2	47	46	48 1/2	5 1/2
v.	6	57	5	16	0	10	49	41	55 1/2	42	2 1/2
h.	6	57	5	16	0	10 1/2	50 1/2	39	54 1/2	43	2 1/2
v.	6	59	7	16	1	19	48 1/2	32 1/2	64 1/2	34 1/2	1
h.	6	59	7	16	1	20	49	31	62 1/2	36	1 1/2
v.	6	63	9	16	4	28 1/2	45	26 1/2	72	27 1/2	1 1/2
h.	6	63	9	16	4	31 1/2	44 1/2	24	69	30 1/2	1 1/2
v.	6	68 1/2	11 1/2	16	7	38 1/2	40 1/2	21	78	21 3/4	1 1/4
h.	6	68	11 1/2	16	7	43	38	19	75	24 3/4	1 1/4
v.	6	73 1/2	13	16	9	48	35	17	82	18	—
h.	6	73 1/2	13	16	9	52 1/2	32 1/2	15	79 1/2	20 1/2	—
v.	6	84	14	16	11	58	29	13	86	14	—
h.	6	83	14	16	11	62 1/2	25 1/2	12	84	16	—
v.	6	99 1/2	14	16	12	68 1/2	22	9 1/2	90	10	—
h.	6	98	14	16	12	72	19 1/2	8 1/2	89	11	—
v.	6	122	14	16	14	79	15	6	93 1/2	6 1/2	—
h.	6	122	14	16	14	80 1/2	14	5 1/2	92 1/2	7 1/2	—

Größter Weg der Hubkurvenstange nach vorn 122 mm,  
nach hinten 122 mm; gesamt 244 mm.

Größter Ausschlag des Schwingensteines (einschl. Springen)  
nach unten 195 mm.

die Nockenstange nach vorn herausgezogen ist, ohne an der äußeren Steuerung irgend etwas zu lösen, herausgenommen werden kann. Die Federn aller Ventile sind gleich, nur unterscheiden sie sich für Ein- und Ausströmung in der Vorspannung. Zusammenstellung 35 enthält die Steuerungsergebnisse der oldenburgischen 1C1-Lokomotive.<sup>1)</sup>

In Zusammenstellung 36 sind die Einstromungsverhältnisse der preußischen 2C-Drilling-Schnellzuglokomotive (Kolbenschieber) mit denen der oldenburgischen 1C1-Zwilling-Schnellzuglokomotive (Ventilsteuerung) verglichen. Man ersieht hieraus die Überlegenheit der Ventilsteuerung bezüglich der Dampfeintrittsquerschnitte, die sich namentlich bei sehr kleinen Füllungen zeigt.

<sup>1)</sup> Vgl. Hanomag-Nachrichten 1917, Heft 3, S. 45.

stellung 35.

## lokomotive für Oldenburg mit Ventilsteuerung.

	Rückwärtsgang										
	Vorellung	Größter Weg der Hubkurvenstange	E-Ventilhub	A-Ventilhub	Springen des Schwingensteines	Prozente vom Kolbenweg während					der Kompression des Gegen-dampfes
						der Dampf-füllung	der Dehnung	des Dampf-aus-trittes			
							Hin	Zu-rück			
vor dem Kolben	6	56	4	16	0	5	47	48	50	46	4
hinter	6	56	4	16		Steuerung auf Mitte					
v.	6	57	5	16		5½	49	45½	47	48	5
h.	6	57	5	16	3	10½	51½	38	58	40	2
v.	6	59	7	16		11	52	37	57	41	2
h.	6	59	7	16	6	20	51½	28½	67½	31½	1
v.	6	62½	8½	16		20½	52	27½	67	32	1
h.	6	62	8½	16	8	30	48	22	74	25½	1½
v.	6	66	10½	16		30	48	22	74	25½	1½
h.	6	66	10½	16	11	40	42	18	79	20½	1½
v.	6	69	12	16		40½	42	17½	79	20½	1½
h.	6	70	12	16	13	50	35½	14½	85½	14¼	1¼
v.	6	75	13	16		50	35	15	82½	17½	1¼
h.	6	76	13	16	15	59	29½	11½	86	14	—
v.	6	84	14	16		62½	26	11½	86	14	—
h.	6	86	14	16	24	69	21½	9½	89	11	—
v.	6	92	14	16		72	18½	9½	89	11	—
h.	6	94	14	16	32	73½	18½	8	91	9	—
						77	15	8	90	10	—

Größter Weg der Hubkurvenstange nach vorn 92 mm,  
nach hinten 94 mm; gesamt 186 mm.

Größter Ausschlag des Schwingensteines (einschl. Springen)  
nach oben 165 mm.

## Zusammenstellung 36.

## Einströmungsverhältnisse der preußischen 2C-Drilling- und der Oldenburgischen 1C1-Lokomotive.

Füllung	10 %		20 %		30 %	
	Preu-ßen	Olden-burg	Preu-ßen	Olden-burg	Preu-ßen	Olden-burg
Größter Einströmungs- querschnitt . . . qcm	30	50	45	70	60	90
Zylinderquerschnitt qcm	1960	2640	1960	2640	1960	2640
Verhältnis . . . . .	1/65	1/53	1/44	1/38	1/33	1/30

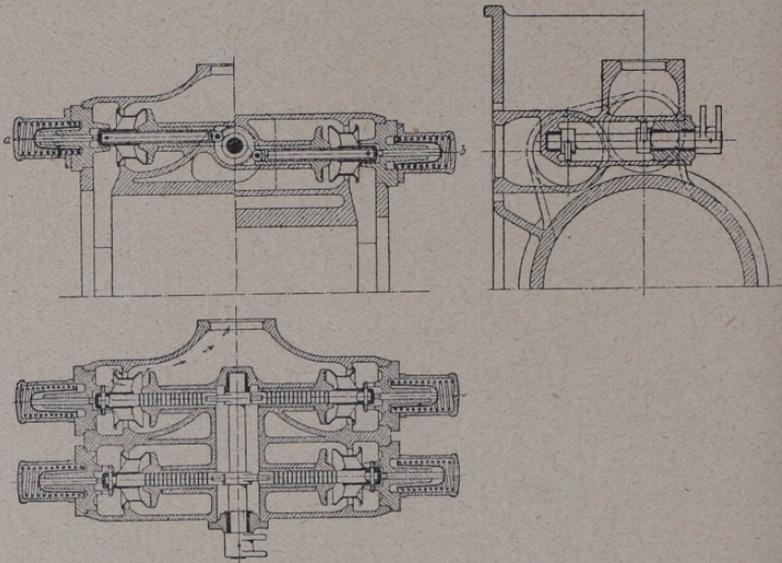


Abb. 286/287. Lenz-Ventile für eine österreichische Lokomotive.

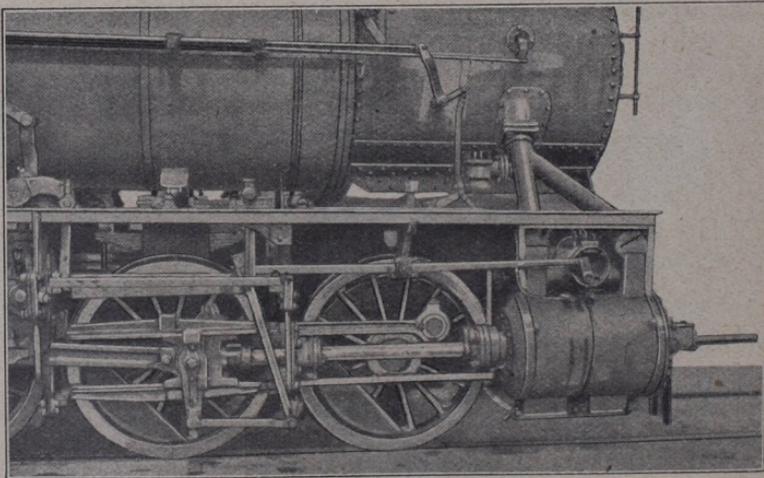


Abb. 288. Lenz-Ventilsteuerung für eine österreichische E-G-Lokomotive.

β) Lentz-Steuerung für Österreich.

Nachdem erkannt war, daß nur ein sehr leichtes Ventil den besonderen Anforderungen des Eisenbahnbetriebes entsprechen könne, wurden von Lentz für eine 1920 in Betrieb genommene E-Güterzuglokomotive der österreichischen Bundesbahnen Ventile entworfen, die durch ein Preßverfahren aus 3 mm starkem Stahlblech hergestellt wurden. Ein Einströmventil dieser Lokomotiven von 150 mm Durchmesser wog 1,3 kg, ein Ausströmventil von 170 mm Durchmesser 1,5 kg; mit Spindel und Rolle waren die entsprechenden Gewichte 2,6 und 3,2 kg. Demgegenüber war das Gewicht des Kolbenschiebers einer gleichartigen Lokomotive 143 kg. Vergleicht man die Beschleunigungskräfte bei größter Füllung (Leerfahrt mit ausgelegter Steuerung), so findet man für das Einlaßventil 13,7 kg, für

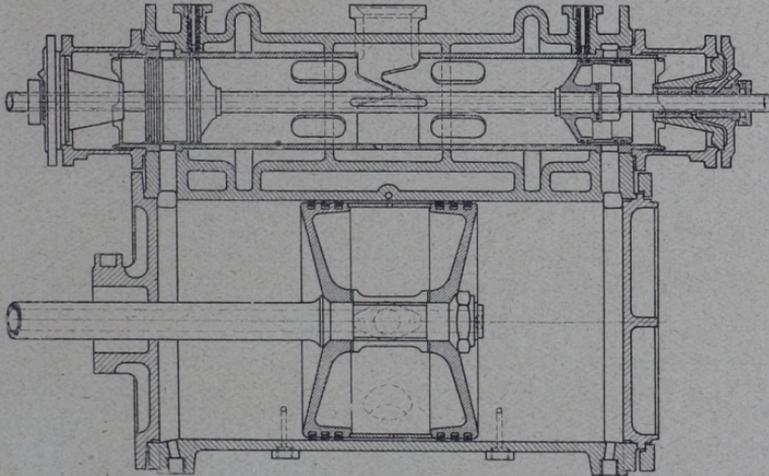


Abb. 289. Gleichstromzylinder nach „Stumpf“.

das Auslaßventil 19 kg, für den Kolbenschieber dagegen 750 kg. Bemerkenswert ist die Anordnung der Ventile. Wie die Abb. 286/287 erkennen läßt, sind die Ventile liegend angeordnet, und zwar liegt je ein Einlaß- und ein Auslaßventil nebeneinander. Der Antrieb der Ventile erfolgt durch eine Welle, auf der je zwei Schwingdaumen angeordnet sind. Die Welle wird durch einen außen aufgekeilten Hebel in Bewegung gesetzt, mit dem die Ventilzugstange (Schieber-schubstange) in Verbindung steht (Abb. 288).

#### IV. Steuerung der Stumpf'schen Gleichstromlokomotive.

Die Gleichstromlokomotive entstand 1908 bei der Moskau-Kasan-Bahn (Kolomna) und bei der preußischen Staatsbahn (Vulkan). Ihr Vorteil liegt in der Vermeidung der Innenkondensation, da die Deckel nicht durch Abdampf gekühlt, sondern durch Kompressionswärme ge-

heizt werden. Die Dampfersparnis wächst mit zunehmender Dehnung und abnehmender Überhitzung. Bei Füllungen bis 30% arbeitet die Gleichstromlokomotive deshalb nach vielfacher Erfahrung so sparsam, wie eine Verbundmaschine. Bei großer Füllung verschwindet der Vorzug des Gleichstroms, weil der Taupunkt nicht erreicht wird, während die hohe Kompression die Zugkraft schädlich beeinflusst. Anzustreben ist Verminderung der Kompression bei großen Füllungen. Dies geschieht am leichtesten bei Schiebersteuerung, indem eine solche Aus-

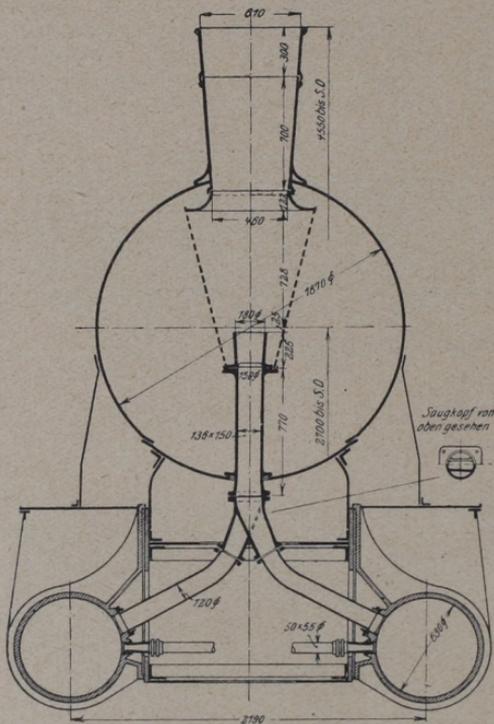


Abb. 290. Führung der Auspuffleitungen bei der Stumpf'schen Gleichstromlokomotive.

$s = 660$  mm, so wird  $l = 120 + 0,5 \times 660 = 450$  mm.

Zur Verwendung der Kompression sind die Auspuffleitungen nach Abb. 290 ineinander zu führen. Der Auspuff des Zylinders der einen Seite bewirkt so ein Absaugen im Zylinder der anderen Seite. Nach Versuchen mit einer G<sub>10</sub>-Gleichstromlokomotive wird ein hinreichender Unterdruck erzeugt, um den schädlichen Raum bei 12 at Kesseldruck von 17 auf 12% zu vermindern.<sup>1)</sup>

geben wird, daß von 40% Füllung ab die Kompression höchstens noch 60% beträgt. Abb. 289 zeigt einen Stumpf'schen Gleichstromzylinder mit Schiebersteuerung. Die früher gebräuchlichen, auf dem Zylinderumfang verteilten Auslaßschlitze und Auspuffwulst sind zur Erzielung größerer Abdampfgeschwindigkeit durch eine einzige Bohrung vom Durchm.  $d = 1,3 \sqrt{\mathcal{D}}$  in der Zylinderwand ersetzt. Hierin ist  $\mathcal{D}$  die größte Dampferzeugung in kg/st.

Die Vorausströmung durch den Kolben wird zweckmäßig bei 75% Höchstfüllung mit 25% bemessen. Hiernach ist Kolbenlänge  $l = d + s - 2 f_v$ , worin  $d$  Durchmesser der Bohrung,  $s$  Kolbenhub und Vorausströmung  $f_v = 0,25 \times s$ ; also  $l = d + 0,5 \times s$ . Ist z. B.  $d = 120$  mm,

<sup>1)</sup> Vgl. Stumpf: „Die Gleichstrom-Dampfmaschine“, II. Auflage, München 1921, Oldenbourg.



antrieb die eine oder andere Hubscheibe oder sind beide Hubscheiben gleichzeitig maßgebend. Die eine Hubscheibe allein bewirkt Vorwärtsgang, die andere Rückwärtsgang der Maschine. Führung der Schwinge in ihrem Mittelpunkt M oder in  $C_2$  durch eine Hänge- oder Stützstange auf einem flachen Bogen. Krümmung der Schwinge stets nach einem Halbmesser gleich der Schwingenstangenlänge, gleichgültig, ob die Steuerung mit offenen oder gekreuzten Schwingenstangen ausgeführt wird.

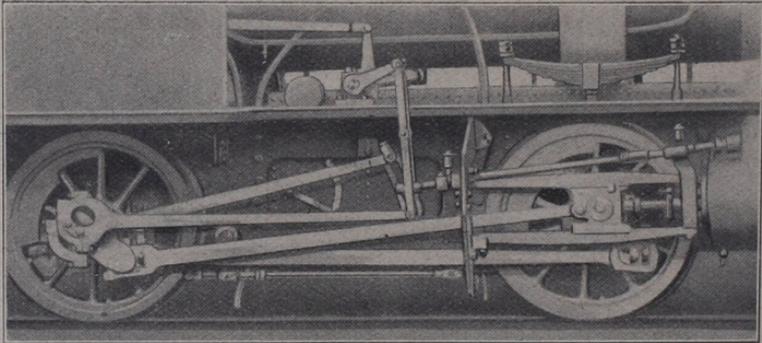
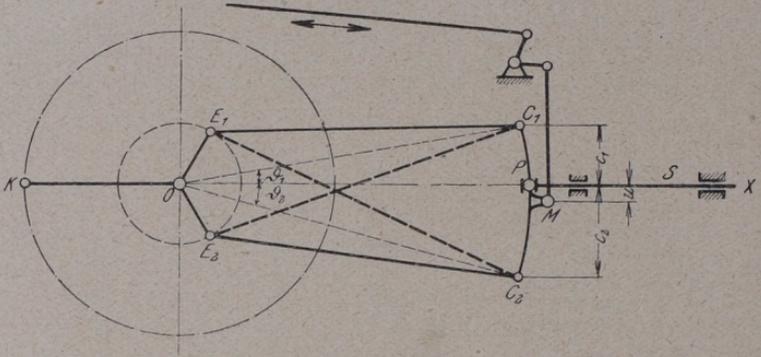


Abb. 292/293. Stephenson-Steuerung.

Die Scheitellinie ist eine Parabel mit dem Scheitel in R (Abb. 291). Bei ihrer flachen Form kann sie mit guter Annäherung durch einen durch die drei Punkte  $E_1$ , R und  $E_2$  gehenden Kreis ersetzt werden, dessen Mittelpunkt auf OX liegt. Für die Steuerung mit offenen Schwingenstangen liegt der Krümmungsmittelpunkt der Scheitellinie über O hinaus auf der dem Schieber abgewendeten Seite. Bei einer Steuerung mit gekreuzten Stangen würde die Scheitellinie entgegengesetzt gekrümmt sein, d. h. der Krümmungsmittelpunkt würde auf der Seite des Schiebers liegen.

## β) Gooch-Steuerung (Abb. 294 bis 296).

Von zwei auf Welle O unter gleichen Winkeln zur Kurbel OK aufgekeilten Hubscheiben  $O E_1$  und  $O E_2$  von gleicher Größe wird die Schwinde  $C_1 C_2$  angetrieben durch zwei gleich lange Schwingenstangen, die offen oder gekreuzt sein können. Von dem Schwingenstein P

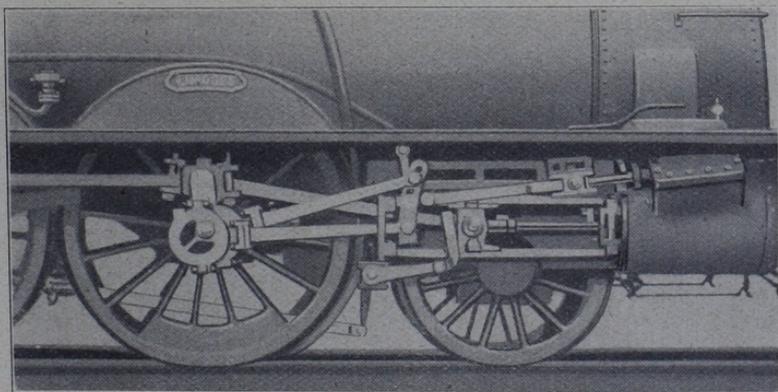
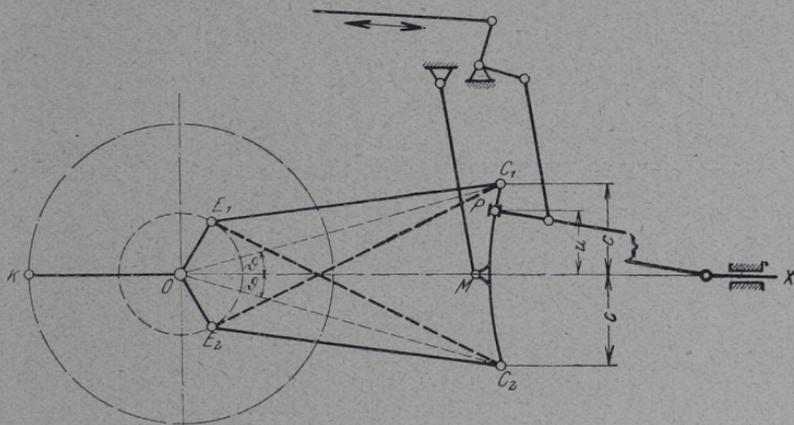


Abb. 294/295. Gooch-Steuerung.

aus wird die Bewegung der Schwinde mit Hilfe der Schieberschubstange auf den Schieber übertragen. Der geführte Punkt der Schwinde mit seiner Führungsbahn bleibt stets in unveränderter Höhenlage. Veränderung der Lage des Schwingensteines P gegenüber den beiden Schwingenantriebspunkten  $C_1$  und  $C_2$  durch Heben und Senken des Steines mit seiner Führungsbahn. Die eine Hubscheibe allein bewirkt Vorwärts-, die andere Rückwärtsgang der Maschine.



## 7) Allan-Steuerung (Abb. 297 bis 299).

Zwei gleich große Hubscheiben  $O E_1$  und  $O E_2$  sind unter gleichen Voreilwinkeln auf der Welle aufgekeilt. Von ihnen führen zwei gleich lange, offene oder gekreuzte Schwingenstangen zu den Schwingenantriebspunkten  $C_1$  und  $C_2$ . Die Schwinde ist geradlinig und wird mit ihrem Mittelpunkt  $M$  oder dem unteren Antriebspunkt  $C_2$  durch eine Hängestange  $MS$  auf einem flachen Bogen geführt.

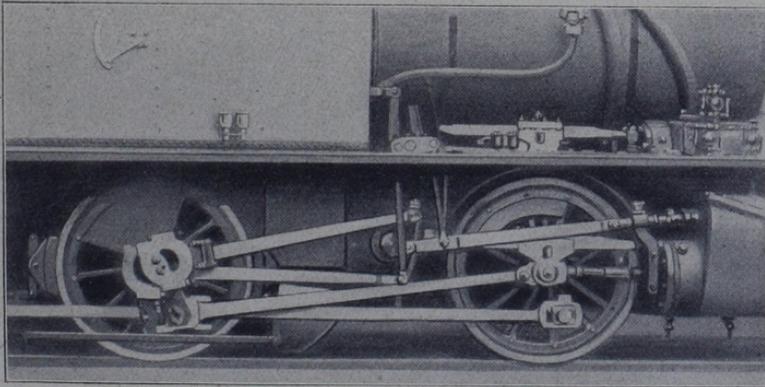
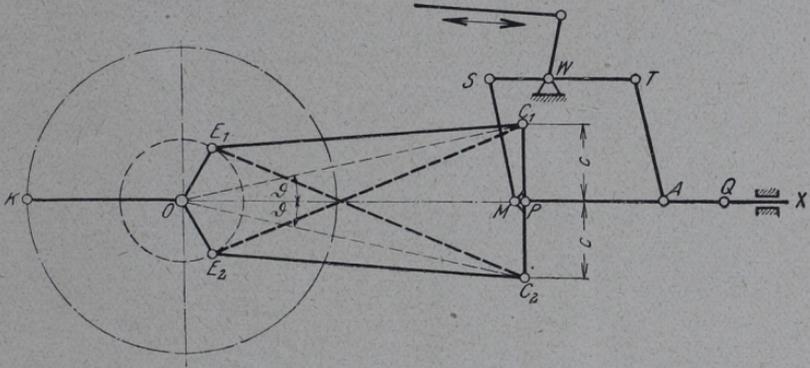


Abb. 298/299 Allan-Steuerung.

Übertragung der Schwingenbewegung durch die Schieberschubstange  $PQ$  auf die Schieberstange und hiermit auf den Schieber. Die Schieberschubstange wird in  $A$  durch eine Hängestange  $AT$  auf einem flachen Bogen geführt. Beide Hängestangen hängen am doppelarmigen Hebel  $SWT$ , der auf der Steuerwelle  $W$  aufgekeilt ist. Lagenveränderung des Steines in der Schwinde durch gleichzeitiges Heben der Schwinde und Senken des Steines oder umgekehrt. Die eine Hubscheibe dient für den Vorwärtsgang, die andere für den Rückwärtsgang der





zylinder verwendbar ist. Die Bewegung der Außenschieber ist deshalb absichtlich unregelmäßig gestaltet, um die Fehler in der Bewegung der Innenschieber in engeren Grenzen zu halten.

Die Scheitellinie ist eine gerade, die bei der Grundstellung der Kurbel auf der Hauptgetriebschubrichtung senkrecht steht und

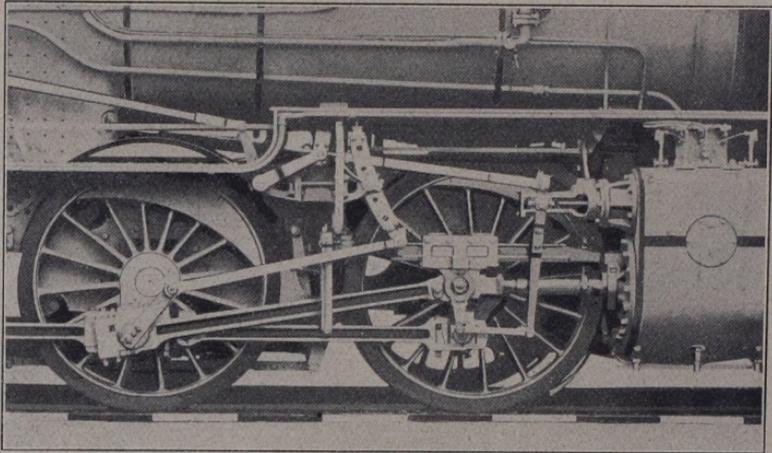


Abb. 304. Heusinger-Steuerung.

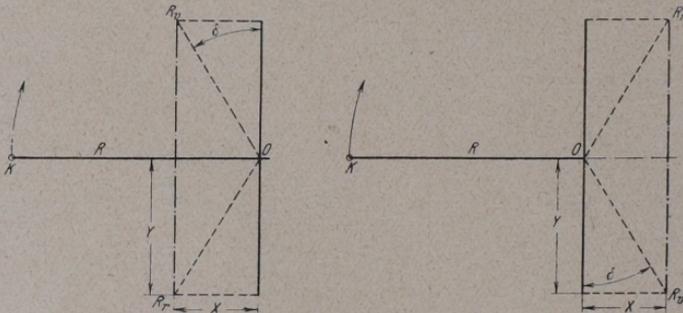


Abb. 305/306. Scheitellinie der Heusinger-Steuerung  
mit innen steuernder Schieberkante. mit außen steuernder Schieberkante.

hierdurch in zwei gleiche Teile geteilt wird. Für die Konstruktion der Scheitellinie ist folgendes zu beachten. Denkt man sich Gegenkurbel OE (vgl. Abb. 300) lose drehbar auf der Welle und unter Festhaltung des Punktes  $C_1$  in seiner Anfangslage die Kurbel aus ihrer linken Totlage um  $90^\circ$  gedreht, so ist der hierbei bewirkte Ausschlag des Punktes  $C_2$  gleich dem Kurbelhalbmesser  $R$ . Die Bewegung überträgt sich auf den Ableitungspunkt  $P$  in einem um das

Hebelarmverhältnis  $\frac{n}{m}$  verkleinerten Maße. Der Ausschlag des Punktes P und damit die Auslenkung des Schiebers aus seiner Mittellage ist also

$$X = R \cdot \frac{n}{m}$$

Wird nunmehr der Punkt C<sub>2</sub> in seiner jetzigen Lage festgehalten und die Gegenkurbel OE um den Winkel 90° nachgedreht, so ist der hierbei hervorgebrachte Ausschlag des Punktes C<sub>1</sub>

$$k = r \cdot \frac{u}{c}$$

Für  $u = U$  erhält  $k$  seinen größten Wert.

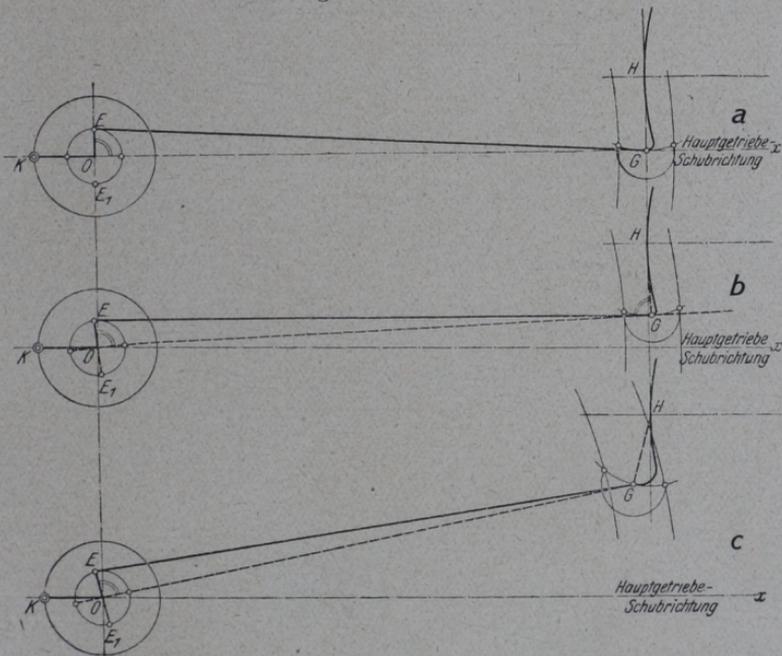


Abb. 307. Lage des Antriebspunktes G bei der Heusinger-Steuerung.

Der Ausschlag, den der Ableitungspunkt P dabei erfährt, ist um das Hebelarmverhältnis

$$\frac{m-n}{m} \text{ kleiner, also } Y = k \cdot \frac{m-n}{m} = r \cdot \frac{u}{c} \cdot \frac{m-n}{m}$$

Beide Bewegungen stehen aufeinander senkrecht und lassen sich durch das Kräfte-Parallelogramm zusammensetzen. Abb. 305 stellt die Scheitellinie einer Heusingersteuerung mit innen steuernden, Abb. 306 mit außen steuernden Schieberkanten dar. Die Komponenten des Ersatzexzenters sind

$$X = R \cdot \frac{-n}{m} \quad Y = r \cdot \frac{U}{c} \cdot \frac{m+n}{m}$$

Das Minuszeichen auf der rechten Seite der Gleichung für X besagt, daß die Komponente X entgegengesetzt der Kurbelrichtung abzutragen ist. Aus einem Vergleich der beiden Gleichungen für Y bezüglich Innen- bzw. Außen-Einströmung geht hervor, daß die Exzentrizität  $OE = r$  im zweiten Falle kleiner auszuführen ist als im ersten, um eine gleich lange Scheitellinie zu erhalten.

Die Schwinde der Heusingersteuerung ist nach einem Kreisbogen mit dem Halbmesser gleich der Länge der Schieberschubstange zu krümmen. Bei Lokomotiven mit vorzugsweise Vorwärtsgang ist wegen der Entlastung des Schwingzapfens H der untere Schwingenteil für den Vorwärtsgang zu wählen (Stein F unterhalb Zapfen H).

Der Aufkeilwinkel der Gegenkurbel läßt sich am besten durch Konstruktion ermitteln. Damit die Schwinde in beiden Totlagen der Kurbel dieselbe Lage einnimmt, muß der Antriebspunkt G (Abb. 307) auf der Senkrechten liegen, die in O auf der Verbindungslinie der gegenüberliegenden Stellungen der Gegenkurbel E und  $E_1$  errichtet wird. Ferner ist es erforderlich, daß zur Erhaltung einer gleichmäßigen Schieberbewegung die Ausschläge der Schwinde aus

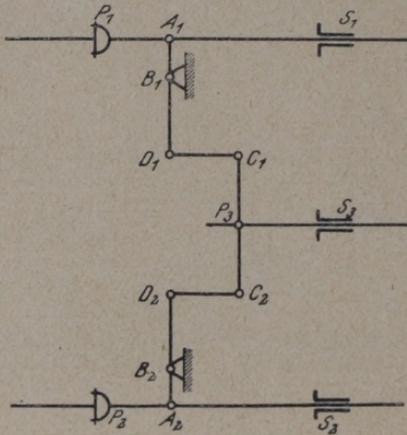


Abb. 308 Schieberbewegung für Innenzylinder der Drillinglokomotive Gattung  $S_{1102}$ .

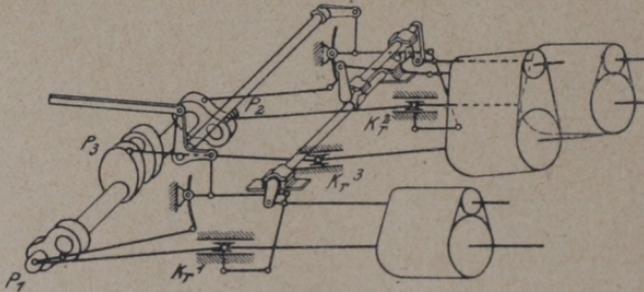


Abb. 309. Steuerung der Drillinglokomotive Gattung  $G_{12}$ .

ihrer Mittellage nach beiden Seiten gleich groß werden. Die richtige Lage des Punktes G läßt sich am besten durch Versuche ermitteln. Die drei vorkommenden Fälle: Punkt G fällt in die Haupttriebschubrichtung, Linie OG berührt den Schwingungskreis von G, Linie OG schneidet den Schwingungskreis von G, sind in Abb. 307 a, b und c dargestellt. Im ersten Falle steht OE senkrecht OX, im letzten Falle ist der Winkel KOE bei gleichem Halbmesser

des Schwingungskreises von G am kleinsten. Die Länge des Lenkeransatzes  $KrK'$  und der Lenkerstange  $K'C_2$  (vgl. Abb. 300 bis 303) ist so zu bestimmen, daß Punkt  $C_2$  bei Mittelstellung des Kreuzkopfes in Mitte des Schwingungsbogens von  $C_2$  liegt.

Bei den Drillinglokomotiven Gattung  $S_{10}^2$  in Abb. 308 setzt sich die Schieberbewegung für den Innenzylinder zusammen aus den von den Schieberkreuzköpfen der Außensteuerung entnommenen Bewegungen, die durch im Rahmen drehbar gelagerte Übertragungs-

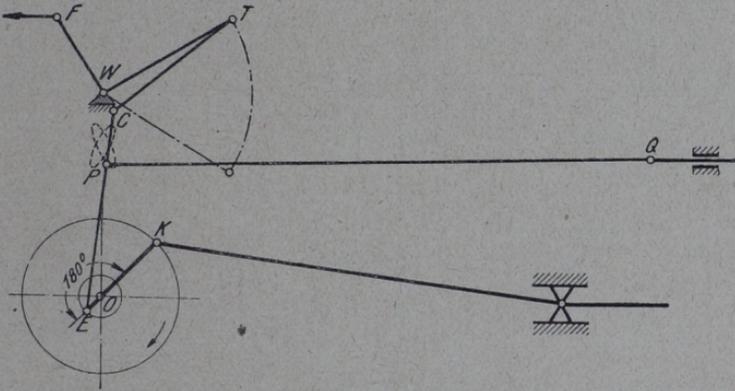


Abb. 310. Marshall-Steuerung.

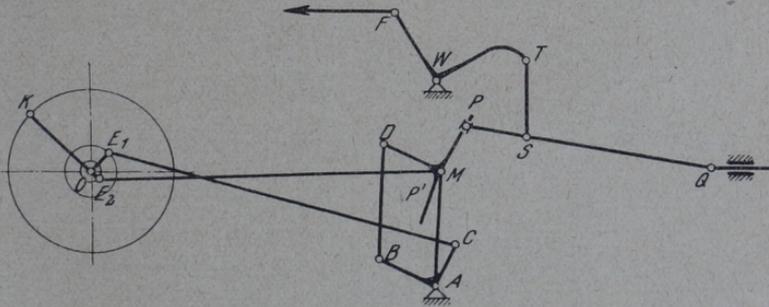


Abb. 311. Marshall-Steuerung mit zwei Hubscheiben.

hebel in Maschinenmitte zu einer Einzelbewegung vereinigt werden. Durch die beiden zweiarmigen Hebel  $A_1D_1$  und  $A_2D_2$  wird die Bewegung der beiden äußeren Schieberstangen  $P_1S_1$  und  $P_2S_2$  verdoppelt, da  $A_1B_1 = \frac{1}{2}B_1D_1$  und  $A_2B_2 = \frac{1}{2}B_2D_2$ .  $P_3$  auf dem Verbindungshebel  $C_1C_2$  beschreibt somit den gleichen Wege wie  $P_1$  und  $P_2$ .

Abb. 309 Steuerung der Drillinglok.  $G_{12}$ . Die Bewegung des Schiebers für den mittleren Zylinder wird durch eine im Rahmen fest gelagerte Welle und eine auf dieser schwingend gelagerte Welle abgeleitet. Erstere erhält ihre Drehbewegung von  $P_1Kr'$ , letztere

von  $P_2 Kr^2$ . Beide Außenbewegungen werden auf diese Weise zu einer gleichen, um  $120^\circ$  versetzten Bewegung vereinigt.

ε) Marshall-Steuerung (Abb. 310/311).

Von der auf Welle O (Abb. 310) der Kurbel OK um  $180^\circ$  nach-eilend aufgekeilten Gegenkurbel OE geht die Lenkerstange EC aus. Ihr Endpunkt C wird durch Lenker CT auf einem flachen Kreisbogen geführt. Die Ableitung der Bewegung geschieht im Punkt P der Lenkerstange EC, die Übertragung auf den Schieber erfolgt durch Schieberschubstange PQ, die durch das Gelenk Q mit der Schieberstange verbunden ist. Die Änderung der Füllung und die Drehrichtung der Maschine wird bewirkt durch Verlegen der Neigung der Führungsbahn des Punktes C. Änderung der Neigung der Führungsbahn wird dadurch bewirkt, daß die Führungsstange im Punkt T an einen um W drehbaren Winkelhebel angelenkt ist. Drehung des Winkelhebels TW F erfolgt mittels Steuerstange vom Führerstand aus.

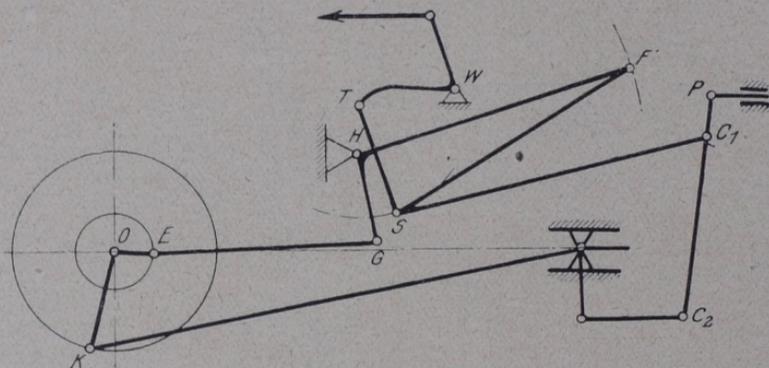


Abb. 312. Gölsdorf-Steuerung.

In England ist die Marshallsteuerung verschiedentlich mit zwei Hubscheiben ausgeführt (Abb. 311). Von der Hubscheibe  $OE_1$  wird der um den festen Punkt A drehbare Winkelhebel CAB angetrieben. In B greift Lenker BD an, der die Schwinde  $PP'$  bewegt. Auf die Schwinde wird ferner die Bewegung der Hubscheibe  $OE_2$  durch die Schwingenstange  $E_2M$  übertragen. Mittelpunkt M der Schwinde wird durch die Stützstange MA auf einem Bogen geführt. Die Bewegung der Schwinde wird von dem Punkt P durch die Schieberschubstange PQ auf die Schieberstange und somit auf den Schieber übertragen. Die Veränderung der Füllung und des Drehsinnes der Maschine wird bewirkt durch Verstellen des Schwingensteines in seiner Lage in bezug auf den Schwingenmittelpunkt M.

ζ) Winkelhebelsteuerung nach Gölsdorf.

Sie ähnelt der Heusingersteuerung, jedoch ist die Schwinde ersetzt durch einen in seinem Scheitel H drehbar gelagerten Winkelhebel GHF (Abb. 312). Am Punkt G des Winkelhebels greift die Schwingenstange an, während von Punkt F aus durch den Lenker FS

die Bewegung des Hebels auf die Schieberschubstange  $S C_1$  übertragen wird. Hebelarm  $H F$  und Lenker  $F S$  erfüllen die Aufgabe der Schwinge bei der Heusingersteuerung. Die zweite Bewegung des Punktes  $P$  wird vom Kreuzkopf abgeleitet. Veränderung der Füllung und des Drehsinnes der Maschine durch Veränderung der Schwingbahn des Punktes  $S$ .

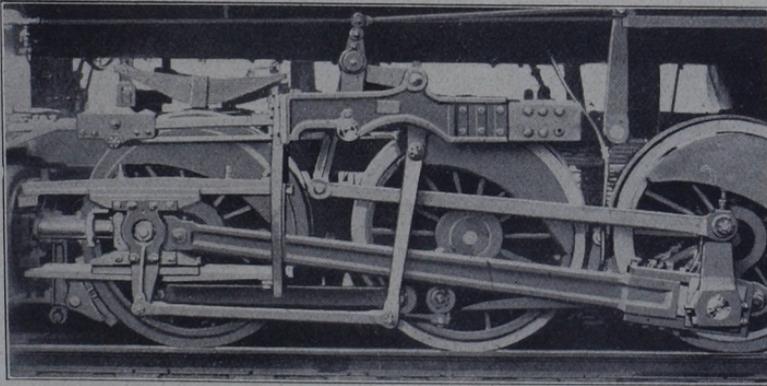
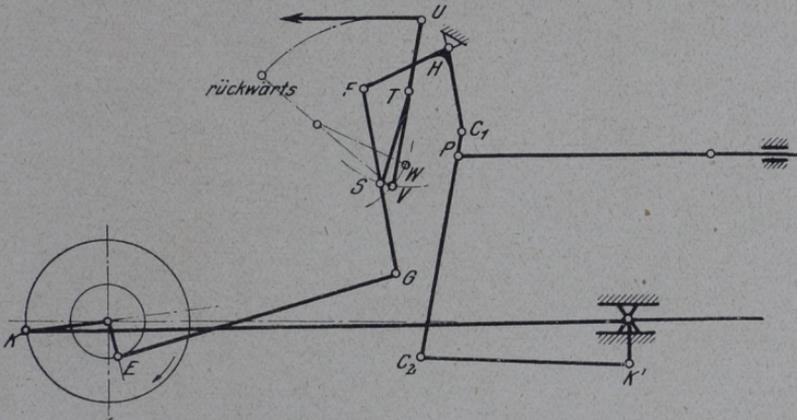


Abb. 313/314. Baker-Steuerung.

η) Baker-Steuerung (Abb. 313/314).

Sie ist in Amerika in den letzten Jahren zur Einführung gekommen und findet immer mehr Verbreitung. Das Steuergestänge ist, wie aus Abb. 314 ersichtlich, in einem Stahlgußrahmen gelagert, der an jeden Lokomotivrahmen angeschraubt werden kann. Wie bei der Heusingersteuerung wird die eine Bewegung für den Schieberweg vom Kreuzkopf abgeleitet, die zweite von einer um  $90^\circ$  gegen die

Kurbel versetzten Gegenkurbel. Der Kreuzkopf überträgt seine Bewegung (Abb. 313) mit Hilfe der Lenkerstange  $K'C_2$  auf den Voreilhebel  $C_2C_1$ . Die Gegenkurbel wirkt durch die Lenkerstange  $E G$  und die Stange  $G F$  auf den Hebel  $F H C_1$ , der in  $H$  drehbar gelagert ist und in  $C_1$  seine Bewegung auf den Voreilhebel  $C_1C_2$  überträgt. Beide

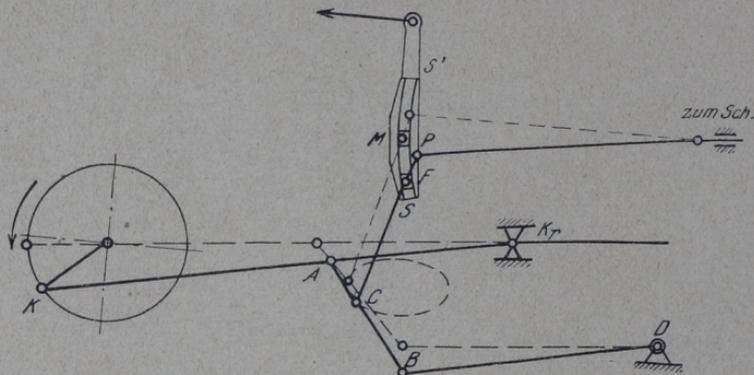


Abb. 315. Joy-Steuerung.

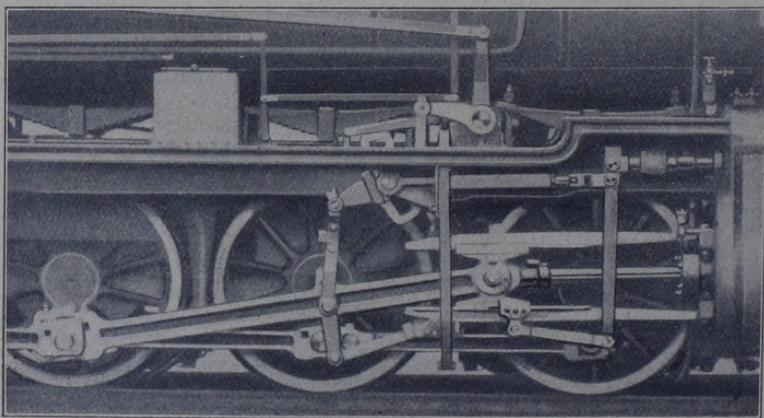


Abb. 316. Heusinger-Joy-Steuerung.

Bewegungen, die der Gegenkurbel und die des Kreuzkopfes werden in Punkt  $P$  zusammengesetzt und von hier aus auf den Schieber übertragen. Etwa in Mitte der Stange  $F G$  greift die Stange  $S T$  an, die an dem im Festpunkt  $V$  gelagerten Hebel  $V T U$  angelenkt ist. Die Lage dieses Hebels bestimmt die Größe der Füllung und den Drehsinn der Maschine.

θ) Joy-Steuerung, Klose-Steuerung (Abb. 315 bis 318).

Bei beiden ist jede Hubscheibe vermieden; die Bewegung des Schiebers wird von einem Punkt der Schubstange abgeleitet.

Im Punkt A der Triebstange K Kr (Abb. 315) greift bei Joy die Lenkerstange A B an, die mit der Lenkerstütze B D verbunden ist. Im Punkt C der Lenkerstange ist der Voreilhebel C F P angeschlossen. Die drei Stangen A B, B D und C F bilden zusammen den Ellipsenlenker. Punkt C bewegt sich auf einer ellipsenähnlichen Kurve.

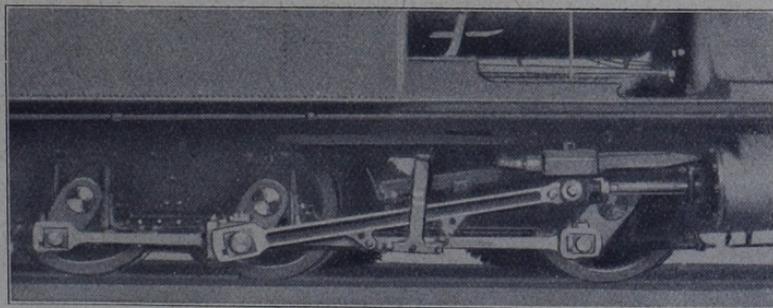
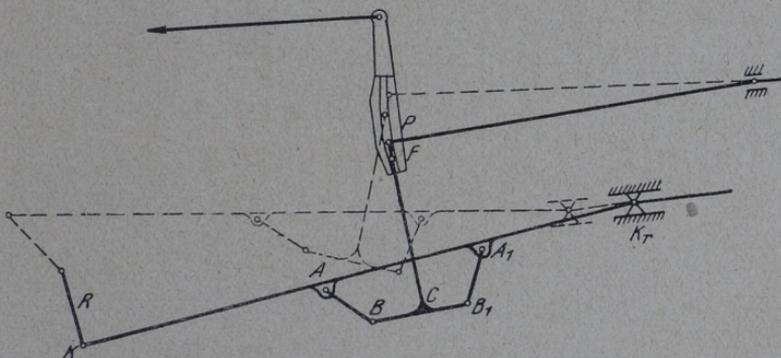


Abb. 317/318, Klose-Steuerung.

Stange C P wird in F durch die Steuersteinführung S S' in einem flachen Kreisbogen geführt. Die Steuersteinführung wird durch einen um den Punkt M drehbaren Hebel gehalten. Um Füllung und Gangart zu ändern, ist der Steuerhebel um M zu drehen, wodurch die Neigung der Steuersteinführung verändert wird.

Abb. 316 zeigt eine Heusinger-Joy-Steuerung, bei welcher der Schwingenantrieb von der Gegenkurbel durch einen Schwingenantrieb von einem Punkte der Triebstange nach Art der Joy-Steuerung e. setzt ist.

Eine Abart der Joy-Steuerung ist die Steuerung von Klose (Abb. 317/318), bei welcher der Voreilhebel  $B B_1 C F P$  mittels zweier Gelenke  $A A_1$  und zweier Lenkerstangen  $A B$  und  $A_1 B_1$  an der Triebstange befestigt ist.

#### 1) Redington-Steuerung.

Abb. 319 zeigt diese englische Steuerung mit nur einer Hubscheibe. Auf der Kurbelachse ist die Hubscheibe unter  $180^\circ$  gegen die Kurbel versetzt aufgekeilt. Die Bewegung ersterer wird einmal von der mit dem Hubscheibenring fest verbundenen Stange  $A$  auf den an Schwinge  $E$  befestigten Arm  $B$  und hierdurch auf die Schwinge selbst übertragen; ferner wird mit Hilfe der Lenkerstange  $C$  der in  $P$  angelenkte Hebel  $L$  von der Hubscheibe angetrieben. Hebel  $L$  und Schwinge  $E$  sind durch Gelenk  $Q$  miteinander verbunden. Im Schwingenstein  $F$  werden beide Bewegungen, die von  $A$  und von  $L$  herrührende vereinigt und von hier aus durch die Schieberschubstange  $F O$  auf den Schieber übertragen.

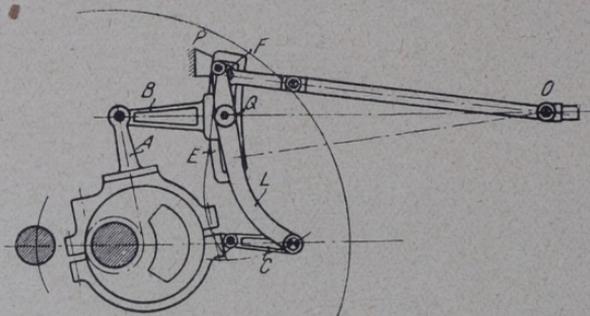


Abb. 319. Redington-Steuerung.

#### 2) Gresley-Steuerung.

Angewendet bei englischen Drillinglokomotiven. Die beiden Außensteuerungen werden nach Heusinger betrieben. An der vorderen Verlängerung der Schieberstange eines äußeren Kolbens ist ein ungleicharmiger wagerechter Hebel (2:1) angelenkt. Dessen entgegengesetzte Ende trägt die Mitte eines gleicharmigen Hebels, der einerseits an die Schieberstange des Mittelschiebers, andererseits an die des anderen Kolbens angelenkt ist. Alle drei Schieber müssen in einer Ebene liegen.

### II. Entwurf einer Heusinger-Steuerung.

Der Entwurf zerfällt in zwei Teile:  
in die Maßbestimmung der inneren und äußeren Steuerung.

#### a) Maßbestimmung der inneren Steuerung.

Erfolgte bereits in dem Abschnitt „Ermittlung der Hauptabmessungen von Schiebern“ auf Seite 340.

### β) Maßbestimmung der äußeren Steuerung.

Die Abmessungen können mit Hilfe der bei der Beschreibung der Heusingersteuerung angegebenen Gleichungen auf Seite 357 ermittelt werden.

Die für die größte Füllung erforderlichen Abmessungen  $X$  und  $Y$  lassen sich zeichnerisch folgendermaßen bestimmen. Man zeichne nach Abb. 320 mit dem Ersatzexzenter für die Entwurfsfüllung  $r_e = r_e' \cdot \frac{e}{e'}$  den Schieberkreis und mit der Einlaßdeckung  $e$  den Deckungskreis. Alsdann trage man den zu  $r_e$  gehörigen Voreilwinkel an und fälle von dem Schnittpunkt seines freien Schenkels mit dem Schieberkreis die Senkrechte auf den wagerechten Durchmesser. Diese Senkrechte ergibt die Richtung der Scheitellinie. Ihre Größe erhält man dadurch, daß man im Abstand der größten Füllung von der linken Kurbelotlage die Senkrechte auf den wagerechten Durchmesser errichtet. In ihrem Schnittpunkt mit dem äußeren Überdeckungskreis ziehe man an den Deckungskreis die Tangente, die auf der Scheitellinie die Größe  $Y$  abschneidet.

### γ) Beispiel.

Es ist für eine E-Heißdampf-Zwilling-Güterzuglokomotive die innere und äußere Steuerung (nach „Heusinger“) zu entwerfen. Bekannt seien aus dem Entwurf der Maschine:

Zylinderdurchmesser . . . . .	$d = 610$ mm
Kolbenhub . . . . .	$s = 660$ mm
Triebraddurchmesser . . . . .	$D = 1350$ mm
GröÙte zulässige Geschwindigkeit $V_{\text{gr}}$	$= 50$ km/st
Kesselüberdruck . . . . .	$p_k = 12$ at

### Entwurf der inneren Steuerung.

Es werde ein Kolbenschieber gewählt mit einfach öffnendem Einlaß und innen steuernden Schieberkanten. Für die vorliegende Lokomotive mit einem Schieberdurchmesser von 240 mm wird nach Seite 342 die Einströmdeckung 29 mm, die Kanalweite 35 mm, die Ausströmdeckung 2 mm. Mit diesen Angaben erfolgt der

### Entwurf der äußeren Steuerung.

Es werde das Zeuner'sche Diagramm angewendet, wobei beim Aufzeichnen am zweckmäßigsten alle Größen in doppeltem Maßstab dargestellt werden.

Zeichne um  $O$  den Kreis mit der Einlaßdeckung  $e$  als Halbmesser (Abb. 320). Trage in  $O$  an  $OA$  den Winkel  $\delta_e$  an und auf seinem freien Schenkel  $r_e$  bis  $P$  ab. Die von  $P$  auf die Kolbenweglinie gefällte Senkrechte  $PQ$  gibt die Richtung der Scheitellinie an. Nun bestimme man die zu der größten Füllung — die hier zu 76% gewählt werde — gehörige Kurbelstellung  $OF$  und leÙe in  $F$  an den mit  $e$  geschlagenen Kreis die Tangente, welche die Richtung der Scheitellinie in  $R$  schneidet.  $QR$  ist dann gleich der Länge der Scheitellinie bei 76% Füllung. Es ergibt sich aus der Abb. 320 abgemessen  $X = 34$  mm  $Y_{\text{max}} = 53,5$  mm. Nun ist

$$X = R \cdot \frac{n}{m}$$



Der größere Wert ist für vollkommenere Steuerungen zu wählen; kleinere Werte sind nicht zweckmäßig, da dann das Steinspringen zu stark anwächst. Es werde für die zu entwerfende Steuerung

$$\frac{U}{k} = 3,2 \text{ gewählt; dann ergibt sich } U = 3,2 \cdot k = 3,2 \cdot 60 = 192 \text{ mm.}$$

Der Halbmesser der Gegenkurbel werde gewählt zu

$$r = \frac{R}{2} = \frac{330}{2} = 165 \text{ mm}$$

Somit ist für die Entfernung des Angriffspunktes der Schwingenstange vom Schwingendrehpunkt:

$$c = r \cdot \frac{U}{k} = 165 \cdot 3,2 = 528 \text{ mm}$$

Der senkrechte Abstand des Schwingendrehpunktes von der Zylinderachse ist aus der Gleichung

$$h = z + \sqrt{n^2 - X^2}$$

zu berechnen, worin  $z$  der Abstand der Schieberstangen- von der Kolbenstangenmitte; hier z. B.  $z = 600$  mm. Also wird

$$h = 600 + \sqrt{95^2 - 34^2} = 689 \text{ mm.}$$

### 3. Steuerungs-Einzelheiten.

#### a) Zylinder.

##### I. Allgemeine Grundsätze.

Baustoff. Zylindergußeisen von  $k_z = 16$  bis 26 kg/qmm Zugfestigkeit; oft geringer Stahlzusatz.

Berechnung. Durchmesser  $d$  und Kolbenhub  $s$  wie früher auf Seite 68 bis 71 angegeben. Wandstärke  $\delta$  für den zylindrischen Teil errechnet sich nach Erfahrungswerten zu

$$\delta_{\text{cm}} = 0,015 d_{\text{cm}} + 1,5 \text{ für Niederdruckzylinder}$$

$$\delta_{\text{cm}} = 0,025 d_{\text{cm}} + 1,5 \text{ für Hochdruckzylinder.}$$

Eine stärkere Ausführung von  $\delta$  ist notwendig mit Rücksicht auf späteres Ausbohren der Zylinder. Die Wandstärken sonstiger Zylinderteile sind, je nach Zylindergröße, 18 bis 25 mm. Jedoch ist es, hauptsächlich bei großen ebenen Wänden, ratsam, die vordem angenommenen Wandstärken auf Festigkeit nachzuprüfen.

Die Form der Zylinder richtet sich im allgemeinen nach Lage zum Rahmen und nach Art der Steuerung. Man unterscheidet Innen- und Außenzylinder. Bei Zweizylinderlokomotiven liegen die Zylinder meist außen. Gegenüber Innenlage ist hierbei das Triebwerk gut zugänglich und die Beanspruchung der Triebachse günstiger. Innenzylinder in England und Belgien gebräuchlich. Vorteilhaft ist der ruhige Gang hierbei; nachteilig die schwere Zugänglichkeit des Triebwerkes, die Gestaltung der Kropfchase und die Beschränkung des Zylinderdurchmessers durch das Rahmenlichtmaß. Bei Zweizylinder doppelte Dehnung liegt der Hochdruckzylinder stets rechts.

Aus baulichen Gründen können Außen- und Innenzylinder geneigt liegen (Neigung etwa bis 1 : 6), und zwar Schräglage der Außenzylinder wegen des lichten Raumes, z. B. bei kleinen Raddurchmessern zwecks Unterbringung der Zylinderhähne. Schräglage der Innenzylinder, z. B. um über eine vordere Radachse hinwegzukommen, wegen Anbringung der Gleitbahnführung über der vorderen Kuppel-

achse, wegen des Drehgestell-Seitenspieles u. dgl. Die Zylinderachse braucht nicht durch Triebachsmittle zu gehen, z. B. 100 mm Abweichung bei der  $G_{12}$ -Lok. Entfernung der Zylindermitteln voneinander bei Außenzylindern möglichst klein; hierdurch besserer Massenausgleich und Gewichtersparnis infolge der kleineren erforderlichen Gegengewichte. Daher verdienen, von diesem Gesichtspunkt aus, Innenzylinder den Vorzug vor Außenzylindern.

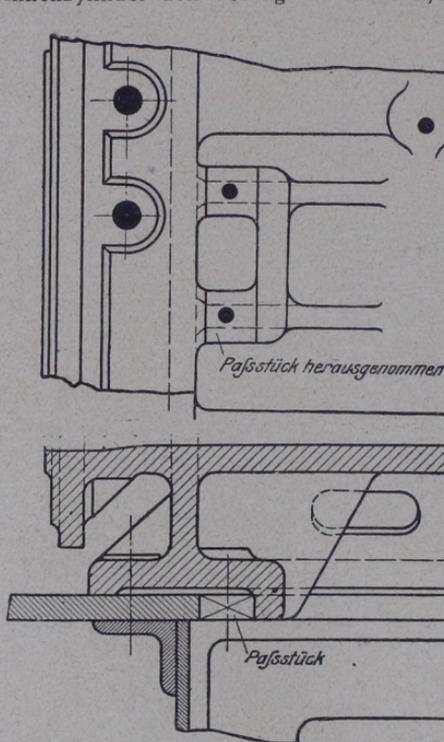


Abb. 321. Verschraubung der Paßstücke zwischen Zylindergußstück und Rahmen.

Verbindung mit dem Rahmen, indem kräftige, am Zylindergußstück angegossene Flansche über das Rahmenblech mit einer starken Leiste übergreifen (Entlastungsleiste) und dort unmittelbar aufsitzen. Zur Verbindung von Zylindergußstück und Rahmen dienen Paßschrauben. Durch das unmittelbare Aufsitzen des Flansches auf dem Rahmen wird die Beanspruchung durch das Eigengewicht des Zylindergußstückes nicht auf die Schrauben übertragen. Zur Vermeidung der Zylinder-Längsverschiebung werden Paßstücke angeordnet, die sich fest an den Rahmen legen, um die von den Kolbendrücken herrührenden Scherkräfte aufzunehmen (Abb. 321). Kräftige Lappen am Zylindergußstück können auch mit der Rahmenquerversteifung verschraubt werden. Bei amerikanischen Zwillingslokomotiven mit Barrenrahmen und bei Vierzylindermaschinen bilden die miteinander verschraubten Zylindergußstücke gleichzeitig

einen Sattel für die Rauchkammerauflagerung. Die Zylindergußstücke werden von oben auf den Barren gesetzt (bei einfachen Barrenrahmen nach Abb. 322), oder die Barren können bei Doppelbarrenrahmen außerhalb über und unter dem Gußstück einer Seite hinweg oder hindurchgeführt und so mit dem am Zylinderstück angegossenen kräftigen Leisten verschraubt werden (Abb. 323). Bei Vorhandensein von Drehgestellen wird gewöhnlich an das Zylindergußstück in dessen Mitte der Drehgestellzapfen mit einem Flansch von unten angeschraubt.

Mit Rücksicht auf die Austauschmöglichkeit der Zylinder werden die Anlageflächen der Zylinderverstrebung und der Zylinder an den Rahmen auf Stichmaß gearbeitet.

## II. Bauliche Durchbildung.

Beim Entwurf eines Heißdampfzylinders sind folgende Gesichtspunkte zu beachten.

Bei einfacher Dehnung sind die Zylindergußstücke so zu bauen, daß sie miteinander vertauscht werden können. Größere Anhäufung von Eisenmassen bei Flanschen, Rippen, Anschlußstutzen und dgl. müssen vermieden werden, weil sonst schon beim Guß infolge ungleicher Abkühlung leicht schädliche Spannungen auftreten und im Betrieb sich die einzelnen Teile durch die Wärme verschiedenartig ausdehnen und zu Rissen Veranlassung geben könnten.

Die Wände des zylindrischen Schieberkastens sollen nach den eben aufgeführten Grundsätzen von der Zylinderwandung möglichst getrennt werden; bei der preuß. Regelbauart ist der Schieberkasten mit dem Zylinder durch keine Rippe verbunden. Da also die Einströmung möglichst unabhängig von der Ausströmung ist, werden

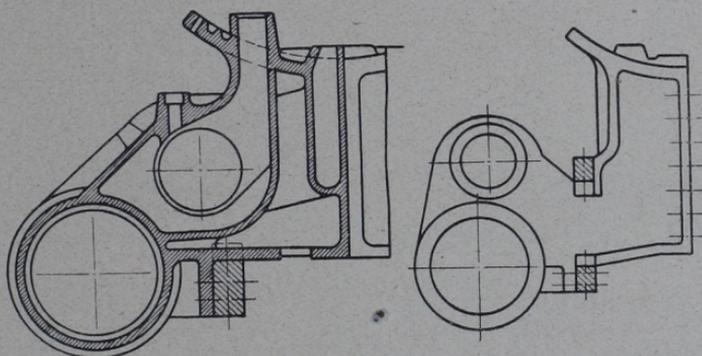


Abb. 322/323. Amerikanische Dampfzylinder für Zwillingslokomotiven.

wegen der verschiedenen Temperaturen des durchziehenden Dampfes Gußspannungen und Niederschlagverluste vermieden. Das Zylindergußstück enthält keine Kanäle für den Abdampf; der Raum hierfür wird gebildet durch ein eingewalztes Schmiedeeisenrohr und zwei angeschraubte Ausströmkästen. Abb. 324 zeigt die Ausführung für die preuß. Gattung T<sub>16</sub>. Die Deckel der Ausströmkästen tragen die Führungsbüchsen für die Schieberstangen.

Entfernung zwischen Zylinder- und Schiebergehäusemitte ist so einzuschränken, daß die Dampfzuleitungen möglichst kurz.

An den Ein- und Ausströmröhren (an deren Stutzen) sollen keine scharfen Ecken und Kanten sein, um gute Dampfleitung zu erzielen; auch müssen sich die Anschlüsse an diese Rohre gut herstellen lassen. Verhältnis der Einströmkanäle zum Zylinderquerschnitt  $\frac{1}{10}$  bis  $\frac{1}{15}$ .

## III. Anordnung der Ausrüstungsteile.

Zur Anbringung der hauptsächlichsten erforderlichen Ausrüstungsteile sind Warzen angegossen, und zwar für folgende Einrichtungen.

## Am Zylinder (bzw. Deckel):

Für Schmierung; jeder Zylinder hat eine Schmierstelle in Hubmitte an seiner höchsten Stelle, um gleichmäßiges Verteilen des Öles zu gewährleisten.

Für Abblähähne oder -ventile; 10 bis 13 mm Bohrung. An den tiefsten Punkten des Zylinders auf jeder Kolbenseite zum Ablassen des Niederschlagwassers.

Für Sicherheitsventile (meist vereinigt mit dem Luftsaugeventil); zum Schutz der Zylinderdeckel gegen Wasser schläge.

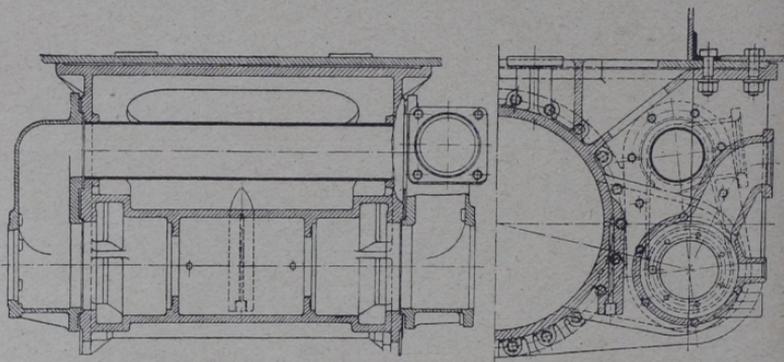


Abb. 324. Zylinder der E-Heißdampf-Zwilling-Tenderlokomotive Gattung T<sub>16</sub>.

Für die Druckausgleichvorrichtung; zur Verbindung beider Zylinderseiten.

Für Indikator (25 mm Durchgangsquerschnitt) an den Zylinderdeckeln.

## Am Schieberkasten:

Für Schmierung; beide Schieberkörper sind getrennt für sich zu schmieren, also zwei Ölzufuhrstellen für den Kolbenschieber einer Lokomotivseite.

Für Ferndruckmesser (bei einfacher Dehnung nur am rechten Zylinder); zur Messung der Druckschwankungen im Schieberkasten.

Für Fernpyrometer; zur Angabe der Dampftemperatur im Schieberkasten.

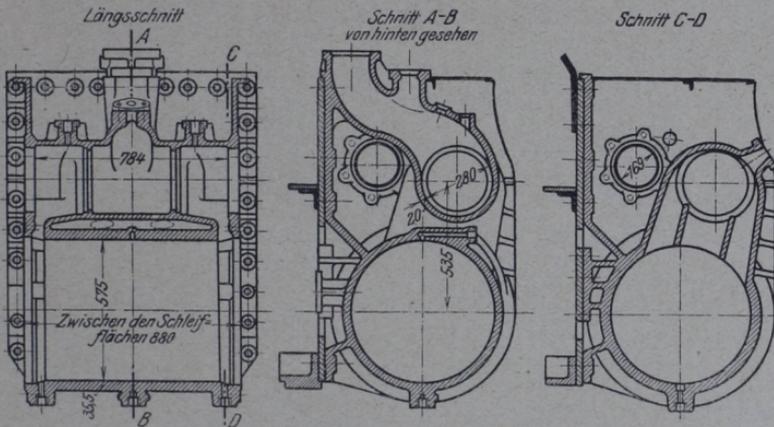
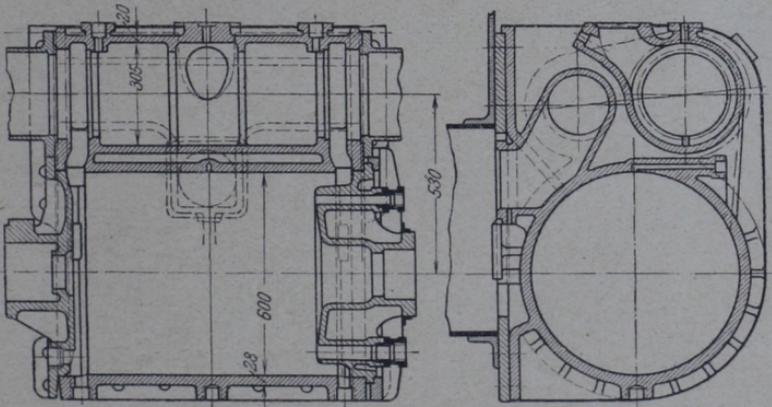
Für Abblähähne oder -ventile; an den tiefsten Punkten des Schieberkastens zum Ablassen des Niederschlagwassers.

Für Anfahrventile; nur bei doppelter Dehnung.

Schaulöcher zum Einstellen der Schieber.

## IV. Schädliche Räume.

Zur Ermittlung der schädlichen Räume muß der Dampfkolben unmittelbar an die Zylinderdeckel herangeschoben werden. Grundbüchsen usw. dürfen nach innen nicht überstehen. Die vorgeschriebenen schädlichen Räume müssen im warmen Zustand vor-

Abb. 325. Zylinder der 2-C-H. P. L. Gattung P<sub>8</sub>.Abb. 326. Zylinder der D-H. G. L. Gattung G<sub>8</sub><sup>1</sup>.

handen sein. Ihre Größe ist allgemein 8 bis 10, seltener bis 15% des Hubinhaltes (bei Niederdruckzylindern kleiner als bei Hochdruckzylindern); auf beiden Seiten meist ungleich, beeinflußt durch die Steuerungsverhältnisse.

Der schädliche Raum in den Zylindern hat stets wirtschaftliche Nachteile zur Folge, da der zum Auffüllen erforderliche Dampf nur schlecht ausgenutzt werden kann. Kleinste Leistungen müssen noch bei

vollem Druck im Schieberkasten erreicht werden. Dieser Forderung kann ohne Anwendung negativer Ausströmdeckungen bei Lokomotiven mit einfacher Dampfdehnung und 12 at Kesseldruck mit einem schädlichen Raum von 12 bis 13% des Hubinhaltes ohne Schwierigkeiten entsprochen werden. Bei Lokomotiven mit 14 at Kesseldruck wird der schädliche Raum zweckmäßig geringer bemessen als bei niedrigem Druck.

Bei Heißdampflokomotiven (mit etwa 430 mm Zylinderdurchm.) lassen sich schädliche Räume von 10 bis 13% ausführen, wenn die Abstände zwischen den Kolben und Zylinderdeckeln vorn 10 mm und hinten 15 mm betragen. Der Unterschied von  $15 - 10 = 5$  mm ist wegen Verschiebung der Kolbenwege beim Nachstellen der Lager nicht zu entbehren. Bei größeren Zylindern können diese Abstände ausgiebiger bemessen werden, da der prozentuale Beitrag,

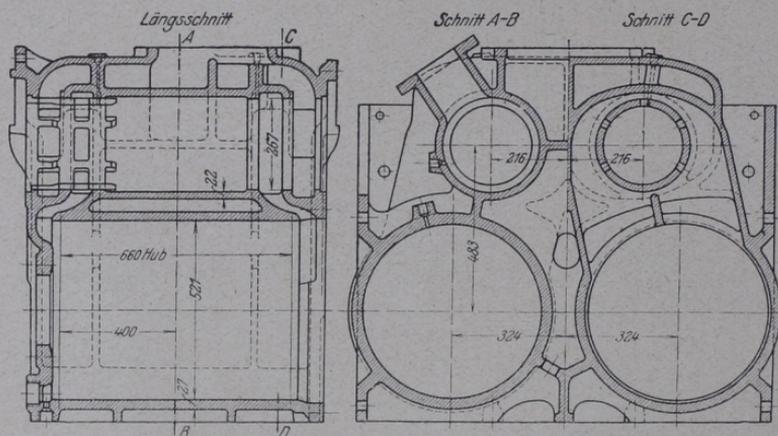


Abb. 327. Innenzylinder der 2B-H. S. L., englische Südost- und Chatam-Bahn.

den die Ringkanäle im Schiebergehäuse zum schädlichen Raum liefern, mit der Größe der Zylinder abnimmt. In Zusammenstellung 37 sind die schädlichen Räume angegeben bei einigen mit Kolbenschiebern von 220 mm Durchm. verschiedener Bauart ausgerüsteten Heißdampflokomotiven der Reichsbahn.

## V. Bauarten von Heißdampfzylindern.

### a) mit einstufiger Dehnung.

#### Zwilling-Zylinder.

In neuerer Zeit hat man den Grundsatz der preuß. Staatsbahn, den Schieberkasten möglichst frei vom Zylinder unter Fortlassung aller Verbindungsrippen auszubilden, mehr und mehr fallen lassen, nachdem sich gezeigt, daß die verschiedenartige Ausdehnung der Teile des Zylinderfußstückes dieses bei weitem nicht so gefährdet, wie man anfangs angenommen hatte.

Zusammenstellung 37.  
Schädliche Räume verschiedener Heißdampflokomotiven der Reichsbahn (Preußen).

Lfd. Nr.	Bauart der Lokomotive	Zylinderabmessungen		Schädlicher Raum						Schieberbauart	Einströmung	
		Zyl.-Durchmesser	Kolbenhub	im vorderen		im hinteren		Liter	des Hubinhalts %			linearer Abstand zwischen Deckel u. Kolben mm
				Liter	des Hubinhalts %	Liter	des Hubinhalts %					
1	2 B-H.-S.-L.	550	630	17,5	11,8	12	19,9	13,65	35	Schichau	doppelt	
2	2 C-H.-S.-L. Vierling	430	630	11,01	12,35	10	11,77	13,45	28	Schichau	einfach	
3	"	430	630	9,52	10,69	10	8,62	9,86	15	Hochwald	—	
4	"	430	630	10,9	12,24	10	9,8	11,2	15	Schichau	doppelt	
5	2 C-H.-S.-L. Drilling	500	630	12,13	9,8	10	12,09	10,1	15	Schichau	einfach	
6	2 C-H.-P.-L.	575	630	20,37	12,6	13	21,83	13,7	32	Schichau	doppelt	
7	2 C-H.-P.-L.	575	630	10,7	6,5	9	11,3	6,7	12	Hochwald	—	
8	E-H.-G.-L.	610	660	19,3	9,6	12	19,5	9,7	32	Schichau	doppelt	
9	E-H.-G.-L.	630	660	16,0	7,9	10	15,7	7,7	20	Hochwald	—	
10	D-H.-G.-L.	600	660	12,92	7,0	9	12,75	7,0	15	Schichau	doppelt	
11	D-H.-G.-L.	600	660	12,92	7,0	9	12,75	7,0	15	Kammersch.	—	
12	1 C-H.-T.-L.	540	630	20,3	14,1	18	20,8	14,45	27	Schichau	doppelt	
13	1 C-H.-T.-L.	540	630	20,3	14,1	18	20,8	14,45	27	Hochwald	—	
14	E-H.-T.-L.	600	660	21,7	11,4	12	21,5	11,4	32	Schichau	doppelt	
15	1D1-H.-T.-L.	600	660	16,22	8,8	10	16,0	8,8	18	Schichau	einfach	
16	2C2-H.-T.-L.	560	630	16,9	11,1	10	18,1	12,1	24	Schichau	doppelt	

Abb. 325 zeigt den Zylinder der 2C-H.P.L. Gattung Ps. Der Schieberkasten ist mit dem Zylinder zwar nur durch die Dampfkanäle verbunden; auch wird die Abdampfleitung noch nach der preuß. Regelbauart durch ein eingewalztes schmiedeeisernes Rohr von 169 mm l. W. gebildet. Jedoch ist das Einströmröhr an die Befestigungsplatte des Zylinders angegossen, wodurch mittelbar eine Verbindung des Schieberkastens mit der Platte hergestellt ist, die eine freie Bewegung des letzteren in dem früher angestrebten Maße nicht mehr zuläßt. In Abb. 326 ist der Zylinder der

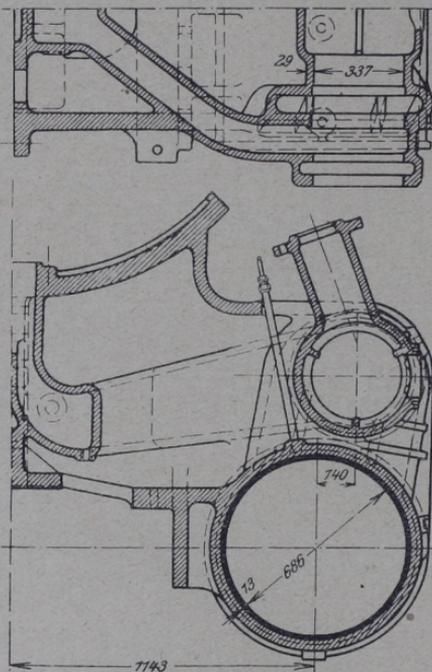


Abb. 328. Zylinder der 1 D 1-H. G. L., Pennsylvania-Bahn.

Auspuffrohre führen unter Vermeidung scharfer Krümmungen unmittelbar zum Standrohr in der Rauchkammer.

#### Drilling-Zylinder.

Das Zylindergußstück wird bei dieser Bauart meistens dreiteilig hergestellt. Abb. 329 gibt das Zylindergußstück wieder der 2C-H.S.L. Gattung S<sub>10</sub><sup>2</sup>. Die drei Zylinderteile sind untereinander verschraubt und enthalten jeder einen Zylinder und den zugehörigen Schieberkasten. Bemerkenswert ist die bei dieser Bauart durch die Steuerung bedingte Lage des mittleren Schieberkastens in der Längsachse der Lokomotive, bei der das Steuergestänge weniger gut

D-H.G.L. Gattung G<sub>s</sub><sup>1</sup> wiedergegeben. Hier ist das Ausströmröhr in den Dampfzylinder eingegossen. Die Ableitung des Dampfes vom Schieberkasten zum Ausströmröhr erfolgt aber noch durch die auf die Schieberkastenden aufgeschraubten Ausströmkästen.

Abb. 327 zeigt die Innenzylinder der 2B-H. S. L. der Südost- und Chatam-Bahn, die eine starke Verrippung des Schieberkastens mit dem Zylinder erkennen läßt. In Amerika werden die Außenzylinder gleichzeitig als Rauchkammerträger ausgebildet. Abb. 328 veranschaulicht den Dampfzylinder einer amerikanischen 1 D 1-H. G. L. der Pennsylvania-Bahn. Der Schieberkasten ist mit dem Zylinder nur durch die Einströmkanäle verbunden. Die eingegossenen

zugänglich ist. Die Außenzylinder erhalten den Frischdampf durch zwei Einströmröhre, mit denen der mittlere Schieberkasten zweiseitig durch Hosenrohre in Verbindung steht. Diese Anordnung hat den Vorteil, daß die drei Schieberkästen miteinander unmittelbar verbunden sind, wodurch Druckschwankungen während der Füllungs-

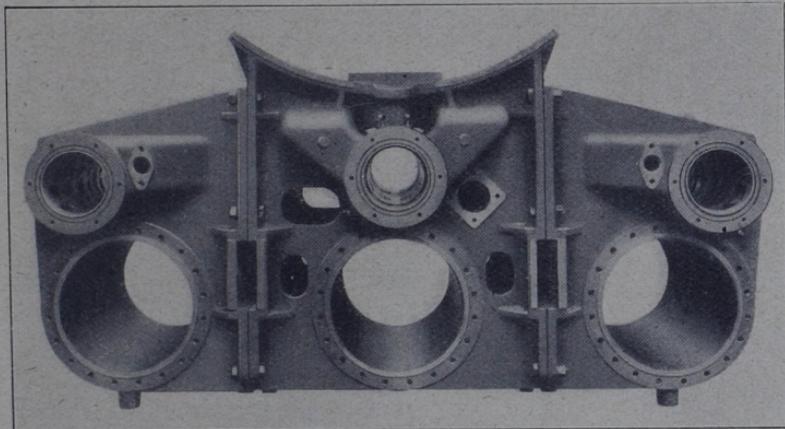


Abb. 329. Zylindergußstück der 2C-H. S. L. Gattung  $S_{10}^2$ .

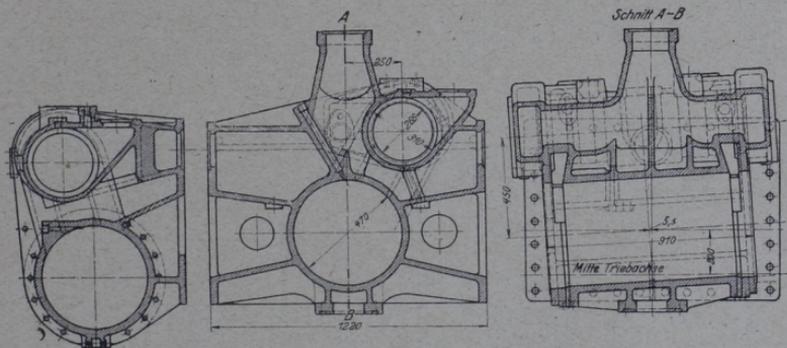


Abb. 330. Innenzylinder der 2C-Drilling-H.S.L., dänische Staatsbahn.

zeiten vermieden werden. Zur Durchführung des vorderen Barrenrahmens sind Aussparungen vorgesehen.

Abb. 330 zeigt den Innenzylinder einer im Jahre 1921 von Borsig für die dänische Staatsbahn gebauten 2C-Drilling-H.S.L. Der Schieberkasten ist aus der Längsachse der Lokomotive weiter nach außen verlegt. Der Antrieb des Innenschiebers erfolgt nicht mehr durch die sonst übliche Zusammenfassung der Bewegungen der Außenschieber, vielmehr ist eine vollständige dritte Steuerung zur Verwendung gekommen.

Um eine Innenhübscheibe zu vermeiden, ist auf der linken Seite der Lokomotive eine zweite Gegenkurbel zum Antrieb der inneren Schwinge vorgesehen. In einem einzigen Gußstück (einschließlich der Schieberkästen) sind die drei gleich großen Zylinder der englischen D-Drilling-H. G. L. (Nordost-Bahn) gegossen. Die linke Seite der Abb. 331 zeigt einen Schnitt durch die hinteren Dampfkanäle, die rechte durch den gemeinsamen Dampfeintrittsraum zu den Schiebern.

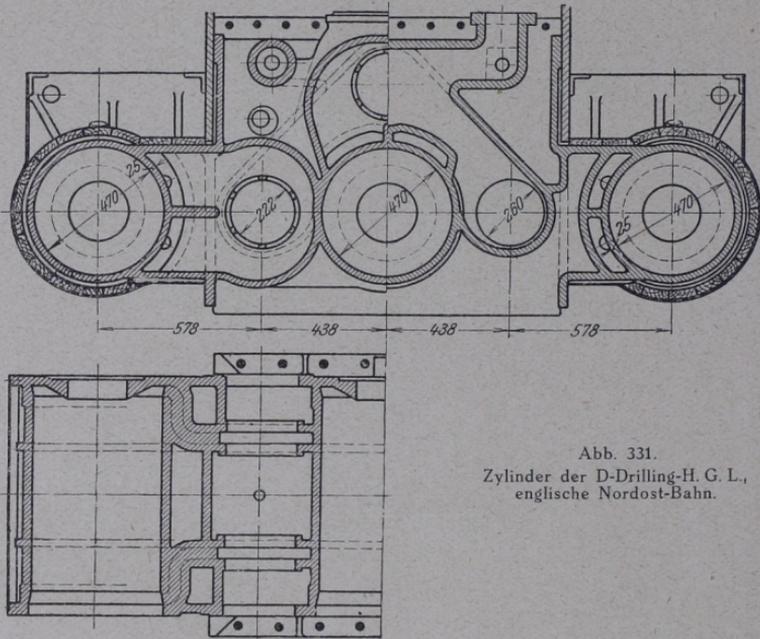


Abb. 331.  
Zylinder der D-Drilling-H. G. L.,  
englische Nordost-Bahn.

#### Vierling-Zylinder.

Das Zylindergußstück der 2C-Vierling-H. S. L. Gattung S<sub>10</sub> zeigt Abb. 332. Durch das Zylindergußstück ist, wie bei der vorher beschriebenen Drillingbauart in Abb. 329 der Barrenrahmen hindurchgeführt. Die Schieberkästen einer Seite stehen mit der Haupteinströmleitung durch ein Hosenstück in Verbindung. Die Führung der Ausströmkanäle ist deutlich zu erkennen. Während bei dieser Lokomotive je zwei Zylinder mit den zugehörigen Schieberkästen in einem Stück zusammengegossen sind, bildet die belgische Staatsbahn bei ihren Vierlinglokomotiven jeden Zylinder für sich aus. Bei der belgischen 2C1-H. S. L. liegen außerdem die Innenzylinder in einer anderen Ebene als die Außenzylinder. Abb. 334 läßt die Führung der Frisch- und Abdampfrohre bei dieser Bauart erkennen.

β) mit doppelter Dehnung.

Zweizylinder-Bauart.

Die Zweizylinder-Verbundwirkung in Verbindung mit hoch überhitztem Dampf ist nur von wenigen Eisenbahnverwaltungen eingeführt worden. In Österreich hat diese Bauart im vorigen Jahrzehnt größere

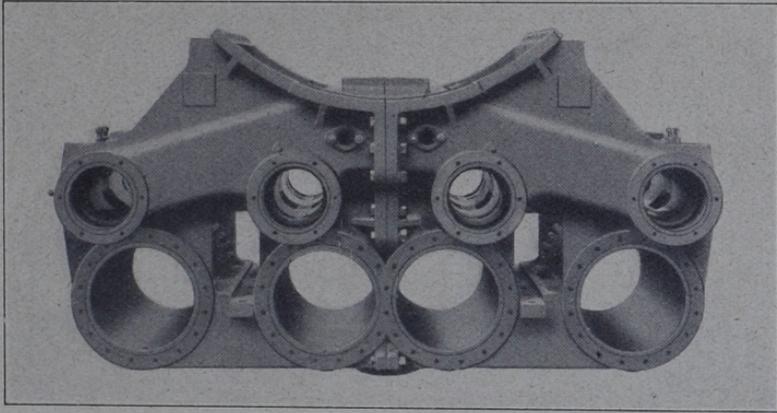


Abb. 332. Zylindergußstück der 2-C-H.S.L. Gattung  $S_{10}$ .

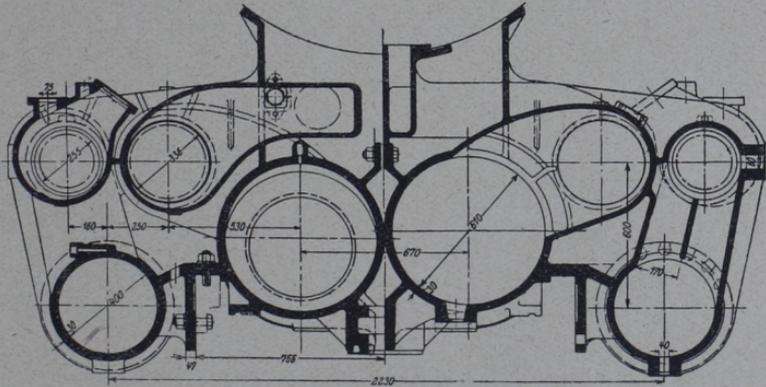


Abb. 333. Zylinder der 2-C-H.S.L. Gattung  $S_{10}^1$ .

Bedeutung gefunden. Der Hochdruckzylinder besitzt Kolbenschieber mit äußerer Dampf einströmung, der Niederdruckzylinder Flachschiebersteuerung.

Vierzylinder-Bauart.

Leistungsfähigere Heißdampf-Verbundlokomotiven werden ausnahmslos als Vierzylinder-Verbundlokomotiven ausgeführt. Abb. 333

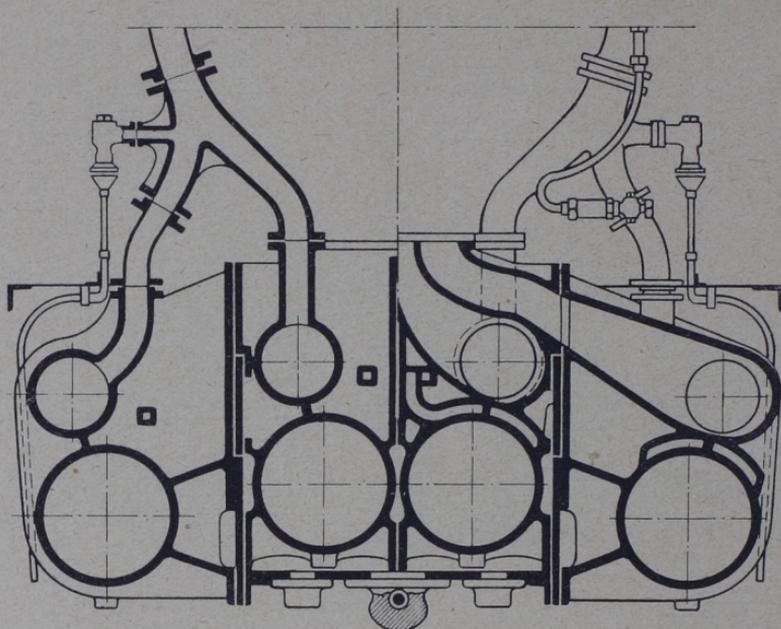


Abb. 334. Zylinder der 2C1-H. S. L., belgische Staatsbahn.

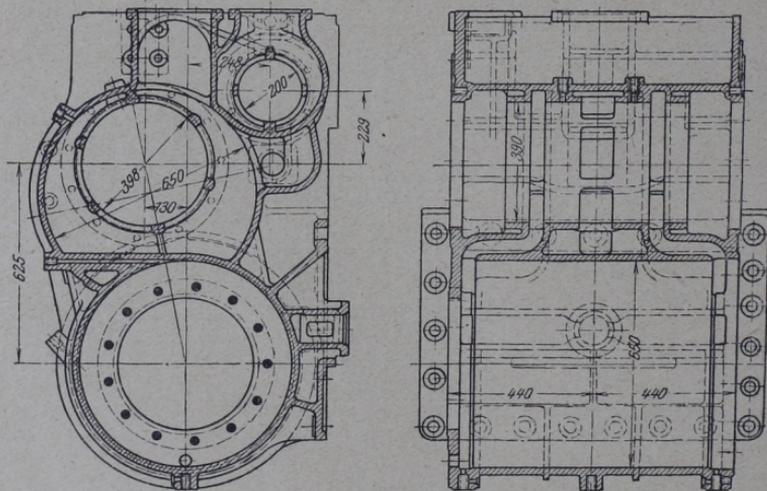


Abb. 335. Außenzylinder der 2C1-H. S. L., ungarische Staatsbahn.

zeigt die Dampfzylinder der 2C-Vierzyl.-Verbund-H. S. L. Gattung S<sub>10</sub><sup>t</sup>. Alle vier Zylinder liegen in einer Ebene. Je ein Hoch- und Niederdruckzylinder ist in einem Stück zusammengegossen. Bei den Hochdruckschiebern ist innere Ein- und äußere Ausströmung vorgesehen, während die Niederdruckzylinder äußere Ein- und innere Ausströmung haben. Die Führung der Dampfkanäle wird hierdurch, wie die Abbildung erkennen läßt, eine sehr einfache. Da die Innenzylinder auf die erste Achse wirken sollten, mußten sie geneigt ausgeführt werden. Als Anfahrvorrichtung dient gleichzeitig der Druckausgleich der Hochdruckzylinder. Dieser wird beim Anfahren allein in Tätigkeit gesetzt, und es strömt alsdann

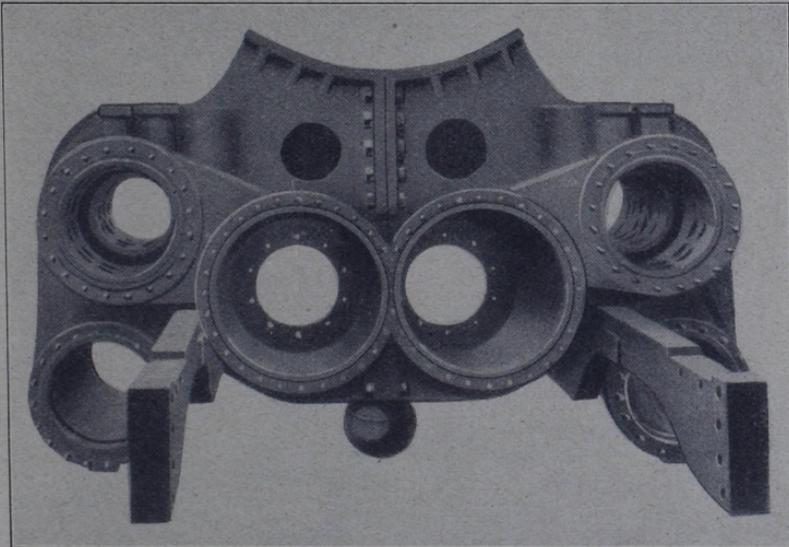


Abb. 336. Zylindergußstück der 2D-H. S. L., spanische M. Z. A.-Bahn.

der Dampf von den Hochdruckzylindern über den Hoch- und Niederdruckschieber zum Niederdruckzylinder.

Die ungarische Staatsbahn hat bei ihren 2C1-Vierzylinder-Verbundlokomotiven die äußeren Niederdruckzylinder hinter den inneren Hochdruckzylindern angeordnet. Abb. 335 zeigt einen der Niederdruckzylinder, der im Gegensatz zu der sonst üblichen Ausführung ebenfalls innere Einströmung hat. In dem Zylindergußstück ist gleichzeitig die Anfahrvorrichtung untergebracht, die den Hochdruckdampf ins Freie leitet, während dem Niederdruckzylinder Frischdampf zugeführt wird.

Abb. 336 ist das zweiteilige Zylindergußstück einer von Hanomag für die spanische M. Z. A.-Bahn gebauten 2D-Vierzylinder-Verbund-H. S. L. Unten außerhalb der vorderen Barrenrahmen sitzen die Hochdruckzylinder, darüber beiderseits die

gemeinsamen Schieberkästen für Hoch- und Niederdruckzylinder derselben Maschinenseite. Zwischen den Barren liegen die beiden Niederdruckzylinder. Die zwei Teile des Gußstückes sind in

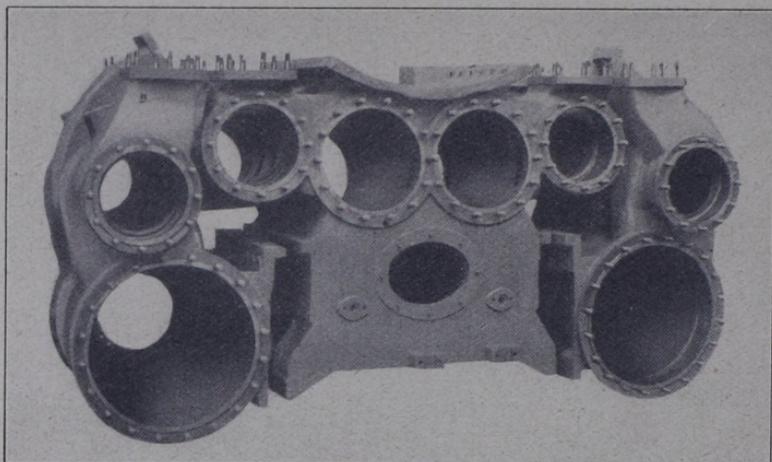


Abb. 337. Zylindergußstück der 2C1-H. S. L., bayerische Staatsbahn.

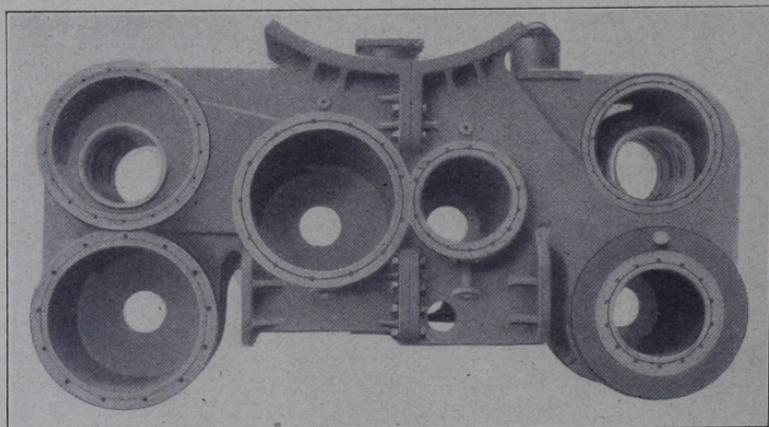


Abb. 338. Zylindergußstück Bauart „Plancher“.

der Mitte verschraubt und nehmen in dem gemeinsamen Sattelstück den Kessel auf. Hoch- und Niederdruckzylinder sind in einer Querebene angeordnet. Die Steuerung für alle vier Zylinder ist gemeinsam, so daß sich ein verhältnismäßig einfaches Zylindergußstück ergibt.

Abb. 337 zeigt das dreiteilige Zylindergußstück einer von Maffei für Bayern gebauten 2C1-Vierzylinder-Verbund-H.S.L. Die beiden innenliegenden Hochdruckzylinder bilden mit den beiden Hochdruckkolbenschieberbüchsen und dem Rauchkammersattel ein gemeinsames Gußstück und zugleich eine sehr feste Rahmenversteifung. Die beiden äußeren Gußstücke bestehen aus den Niederdruckzylindern und den zugehörigen Schieberbüchsen. Alle vier Zylinder liegen in einer Querebene, die Hochdruckzylinder innen sind 1:8 geneigt. Durch die außen liegende Heusingersteuerung werden die Schieber angetrieben; die Niederdruckschieber unmittelbar, die Hochdruckschieber mittels kurzer Übertragungswelle.

Nach Bauart „Plancher“ (zweiteiliges Zylindergußstück in Abb. 338) sitzen zwei Hochdruckzylinder auf der einen, zwei Niederdruckzylinder auf der anderen Seite, also ein Hochdruck- und ein Niederdruckzylinder innen nebeneinander. Jedes Kolbenpaar (zwei Nieder- bzw. zwei Hochdruckzylinder) hat gemeinsame Steuerung mit nur einem Kolbenschieber, was gekreuzte Kanäle für je einen Zylinder erfordert. Beide Schieber haben gleichen Durchmesser und äußere Einströmung. Einfacher Schieber an der Hochdruck-, doppelter an der Niederdruckseite. Die Innenzylinder sind, um der dahinter liegenden Achse ausweichen zu können, um 1:8 geneigt. Oben links ist das Dampfzuführungsrohr sichtbar. Ausgeführt bei den italienischen Staatsbahnen.

## b) Zylinder-Zubehör.

### I. Zylinderdeckel.

Die Querschnittsform der Zylinderdeckel richtet sich nach der Gestalt der Kolben, wie Abb. 339 zeigt. Beim Entwurf der Deckel ist auch darauf zu achten, daß sie ohne Auswechslung ein Nachbohren der Zylinder um 8 bis 10 mm gestatten. Zuweilen wird der hintere Zylinderdeckel mit dem Zylinder aus einem Stück hergestellt, was eine Dichtungsfläche erspart oder diese im Durchmesser geringer ausfallen läßt. Den hinteren Zylinderdeckel einer preußischen Lokomotive zeigt Abb. 340. Er ist aus Stahlguß gefertigt und hat einen Ansatz zur Befestigung der Geradföhrung. In Abb. 341 ist der zugehörige vordere Zylinderdeckel dargestellt. Der äußere Ring zur Befestigung des Deckels ist aus Schweißeisen, das Stopfbüchsengehäuse aus Flußeisenguß. Der mittlere Teil besteht aus Zylinderflußeisen. Alle Dichtungen sind durch Aufschleifen der entsprechenden Teile hergestellt. Bei Zylinderdeckeln belgischer Lokomotiven ist der Fortfall der vorderen Stopfbüchse bemerkenswert; die vordere Kolbenstange wird hier durch eine gußeiserne Traghülse mit Schmiernuten in einer geschlossenen Haube geführt, wobei eine besondere Schmierung mittels Preßpumpe erforderlich ist.

Der Abstand der Zylinderdeckelschrauben soll mit Rücksicht auf gutes Dichthalten nach Möglichkeit unter 120 mm bleiben. Genaue Berechnung erfolgt auf Zug nach der höchsten Spannung im abzuschließenden Raum. Das gleiche gilt auch für die Schieberkasten-deckelschrauben. Hierbei ist 1 at Spannungsabfall vom Kessel bis zum Schieberkasten nicht zu berücksichtigen. Bei der Berechnung der

Schrauben wird wegen der Vorspannung, die zur Abdichtung erforderlich ist, nur mit  $k_z \leq 400 \text{ kg/qcm}$  gerechnet. Zur Vermeidung des Flansches ist anzustreben, die Schrauben möglichst nahe der Dichtungsfläche anzuordnen. Durch die in Abb. 341 gekennzeichnete Bauart mit äußerem schweißeisernen Ring wird erreicht, daß die Durchbiegung des Deckels zwischen den einzelnen Schrauben auf ein Kleinstmaß zurückgeführt wird.

## II. Stopfbüchsen.

Die früher übliche Dichtung der Stopfbüchsen durch Hanf, Gummi oder Asbest wurde mit zunehmender Steigerung des Dampfdrucks

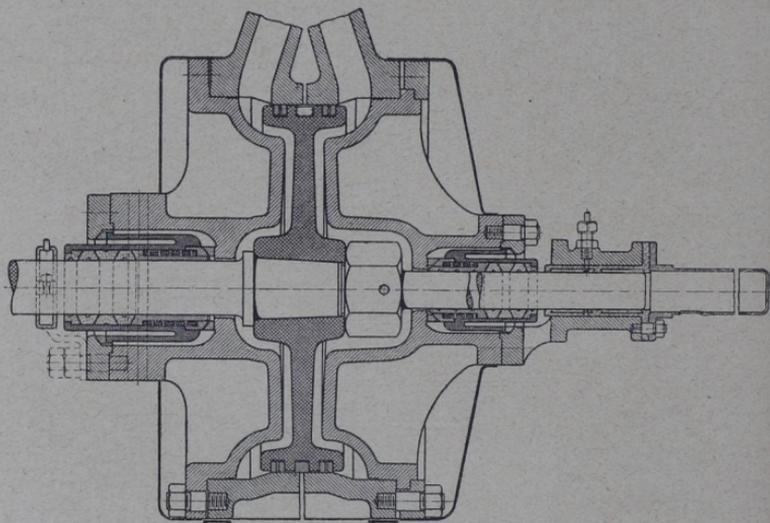


Abb. 339. Zylinderdeckel und Stopfbüchsen nach „Schmidt“.

zugunsten der Metallstopfbüchse verlassen. Für Heißdampfzylinder ist nur die Metallpackung zulässig. Hierbei ist erforderlich, daß die Metallpackungsringe ohne Beeinträchtigung der Dichtheit seitlichen Bewegungen der Kolbenstange nachgeben können, wodurch ein Klemmen und damit zusätzliche Reibungswärme vermieden wird. Um die Temperatur der Metallringe nach Möglichkeit niedrig zu halten, ist die Büchse, in der die Ringe untergebracht sind, durch Luft zu kühlen. Nach diesen Grundsätzen hat Schmidt eine Stopfbüchse entworfen, die sich derart bewährt hat, daß sie mit geringfügigen Änderungen von den meisten europäischen Eisenbahnverwaltungen benutzt wird.

Abb. 342 zeigt eine vordere Kolbenstangenstopfbüchse von Schmidt. Am Grunde und am Deckel sind kugelförmige Ringe angeordnet, welche die oben geforderte Einstellung der Stopfbüchse

ohne Zwängen ermöglichen. Die Hülse, die zur Aufnahme der weißmetallenen Dichtungsringe und des gußeisernen Grundringes dient, ist mit entsprechendem Hohlraum versehen, derart, daß die Hülse von der Luft umspült und somit abgekühlt wird. Eine Feder drückt die Dichtungsringe an und verhindert gleichzeitig das Mitgehen der Ringe beim Rückgang der Kolbenstange. Der Kolben wird von dem vorderen Stangenende durch eine feste Führungshülse vor der Stopfbüchse getragen, die mit einem etwa 5 mm starken Weißmetallausguß versehen ist. An der hinteren Kolbenstangenstopfbüchse (Abb. 343), versieht diese Aufgabe der Kreuzkopf. Die Einzelheiten der hinteren Stopfbüchse entsprechen vollkommen denen der vorderen.

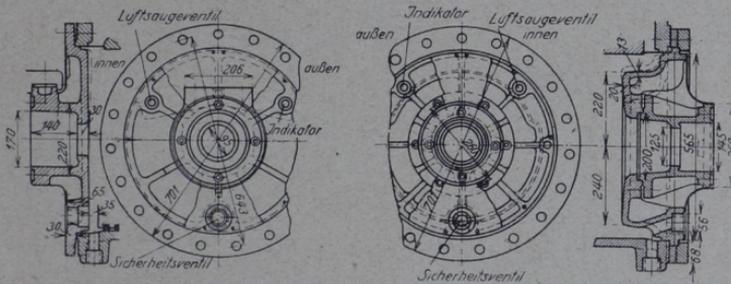


Abb. 340/341. Hinterer und vorderer Zylinderdeckel.

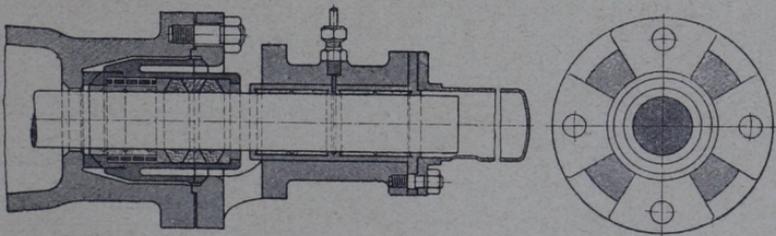


Abb. 342. Vordere Kolbenstangenstopfbüchse nach „Schmidt“.

Soweit Heißdampflokomotiven Kolbenschieber mit äußerer Einströmung besitzen (beispielsweise die Hochdruckschieber der österreichischen 2B - Verb. - H. S. L.) sind die Schieberstopfbüchsen ähnlich den Kolbenstangenstopfbüchsen. Bei einfacher Dampfdehnung und innerer Einströmung können die Stopfbüchsen in den Schieberkästen fortfallen. Es genügt hier eine einfache Labyrinthdichtung. Um eine starke Abnutzung der Büchse zu vermeiden, wird diese nach Abb. 344 in einen dichtenden und einen tragenden Teil getrennt. Der etwa durchtretende Dampf, sowie das Niederschlagwasser gelangen durch eine Bohrung ins Freie. Die eigentlichen Führungsbüchsen werden durch diese Maßnahme dauernd gut unter Öl gehalten. Auch die Kühlung der Führungsbüchse ist bei dieser Anordnung eine sehr gute.

## III. Kolben.

Der Kolbenkörper wird in der Regel aus Flußstahl von  $kz = 50$  bis  $60 \text{ kg/qmm}$  gepreßt oder gegossen. Durchmesser des Kolbens 2 bis 3 mm kleiner als der des Zylinders, Kolbenbreite 100 bis 200 mm.

Kolben von Heißdampflokomotiven sollen sich wegen ihrer Größe freischwebend im Zylinder bewegen können. Die Kolbenringe dürfen

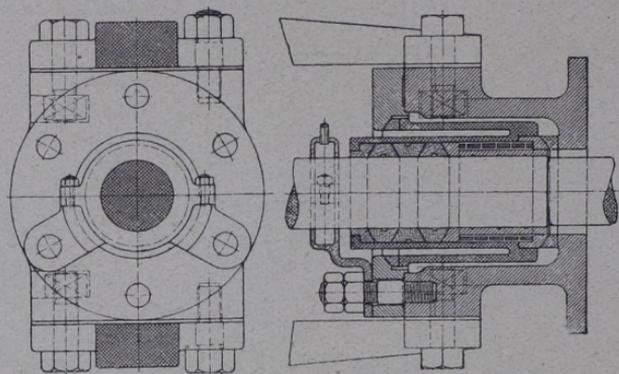


Abb. 343. Hintere Kolbenstangenstopfbüchse nach „Schmidt“.

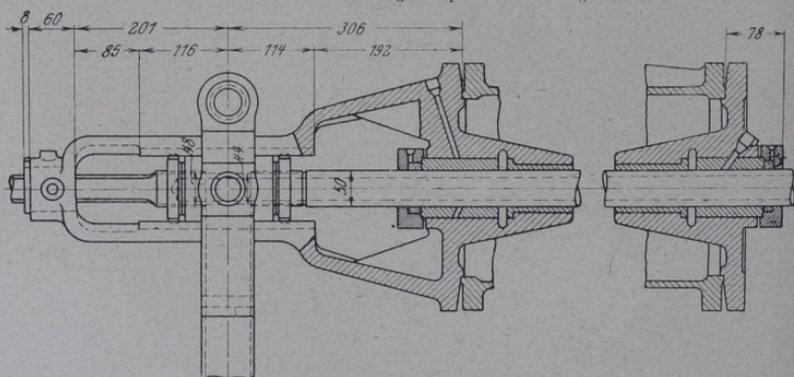


Abb. 344. Hintere Schieberstangenführung nebst Stopfbüchse.

niemals zum Tragen des Kolbenkörpers mit herangezogen werden. Die hinten durch den Kreuzkopf geführte Kolbenstange ist vorn mit einer besonderen Führung zu versehen. Zur Dichtung dienen Ringe, deren Bauart für Heißdampflokomotiven von der für Satteldampflokomotiven stark abweicht. Satteldampflokomotiven haben meist zwei 25 bis 30 mm breite, Heißdampflokomotiven drei 20 mm breite und 12 bis 16 mm starke federnde Ringe aus weichem Gußeisen. Die Ringe sind entweder schräg oder S-förmig geschlitzt und gegen Verdrehen mittels Stiftschrauben gesichert. In

jedem Ring befindet sich eine 2 bis 3 mm tiefe Nut, von der aus 6 bis 8 Löcher von 3 mm Bohrung nach dem Inneren des Kolbenrings führen. Hierdurch soll ein Abklappen des Ringes vermieden werden. Während die preußische Staatsbahn und zahlreiche andere Bahnverwaltungen 3 Kolbenringe anordnen, bevorzugt beispielsweise Belgien eine Kolbenbauart mit nur 2 Ringen. Manche Bahnverwaltungen lassen, namentlich bei schweren Kolben, zur Vermeidung einseitiger Abnutzung der Ringe infolge Durchbiegung der Kolbenstange an der unteren Hälfte der Kolbenringe Messingstreifen anieten.

Die in Abb. 345 und 346 dargestellten Kolben finden bei der deutschen Reichsbahn Verwendung. Der äußere Kolbendurchmesser wird um 3 mm kleiner gehalten als der Zylinderdurchmesser. Alle äußeren Kanten sind gut abgerundet. Hierdurch wird erreicht, daß beim Aufsitzen des Kolbenkörpers auf die Zylinderwandung eine gute

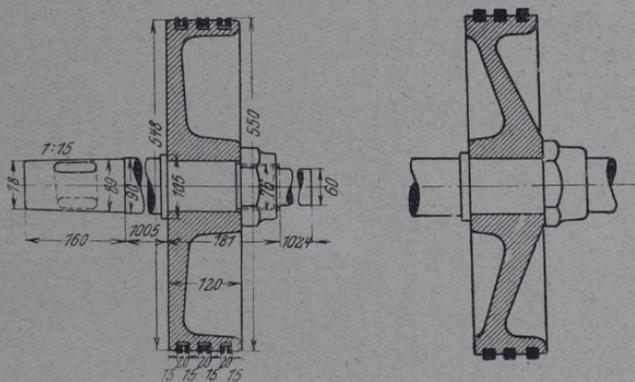


Abb. 345/346. Dampfkolben der Reichsbahn.

Verteilung des Schmieröls erfolgt und der Kolben leicht hinweggleiten kann. Kegelförmige Ausbildung des Kolbenkörpers in Abb. 346 gestattet die teilweise Verlegung der Stopfbüchse in den Zylinderraum, wodurch eine Verschiebung des Kreuzkopfes nach vorn und somit Verlängerung der Pleuellstange bei gleichem Hub möglich ist.

Bei Kolben amerikanischer Lokomotiven hat man zweiteilige Ausführungen. Auf diese Weise kann der eigentliche Kolbenkörper weiter benutzt werden, wenn die Ringnuten des angelegten Ringkörpers ausgeschlagen sind. In diesem Falle ist nur die Auswechslung des Ringkörpers erforderlich. Abb. 347 zeigt die Ausführung der amerik. Lok.-Ges., Abb. 348 die der Baldwin-Lok.-Werke.

Die Pleuellstange wird bei Lokomotiven von etwa 450 mm Zylinderdurchmesser ab durch den vorderen und hinteren Zylinderdeckel geführt, um besseres Tragen des Pleuellkopfes und gleichmäßigeres Abnutzen der Zylinderwandungen zu erzielen. Baustoff der Stange ist bester Stahl von  $k_z = 55$  bis  $65 \text{ kg/qmm}$  bei etwa 25% Dehnung. Verbindung von Stange und Pleuellkörper durch Warmaufziehen gegen

einen Bund. Die Sicherung gegen Lösen erfolgt durch Versplintung oder besser durch eine vernietete Mutter. Durchmesser der Stange etwa das 0,16 fache des Zylinderdurchmessers (bei Verbundlokomotiven des Hochdruckzylinderdurchmessers). Verbindung der Pleuelstange mit dem Pleuellkopf durch Konus (etwa 1 : 5) und Keilsicherung.

#### IV. Leerlaufeinrichtungen.

Bei Leerlauf, d. h. bei Fahrten der Lokomotive ohne Dampf, erfolgt unmittelbar vor den Totpunkten beim Voröffnen der Schieber ein Druckwechsel im Gestänge. In diesem Augenblick findet ein Ausgleich statt zwischen der im schädlichen Raum des Zylinders zusammengepreßten Luft und Gasmenge und der in den Schieberkästen, Dampfström- und Überhitzerrohren befindlichen Gasmenge von ge-

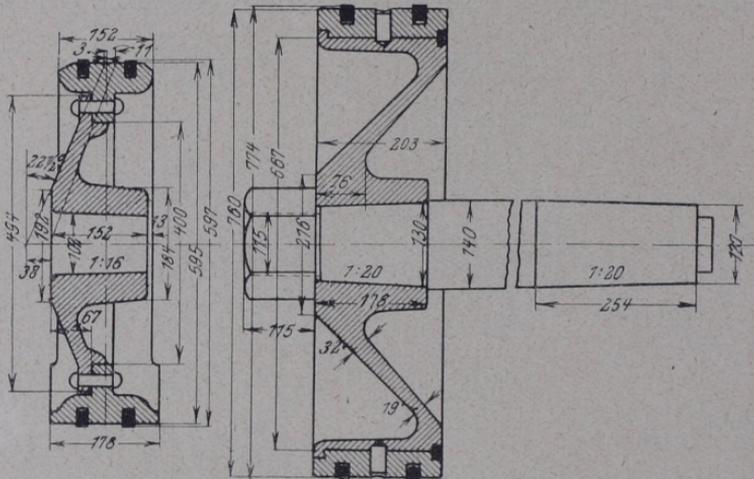


Abb. 347/348. Amerikanische Dampfpleuel.

ringerer Spannung. Die Verdichtungslinie fällt plötzlich bis unter die Massendrucklinie ab. Diese Entlastung des Gestanges beim Druckwechsel ruft starke Stöße hervor, die mit fortschreitender Abnutzung der verschiedenen Lager und Gleitflächen des Triebwerks zu schädlichen Erschütterungen des Fahrzeuges führen können. Von Einfluß auf den ruhigen Gang der Heißdampflokomotiven ist die Anwendung von Leerlaufeinrichtungen, und zwar Druckausgleich- und Luftsaugvorrichtungen.

Die Druckausgleichsvorrichtungen dienen zur Verbindung beider Pleuelseiten oder Einströmkanäle (seltener Umlaufvorrichtungen zur Verbindung der Ein- und Ausströmkanäle). Sie sind bei geschlossenem Regler in Tätigkeit zu setzen, um den Druck vor und hinter den Pleuel auszugleichen. Der Überdruck bedingt eine Temperaturerhöhung, der Unterdruck erzeugt eine Luftverdünnung und bewirkt Verdunstung des Schmieröles, was zur

Verkrustung der Schieberdichtungsringe und zur Undichtigkeit der Schieber führen kann.

Als Abschlußorgane dienen Drehschieber und Ventile. Sie werden mit einem Hebelzuge vom Führerstand aus, mittels Preßluft, oder in Verbindung mit der Steuerung oder dem Regler betätigt. Der freie Durchgangsquerschnitt der Leerlaufeinrichtungen soll etwa  $\frac{1}{100}$  bis  $\frac{1}{70}$  der Dampfkolbenfläche betragen.

Die Luftsaugeventile bewirken bei genügend großer Bemessung von  $\frac{1}{40}$  bis  $\frac{1}{30}$  des Kolbenquerschnitts eine wesentliche Verminderung der Luftverdünnung. Sie sitzen in den Einströmröhrn oder auf den Überhitzerkästen, seltener am Zylinderdeckel, weil sie hier wegen

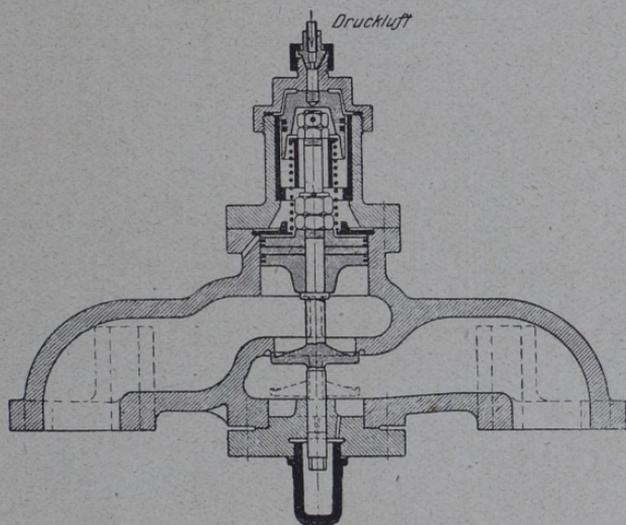


Abb. 349. Druckausgleichsvorrichtung der Reichsbahn.

Platzmangels zu kleine Abmessungen erhalten. Anordnung am Kreuzrohr oder Überhitzerkasten hat den Vorteil, daß man nur ein Ventil braucht; wirkt es selbsttätig, so klappert es nicht, da während des Rückströmens gleichzeitig Ansaugen des anderen Zylinders erfolgt, so daß der Rückstrom aufgehoben wird. Auch kommen mittels Handzug oder Preßluft gesteuerte Ventile zur Anwendung.

#### a) Bauarten von Leerlaufeinrichtungen.

##### Druckausgleichsvorrichtungen.

Deutsche Reichsbahn (Abb. 349). Die Vorrichtung besteht aus einem beide Zylinderseiten verbindenden Umlaufrohr. An Stelle der früher eingebauten, vom Führerstand zu betätigenden zylindrischen Drehschieber, werden neuerdings Druckausgleichventile mit Druckluftsteuerung der Bauart Knorrbremse A.-G. allgemein verwendet. Durch Druckluft wird das Ventil geöffnet, durch Feder-

kraft und durch den auf dem unteren Ausgleichkolben ruhenden Dampfdruck geschlossen.

**Schwedische Staatsbahn.** Selbsttätiges Druckausgleichventil in Verbindung mit den Zylindersicherheitsventilen, die sich öffnen, wenn kein Dampfdruck in dem Umlaufrohr herrscht, das mit dem Schieberkasten in Verbindung steht.

**Russische Staatsbahn.** Das Druckausgleichrohr wird durch einen mittels Dampfdruck gesteuerten Kolbenschieber abgeschlossen, der nach Absperren des Dampfes durch Federkraft öffnet. Bauart Sjäblow.

**Russische Maschinenfabrik Kolomna.** Von der Steuerwelle aus bewegte Umlaufventile nach Meineke. Das Luftsaugventil sitzt hierbei am Umlaufrohr.

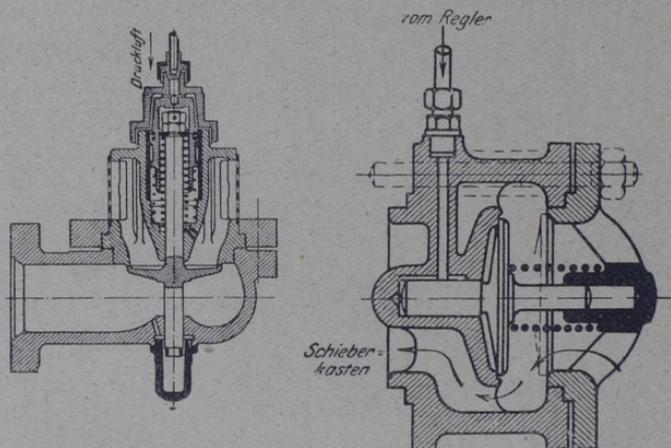


Abb. 350/351. Luftsaugventile der „Knorrbremse A. G.“ und der Maschinenfabrik „Kolomna“

#### Amerikanische Bauarten.

a) Umlaufventil nach Baldwin.

b) Umlaufventil „bypass valve“. Es ist zugleich Luftsaugventil.

**Bayerische Lokomotivfabrik Krauß.** Ist von ähnlicher Wirkung, wie die amerikanische Bauart b. Es hebt sich auch bei Wasserschlag.

#### Luftsaugventile.

**Knorrbremse A.-G.** (Abb. 350). Bei der Reichsbahn allgemein verbreitet. Man läßt Luft aus dem Hauptluftbehälter in den unteren Luftzylinder des Ventils strömen. Der Kolben wird vorgetrieben und hebt das mit ihm kraftschlüssig verbundene Ventil von seinem Sitz. Wird der Stellhahn im Führerhaus in die Abschlußstellung gelegt, so schließt sich das Ventil unter dem Druck der Wickelfeder. Eine Drosselbohrung am Luftrohranschluß dient zur Dämpfung der Ventilbewegung und damit zur Schonung der Dichtungsflächen.

Russische Maschinenfabrik K o l o m n a (Abb. 351). Steuerung vom Regler. Es wird durch den Steuerdampf zunächst geschlossen und in dieser Lage durch den Schieberkastendruck gehalten. Fällt dieser Druck weg, so geht das Ventil durch Federdruck auf.

Belgische Staatsbahn. Selbsttätiges Luftsaugeventil.

Württembergische Staatsbahn und französische Nordbahn. Senkrecht angeordnetes Luftsaugeventil.

Lankashire- und Yorkshire-Bahn. Zwei verschiedene Bauarten;

- a) Luftsaugeventil an den Schieberkästen,
- b) Luftsauge-Kugelventil am Einströmrohr.

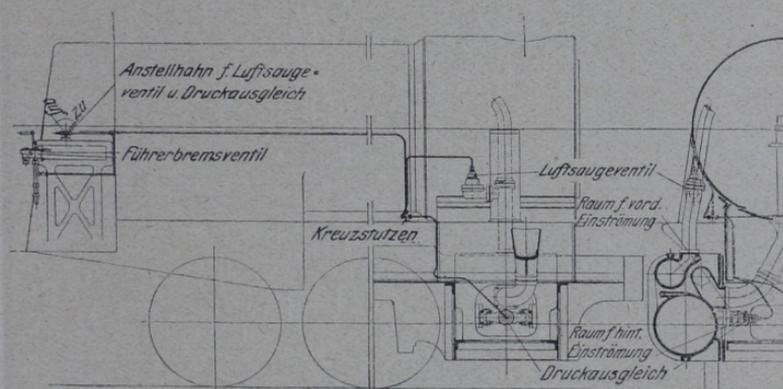


Abb. 352. Anordnung der Leerlaufanordnung.

V. S. t. v. A m e r i k a. Luftsaugeventil der amerikanischen Lok.-Gesellschaft.

β) Betätigung der Leerlaufanordnung bei den Lokomotiven der Reichsbahn (Abb. 352).

Luftsauge- und Druckausgleichventile werden durch Handhabung des Anstellhahns vom Führerhaus mittels Preßluft auszuliegen und danach der Anstellhahn zu betätigen. Erfolgt die Handhabung in umgekehrter Reihenfolge, so strömt der im Einströmrohr und Überhitzer befindliche Dampf mit Geräusch ins Freie. Auch verhindert der hohe Verdichtungsdruck im Zylinder ein Ansaugen der Luft. Bei Übergang aus der Leerfahrt zur Arbeitsfahrt wird zunächst der Anstellhahn umgelegt. Die Luft entweicht durch eine Drosselscheibe ins Freie, die mit  $3\frac{1}{2}$  mm Bohrung versehen ist. Druckausgleich, sowie Luftsaugeventile werden durch Federkraft geschlossen. Hierauf wird die Steuerung eingelegt und der Regler geöffnet.

## c) Trieb- und Kuppelstangen.

## I. Bauarten.

Die Stangenköpfe werden im allgemeinen geschlossen hergestellt (Abb. 353). Bei offenen Köpfen (Abb. 354) dient ein durch eine Schraube gesichertes Füllstück als Verschluss. Stets haben die inneren Triebstangen am Kurbelende offene Köpfe, zuweilen die Kuppel- und äußeren Triebstangen zum leichteren Einbau der Stangen. Die Stangenköpfe umschließen zwei Lagerschalen, von

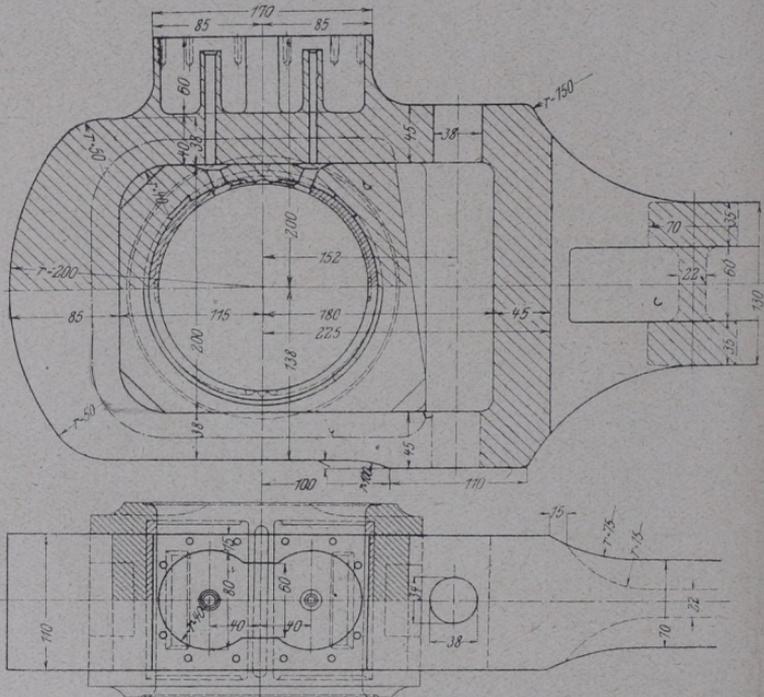


Abb. 353. Geschlossener Stangenkopf.

denen die eine mittels Keil und Schraube gegen den Zapfen gedrückt wird. Der Zapfen ist meist zylindrisch, bei verschiebbaren Endachsen auch kugelförmig. Bei kleinen Lokomotiven sind runde Stangenköpfe mit eingepreßten Rotgußbüchsen empfehlenswert.

Bei Lokomotiven mit mehreren Kuppelstangen ist der Einbau schwierig, weil sämtliche Kuppelstangen einer Seite vorher zusammengebaut und gemeinsam über die zugehörigen Kuppelzapfen geschoben werden müssen. Es ist dies eine Folge der bestehenden Gelenkbauart, bei der die hervortretenden Enden der Gelenkhälfte einer Kuppelstange teilweise um das Gelenkauge der anderen Kuppelstange herumgreifen (Abb. 355/356). Zweckmäßig werden bei den



## II. Beanspruchungen.

Die maßgebenden Beanspruchungen in den Stangenschäften werden folgendermaßen hervorgerufen:

1. Bei der Triebstange durch die größten Kolbenkräfte, bzw. bei der Kuppelstange durch die größten Zugkräfte an der Kurbel; bei beiden durch die Fliehkräfte der beschleunigten Stangenmassen, die eine Biegebungsbeanspruchung der Stangen in senkrechter Richtung verursachen.
2. Bei der Triebstange bewirkt die größte Kolbenkraft bzw. bei der Kuppelstange die größte Druckkraft ein Ausknicken der Stangen in der wagerechten Richtung (sog. „Peitschwirkung“).

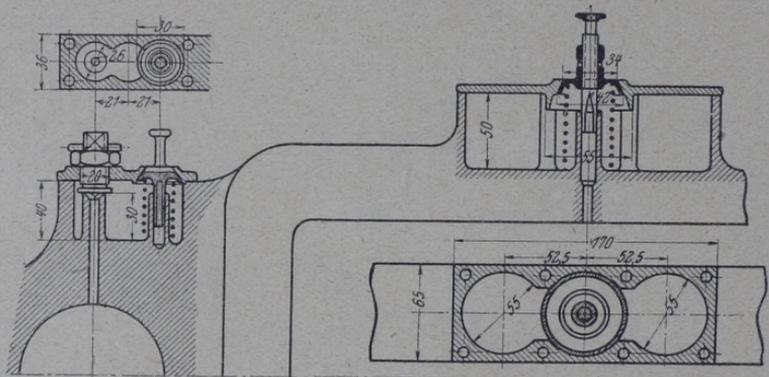


Abb. 357. Stangenlager-Schmiergefäß.

Gölsdorf<sup>1)</sup> empfiehlt bei Trieb- und Kuppelstangen die Einhaltung folgender Werte, die bei neueren Maschinen bereits überschritten werden:

	bei Triebstangen	bei Kuppelstangen
Zugbeanspruchung in den Stangenköpfen im vollen, ungeschwächten Querschnitt in dem durch Löcher geschwächten Querschnitt	400 bis 500 kg/qcm	
Zugbeanspruchung im Schaft (durch die Stangenkraft)	300 „ 400 „	
Biegebungsbeanspruchung im Schaft (durch die Fliehkraft)	400 „ 500 „	
Knicksicherheit des Schaftes in senkrechter Richtung	1000 „ 1500 „	
Knicksicherheit des Schaftes in wagerechter Richtung (gegen die Peitschwirkung)	4 bis 6 fach	6 bis 8 fach
	2 „ 3 „	3 „ 5 „

<sup>1)</sup> Lotter, S. 246.

### III. Berechnung der Stangenschäfte einer 2C-P-Lok. (Abb. 358 bis 368.)

Ausführungs- werte	$\left\{ \begin{array}{l} \text{Länge der Triebstange} \dots \dots \dots l = 3000 \text{ mm} \\ \text{Länge der hinteren Kuppelstange} l = 2700 \text{ mm} \\ \text{Länge der vorderen Kuppelstange} l = 1880 \text{ mm} \end{array} \right\}$	zwischen
		den
		Zapfen
Größte Geschwindigkeit der Lokomotive	$V = 100 \text{ km/st}$	
Sekundlich zurückgelegter Weg	$v = 27,77 \text{ m/sek}$	
Triebbraddurchmesser	$D = 1750 \text{ mm}$	
Sekundliche Umlaufzahl	$n = 5,05 \text{ in d. Sek.}$	
Kolbenhub	$s = 630 \text{ mm}$	
Kurbelhalbmesser $\frac{s}{2}$	$r = 315 \text{ mm}$	
Sekundliche Mittelgeschwindigkeit des Kurbelzapfens $s \cdot \pi \cdot n$	$v_k = 9,995 \text{ m/sek}$	
Sekundliche Winkelgeschwindigkeit des Kurbelzapfens $\frac{v_k \text{ m/sek}}{r \text{ m}}$	$\omega = 31,73 \text{ } 1/\text{sek}$	
Fliehbeschleunigung $r \text{ m} \cdot \omega^2$	$p = 317 \text{ m/sek}^2$	
Zylinderdurchmesser	$d = 575 \text{ mm}$	
Zylinderquerschnittsfläche	$F_z = 2596,7 \text{ qcm}$	
Größter Kolbendruck $P_k$ bei $p_k = 12$	$P_k = 31160 \text{ kg}$	

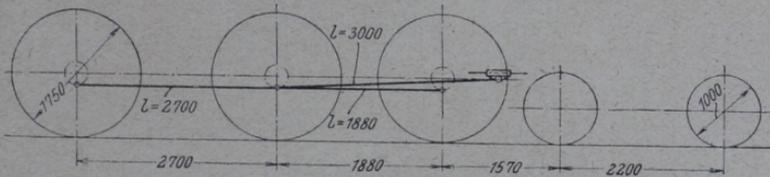


Abb. 358. Anordnung der Stangen an einer 2C-Lokomotive.

#### A. Triebstange (Querschnitte in Abb. 359 bis 361), $l = 3000 \text{ mm}$ .

a) Beanspruchung auf Zug und Druck.

1. im kleinsten Querschnitt am Kreuzkopfende (Abb. 359).

$$\text{Querschnitt } F = 41,25 \text{ qcm}$$

$$\text{Beanspruchung } k_z = \frac{P_k}{F} \cong 760 \text{ kg/qcm}$$

$$\text{Sicherheit } \varnothing = \frac{2500^1}{k_z} = 3,29 \text{ fach.}$$

2. im Querschnitt am Pleuelzapfenkopf (Abb. 361),

$$\text{Querschnitt } F = 48,75 \text{ qcm}$$

$$\text{Beanspruchung } k_z \cong 650 \text{ kg/qcm}$$

$$\text{Sicherheit } \varnothing = 3,08 \text{ fach}$$

3. im größten Querschnitt etwa in Stangenmitte (Abb. 360).

$$\text{Querschnitt } F = 71,25 \text{ qcm}$$

$$\text{Beanspruchung } k_z \cong 440 \text{ kg/qcm}$$

$$\text{Sicherheit } \varnothing = 5,68 \text{ fach}$$

<sup>1)</sup> 2500 kg/qcm ist die zulässige Beanspruchung für Flußstahl an der Elastizitätsgrenze.

## β) Beanspruchung auf Knickung.

Zugrunde gelegt werde als gefährlicher Querschnitt der größte Querschnitt etwa in Stangenmitte (Abb. 360) von 71,25 qcm. Die Trägheitsmomente dieser Querschnittsfläche sind folgende:

$$\begin{aligned} \text{Trägheitsmoment } J_x &= \frac{B \cdot H^3 - b \cdot h^3}{12} \\ &= \frac{7,5 \times 14^3 - 5,5 \cdot 7,5^3}{12} \\ &= 1521,6 \text{ cm}^4 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{Trägheitsmoment } J_y &= \frac{(H-h) \cdot B^3 + (B-b)^3 \cdot h}{12} \\ &= \frac{6,5 \times 7,5^3 + 2^3 \times 7,5}{12} \\ &= 233,5 \text{ cm}^4 \end{aligned}$$

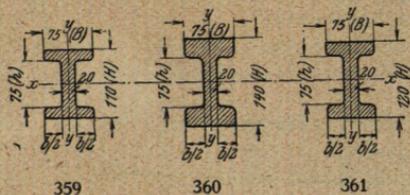


Abb. 359/361. Triebstangen-Querschnitte (zu Abb. 358).

Somit sind die Druckkräfte  $P_x$  und  $P_y$  unter Annahme freier Auflagerung der 3000 mm langen Triebstange:

$$P_x = \pi^2 \cdot \frac{E^1 \cdot J_x}{l^2} = 375\,465 \text{ kg}$$

$$P_y = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot J_y}{l^2} = 57\,620 \text{ kg}$$

und die Knicksicherheiten  $\mathcal{E}_x$  und  $\mathcal{E}_y$  errechnet sich bei der

$$\text{Triebstangenkraft } S = \frac{P_k}{\sqrt{1-\lambda^2}}, \text{ worin } \lambda = \frac{r}{l} = \frac{0,315}{3,0} = \frac{1}{9,45}$$

$$\text{also } S = \frac{31\,160}{\sqrt{1-\frac{1}{89,3}}} = 31\,336 \text{ kg, zu}$$

$$\mathcal{E}_x = \frac{P_x}{S} = \frac{375\,465}{31\,336} = 11,98 \text{ fach}$$

$$\mathcal{E}_y = \frac{P_y}{S} = \frac{57\,620}{31\,336} = 1,84 \text{ fach}$$

<sup>1)</sup>  $E = 2\,250\,000$  ist der Elastizitätsmodul für flußeiserne Stangen in kg/qcm.

γ) Beanspruchung auf Biegung, unter Berücksichtigung der Peitschwirkung zur Zeit des größten Ausschlages der Stange.

Die Stange wird durch die Schwingkraft ihrer Masse auf Biegung beansprucht. Zur Bestimmung der Fliehkräfte  $C_1 = m \varrho \omega^2$  ist in Abb. 362 der Stangenschaft in drei Teile von 850, 500 und 1250 mm Länge durch Ebenen senkrecht zu ihrer Mittellängsachse zerlegt und die Gewichte  $G_1$ ,  $G_2$  und  $G_3$  dieser drei einzelnen Stangenteile ermittelt. Sie sind:

$$\begin{aligned} G_1 &= \left( \frac{45 + 65}{2} \times 75 + 20 \times 75 \right) \cdot 850 \times 7,86 \\ &= 5625 \cdot 850 \times 7,86 = 4,781 \text{ dm}^3 \times 7,86 = 35,5 \text{ kg} \\ G_2 &= (65 \times 75 + 20 \times 75) \cdot 500 \times 7,86 \\ &= 6375 \cdot 500 \times 7,86 = 3,1875 \text{ dm}^3 \times 7,86 = 25,0 \text{ kg} \\ G_3 &= \left( \frac{35 + 65}{2} \times 75 + 20 \times 75 \right) \cdot 1250 \times 7,86 \\ &= 5250 \cdot 1250 \times 7,86 = 6,5887 \text{ dm}^3 \times 7,86 = 51,5 \text{ kg} \\ \Sigma G &= 112,0 \text{ kg} \end{aligned}$$

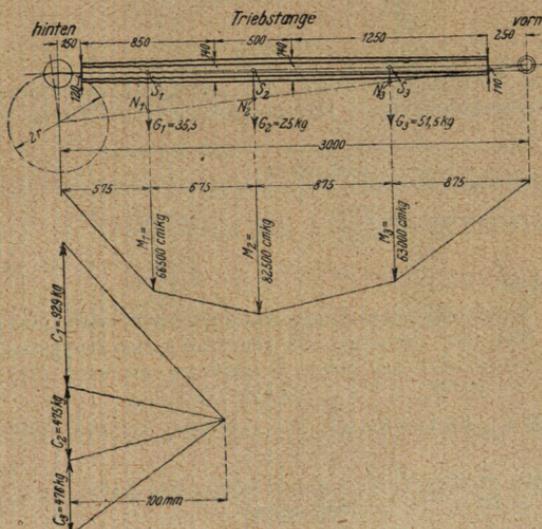


Abb. 362. Biegebeanspruchung der Triebstange (zu Abb. 358).

Die Massen dieser Gewichte sind, da  $m = \frac{G}{g}$  und  $g = 9,81 \text{ m/sek}^2$

$$m_1 = 3,62 \quad m_2 = 2,55 \quad m_3 = 5,25$$

Die Abstände  $\varrho$  in Meter der Schwerpunkte  $S_1$ ,  $S_2$ ,  $S_3$  von der durch Kreuzkopfpapfen- und Kurbelkreismitte gehenden Verbindungslinie ergeben sich nach Abb. 362 zu  $S_1 N_1$ ,  $S_2 N_2$  und  $S_3 N_3$ . Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  war  $31,73 \text{ }^1/\text{sek}$ , also  $\omega^2 = 1006,8$ . Somit sind die Fliehkräfte der drei Stangenabschnitte:

$$\begin{aligned} C_1 &= m_1 \cdot \omega^2 \cdot (N_1 S_1) = 3,62 \cdot 1006,8 \cdot 0,255 \cong 929 \text{ kg} \\ C_2 &= m_2 \cdot \omega^2 \cdot (N_2 S_2) = 2,55 \cdot 1006,8 \cdot 0,185 \cong 475 \text{ kg} \\ C_3 &= m_3 \cdot \omega^2 \cdot (N_3 S_3) = 5,25 \cdot 1006,8 \cdot 0,09 \cong 476 \text{ kg} \\ \Sigma C &= 1880 \text{ kg} \end{aligned}$$

Aus den beiden zusammengehörigen Kraftecken in Abb. 362 ergeben sich die Biegemomente

$$M_1 = 100 \cdot 665 = 66\,500 \text{ cmkg}$$

$$M_2 = 100 \cdot 825 = 82\,500 \text{ cmkg}$$

$$M_3 = 100 \cdot 630 = 63\,000 \text{ cmkg}$$

und die zugehörigen Widerstandsmomente  $W$  in den Punkten  $S_1$   $S_2$   $S_3$ .

$$W_1 = \frac{1179,7}{6,5} = 181,5 \text{ cm}^3$$

$$W_2 = \frac{1521,6}{7} = 217,4 \text{ cm}^3$$

$$W_3 = \frac{1027,5}{6,25} = 164,4 \text{ cm}^3$$

Somit sind die Biegungsspannungen  $k_b$ :

$$k_{b_1} = \frac{M_1}{W_1} = 366 \text{ kg/qcm}$$

$$k_{b_2} = \frac{M_2}{W_2} = 379 \text{ kg/qcm}$$

$$k_{b_3} = \frac{M_3}{W_3} = 383 \text{ kg/qcm}$$

Zur größten Biegungsspannung  $k_{b_3}$  ist die Zugspannung  $k_z$  im betreffenden Stangenquerschnitt hinzuzuaddieren; im Punkt  $S_3$  ist

$$k_z = \frac{31\,336}{(12,5 - 5,5) \cdot 7,5} = 597 \text{ kg/qcm}$$

so daß die größte Gesamt-Beanspruchung  $383 + 597 = 980 \text{ kg/qcm}$

und die Sicherheit  $\mathcal{S} = \frac{2500}{980} = 2,55$  fach.

### B. Kuppelstangen.

Die größte Belastung einer Kuppelstange ergibt sich aus der Reibung zwischen Rad und Schiene. Wenn 16,8 t der Kuppelachsdruck und  $\frac{1}{3}$  die Reibungsziffer bei guter Besandung, so wird die Kuppelstangenkraft  $P_k' = 16\,800 \times \frac{1}{3} = 5\,600 \text{ kg}$ .

Hinter e Kuppelstange (Querschnitte in Abb. 363/364),  
 $l = 2700 \text{ mm}$ .

Schaftquerschnitte an den Enden gleich groß, und zwar

$$30 \times 60 + 70 \times 15 = 2850 \text{ qmm.}$$

Schaftquerschnitt etwa in der Mitte

$$= 50 \times 60 + 70 \times 15 = 4050 \text{ qmm.}$$

Trägheitsmoment etwa in der Mitte

$$J_x = \frac{6 \times 12^3 - 4,5 \cdot 7^3}{12} = 735,375 \text{ cm}^4$$

$$J_y = \frac{5 \times 6^3 + 7 \times 1,5^3}{12} = 91,97 \text{ cm}^4$$

a) Beanspruchung auf Zug und Druck (Abb. 364):

im kleinsten Querschnitt  $F = 28,5 \text{ qcm}$

ist die Beanspruchung  $k_z = \frac{P_k'}{F} \cong 547 \text{ kg/qcm}$

und die Sicherheit  $\mathcal{S} = \frac{2500}{k_z} = 4,57$  fach

β) Beanspruchung auf Knickung (Abb. 363):

$$J_x = 735,375 \text{ cm}^4$$

$$J_y = 91,97 \text{ cm}^4$$

$$P_x = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot J_x}{l^2} = 9,87 \cdot \frac{2\,250\,000 \cdot 735,375}{72\,900} = 224\,017 \text{ kg}$$

$$P_y = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot J_y}{l^2} = 9,87 \cdot \frac{2\,250\,000 \cdot 91,97}{72\,900} = 28\,016 \text{ kg}$$

$$\epsilon_x = \frac{P_x}{P_{k'}} = \frac{224\,017}{15\,580} = 14,37 \text{ fach}$$

$$\epsilon_y = \frac{P_y}{P_{k'}} = \frac{28\,016}{15\,580} = 1,8 \text{ fach}$$

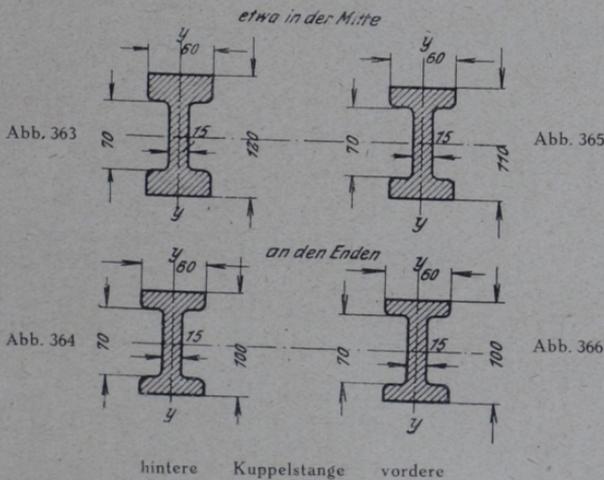


Abb. 363 366. Kuppelstangenquerschnitte (zu Abb. 358).

γ) Beanspruchung auf Biegung, infolge Peitschwirkung (Abb. 367).

Der Stangenschaft wird — der Form entsprechend — in drei Teile geteilt von 850, 500 und 860 mm Länge und die Gewichte  $G_1$ ,  $G_2$  und  $G_3$  dieser drei einzelnen Teile ermittelt. Sie sind

$$G_1 = 23 \text{ kg} \quad G_2 = 16 \text{ kg} \quad G_3 = 23,5 \text{ kg}$$

Die Massen dieser Gewichte sind, da  $m = \frac{G}{g}$  und  $g = 9,81$

$$m_1 = 2,35 \quad m_2 = 1,62 \quad m_3 = 2,4$$

Es war  $\omega^2 = 1006,8$ , so daß  $r\omega^2 = 0,315 \times 1006,8 = 317 \text{ m/sek}^2$

Dies mit  $m$  multipliziert gibt die Kräfte auf Biegung:

$$C_1 = m_1 \cdot r\omega^2 = 745 \text{ kg}$$

$$C_2 = m_2 \cdot r\omega^2 = 514 \text{ kg}$$

$$C_3 = m_3 \cdot r\omega^2 = 760 \text{ kg}$$

Aus den beiden zusammengehörigen Kraftecken in Abb. 367 ergeben sich die Biegemomente

$$M_1 = 100 \cdot 590 = 59\,000 \text{ cmkg}$$

$$M_2 = 100 \cdot 835 = 83\,500 \text{ cmkg}$$

$$M_3 = 100 \cdot 740 = 74\,000 \text{ cmkg}$$

und die zugehörigen Widerstandsmomente  $W$  in den Punkten  $S_1, S_2, S_3$

$$W_1 = \frac{536,875}{5,5} = 97,614 \text{ cm}^3$$

$$W_2 = \frac{735,375}{6} = 122,562 \text{ cm}^3$$

$$W_3 = \frac{536,875}{5,5} = 97,614 \text{ cm}^3$$

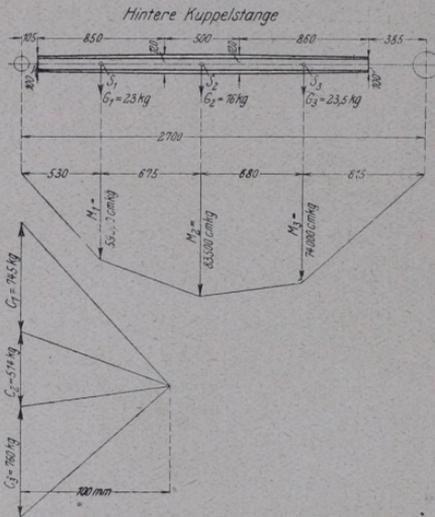


Abb. 367. Biegungsbeanspruchung der hinteren Kuppelstange (zu Abb. 358)

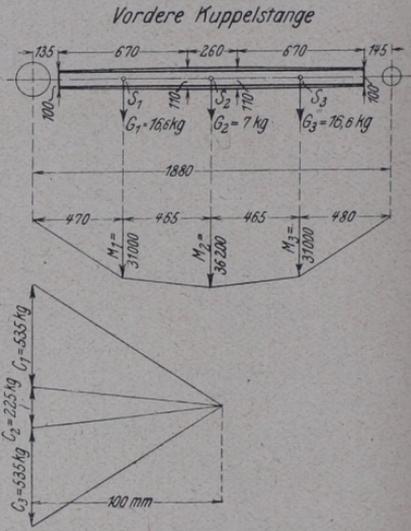


Abb. 368. Biegungsbeanspruchung der vorderen Kuppelstange (zu Abb. 358)

Somit sind die Biegungsspannungen  $k_b$ :

$$k_{b_1} = \frac{M_1}{W_1} = 604 \text{ kg/qcm}$$

$$k_{a_2} = \frac{M_2}{W_2} = 681 \text{ kg/qcm}$$

$$k_{b_3} = \frac{M_3}{W_3} = 758 \text{ kg/qcm}$$

Zur größten Biegungsspannung  $k_{b_3}$  ist die Zugspannung  $k_z$  im betreffenden Stangenquerschnitt hinzuaddieren; im Punkt  $S_3$  ist

$$k_z = \frac{15\,880}{4 \cdot 6 + 7 \cdot 1,5} = 451 \text{ kg/qcm}$$

so daß die größte Gesamt-Beanspruchung  $758 + 451 = 1209 \text{ kg/qcm}$

und die Sicherheit  $\sigma = \frac{2500}{1209} = 2,07$  fach.

Vordere Kuppelstange (Querschnitte in Abb. 365/366),  
 $l = 1880 \text{ mm}$ .

Schaftsquerschnitte an den Enden = 2850 qmm

Schaftquerschnitt etwa in der Mitte = 3450 qmm

Trägheitsmoment etwa in der Mitte:

$$J_x = \frac{6 \times 11^3 - 4,5 \times 7^3}{12} = 536,875 \text{ cm}^4$$

$$J_y = \frac{4 \times 6^3 + 7 \times 1,5^3}{12} = 73,97 \text{ cm}^4$$

a) Beanspruchung auf Zug und Druck (Abb. 366);

im kleinsten Querschnitt  $F = 28,5 \text{ qcm}$

ist die Beanspruchung  $k_z = \frac{P_{k'}}{F} \cong 547 \text{ kg/qcm}$

und die Sicherheit  $\mathcal{S} = \frac{2500}{k_z} = 4,57 \text{ fach}$

β) Beanspruchung auf Knickung (Abb. 365);

$$J_x = 536,875 \text{ cm}^4$$

$$J_y = 73,97 \text{ cm}^4$$

$$P_x = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot J_x}{l^2} = 9,87 \cdot \frac{2 \cdot 250 \cdot 000 \cdot 536,875}{35 \cdot 344} = 337 \cdot 332 \text{ kg}$$

$$P_y = \pi^2 \cdot \frac{E \cdot J_y}{l^2} = 9,87 \cdot \frac{2 \cdot 250 \cdot 000 \cdot 73,97}{35 \cdot 344} = 46 \cdot 476 \text{ kg}$$

$$\mathcal{S}_x = \frac{P_x}{P_{k'}} = \frac{337 \cdot 332}{15 \cdot 580} = 21,65 \text{ fach}$$

$$\mathcal{S}_y = \frac{P_y}{P_{k'}} = \frac{46 \cdot 476}{15 \cdot 580} = 2,98 \text{ fach}$$

γ) Beanspruchung auf Biegung, infolge Peitschwirkung  
 (Abb. 368).

Der Stangenschaft wird — der Form entsprechend — in drei Teile geteilt von 670, 260 und 670 mm Länge und die Gewichte  $G_1$ ,  $G_2$  und  $G_3$  dieser drei einzelnen Teile ermittelt. Sie sind

$$G_1 = 16,6 \text{ kg} \quad G_2 = 7 \text{ kg} \quad G_3 = 16,6 \text{ kg}$$

Die Massen dieser Gewichte sind, da  $m = \frac{G}{g}$  und  $g = 9,81$

$$m_1 = 1,69 \quad m_2 = 0,71 \quad m_3 = 1,69$$

Es war  $\omega^2 = 1006,8$ , so daß  $r\omega^2 = 0,315 \times 1006,8 = 317 \text{ m/sek}^2$ .

Dies mit  $m$  multipliziert gibt die Kräfte auf Biegung:

$$C_1 = m_1 \cdot r\omega^2 = 535 \text{ kg}$$

$$C_2 = m_2 \cdot r\omega^2 = 225 \text{ kg}$$

$$C_3 = m_3 \cdot r\omega^2 = 535 \text{ kg}$$

Aus den beiden zusammengehörigen Kraftecken in Abb. 368 ergeben sich die Biegemomente:

$$M_1 = 100 \cdot 310 = 31\,000 \text{ cmkg}$$

$$M_2 = 100 \cdot 362 = 36\,200 \text{ cmkg}$$

$$M_3 = 100 \cdot 310 = 31\,000 \text{ cmkg}$$

und die zugehörigen Widerstandsmomente  $W$  in den Punkten  $S_1 S_2 S_3$

$$W_1 = \frac{450,1875}{5,25} = 85,75 \text{ cm}^3$$

$$W_2 = \frac{536,875}{5,5} = 97,613 \text{ cm}^3$$

$$W_3 = \frac{450,1875}{5,25} = 85,75 \text{ cm}^3$$

Somit sind die Biegunsspannungen  $k_b$ :

$$k_{b_1} = \frac{M_1}{W_1} = 362 \text{ kg/qcm}$$

$$k_{b_2} = \frac{M_2}{W_2} = 371 \text{ kg/qcm}$$

$$k_{b_3} = \frac{M_3}{W_3} = 362 \text{ kg/qcm}$$

Zur größten Biegunsspannung  $k_{b_2}$  ist die Zugspannung  $k_z$  im betreffenden Stangenquerschnitt hinzuzuzaddieren; im Punkt  $S_2$  ist

$$k_z = \frac{15\,880}{4 \cdot 6 + 7 \cdot 1,5} = 451 \text{ kg/qcm}$$

so daß die größte Gesamt-Beanspruchung  $371 + 451 = 822 \text{ kg/qcm}$

und die Sicherheit  $\varnothing = \frac{2500}{822} = 3,04$  fach.

#### d) Sonstige Triebwerksteile.

##### I. Kreuzköpfe und Gleitbahnen.

Gleitbahnen der Kreuzköpfe wurden früher mit zwei, bei Innentriebwerken auch mit vier Schienen hergestellt. Neuerdings sind einschienige Führungen mit Rücksicht auf leichtere Ausbaumöglichkeit der Kreuzköpfe und gute Zugänglichkeit zur Stopfbüchse allgemein gebräuchlich. Die Gleitbahn wird auf dem Stopfbüchsenflansch des hinteren Zylinderdeckels flach, auch  förmig übergreifend gelagert und hier, sowie am Gleitbahnträger verschraubt. Von dem aus Stahlformguß hergestellten Kreuzkopf wird die Gleitbahn ganz umschlossen.

Bei abgenutzten Kreuzkopfschuhen kann das Kippmoment der einseitigen Kreuzkopfmasse beim Durchgang durch die Hubenden nachteilige Biegungserscheinungen in dem kegelförmigen hinteren Ansatz der Kolbenstange auslösen und zur Lockerung des Kreuzkopfes auf der Kolbenstange oder zu Brüchen Anlaß geben. Es ist daher zweckmäßig, die Auflagefläche der Schuhe möglichst lang (500 bis 600 mm), wo dies aus baulichen Gründen nicht zugänglich ist, entsprechend breit (110 bis 140 mm) auszuführen und höchstens Pressungen für Rotgußgleitschuhe bis zu 5 kg/qcm zuzulassen.

Der Berechnung ist der größte Flächendruck zugrunde zu legen, und zwar bei Zwillinglokomotiven der volle Kesseldruck, bei Niederdruckzylindern der auf den Kolben wirkende Verbinderdruck. Um bei abgenutzten Gleitschuhen die Kolbenstange in der richtigen Lage zu erhalten, müssen die Backen mit Blechbeilagen versehen werden. Da bei Lokomotiven, die hauptsächlich vorwärts fahren, die Abnutzung der unteren Kreuzkopfschuhe besonders stark ist, sind z. B., um die Schwierigkeiten des Unterlegens zu umgehen, die unteren Kreuzkopfschuhe mit Nachstellvorrichtung versehen worden. Auch führt man den Kreuzkopf mit seitlich abschraubarer Platte aus (Abb. 369), was ein Einschleifen der Blechbeilagen in handlicher Weise ermöglicht.

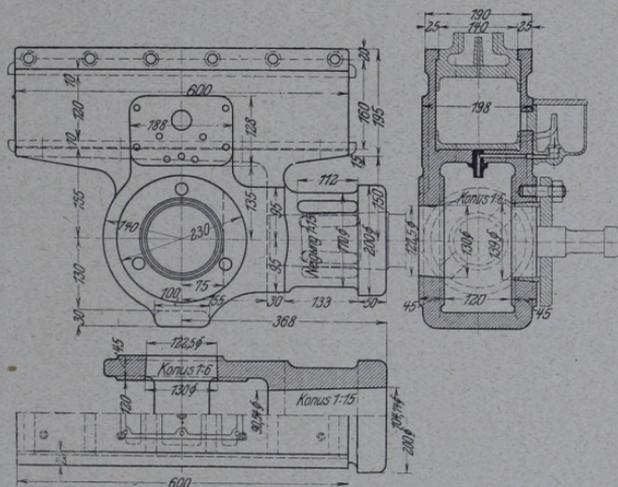


Abb. 369 Kreuzkopf.

Die Kolbenstange wird, wie bereits erwähnt, mit Kegel und Keil im Kreuzkopf befestigt. Die Bolzen werden entweder von außen eingesteckt und mit einer Druckplatte festgehalten, oder von innen eingeführt und mit Mutter und Unterlagplatte gegen einen konischen Druckring angezogen. Baustoff der Bolzen ist Siemens-Martin-Stahl von 55 bis 65 kg/qmm Zugfestigkeit bei etwa 25% Dehnung, oder Flußeisen mit durch Einsatz gehärteten Laufflächen. Der wie bei den Kreuzkopfgleitschuhen berechnete Flächendruck darf 280 bis 320 kg/qcm erreichen.

Der Mitnehmer für die Heusingersteuerung ist bei doppelseitig geführten Kreuzköpfen angeschraubt. Bei der einschienigen Ausführung besteht er mit dem Kreuzkopf aus einem Stück; auch kann die Anlenkung wie in Abb. 369 erfolgen. Die Kreuzkopfschmiergefäße sind möglichst groß zu halten; ventilartige Ölstifte gestatten, den Grad der Schmierung zu regeln.

## II. Umsteuerungen.

In Europa fast stets Schraubensteuerungen. Bei Kleinbahn- und Verschiebelokomotiven, sowie allgemein in Amerika sind Hebel mit Klinken gebräuchlich. In England und Belgien vielfach Vereinigung von Hebel und Schraube mit Dampfumsteuerungsvorrichtung; letztere Art hat sich wegen ihrer Vielteiligkeit aber wenig bewährt. Hebel

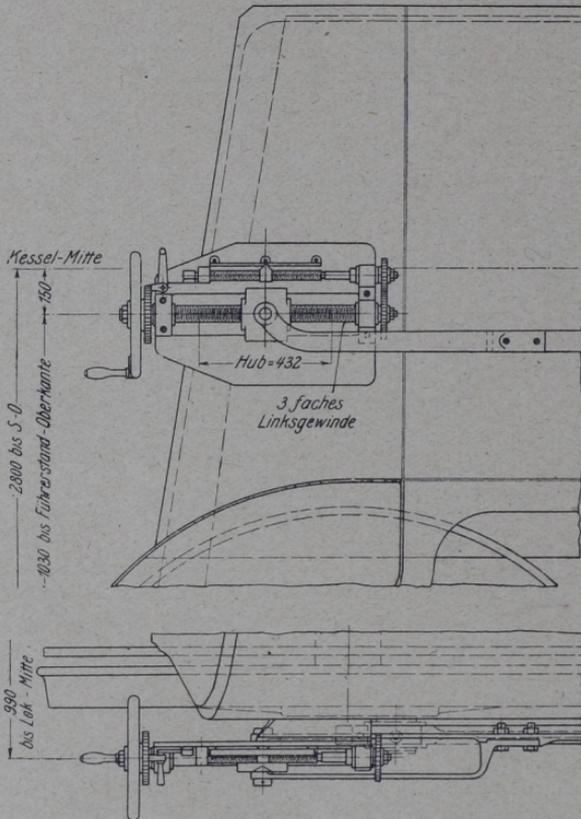


Abb. 370. Umsteuerung der preußischen 2C-Drillinglokomotive Gattung  $S_{10}^2$ .

bieten im Verschiebedienst den Vorteil rascher Umstellung, sind jedoch während der Fahrt schwer zu handhaben.

Die Steuerspindel der Reichsbahnlokomotiven besitzt steilgängiges Flachgewinde von 90 mm Ganghöhe. Sie ist in einem Kamm- und Halslager am Steuerbock gelagert, der zweckmäßig am Führerstand oder Rahmen befestigt wird. Bei dieser Befestigungsart fällt der Halter am Kessel fort, und der Steuerungshebel wird nicht mehr durch die Schlingerbewegungen des Kessels beeinflusst. Bei Loko-

motiven mit breiter Feuerbüchse erfolgt die Lagerung am Stehkessel, bei Tenderlokomotiven auch seitlich am Wasserkasten. Zur Erleichterung der Umstellung ist das Gewicht der zu bewegenden Steuerungsteile durch Gegengewichte oder Feder ausgeglichen. Bei der Umsteuerung der preußischen 2C-Drillinglokomotive (Abb. 370), wo die Steuerungsschraube am Kessel gelagert ist, werden die Füllungsgrade auf der Skala bei Vorwärts- und Rückwärtsfahrt durch die gegenläufige Bewegung der Zunge zur Spindelmutter angezeigt. Hiermit hängt die Stellung des Schwingensteins zusammen, der bei meistens vorwärts fahrenden Lokomotiven, zur Entlastung der Schwingenlager während der Fahrt, unterhalb des Schwingendrehpunktes liegen soll.

Um Steinspringen zu vermindern, findet bei Steuerungen neuerer Bauart zur Führung der Schieberschubstange kein Hängeisen, sondern eine Schlitzführung, die sog. Kuhn'sche Schleife Anwendung. Bei Steuerungsausführungen von Borsig ist die Steuerwelle gekröpft. Die Kröpfungen dienen zur Lagerung der Schwinne, die verlängerten Wangen der Kröpfungen führen mittels Steins die geschützte Schieberschubstange.

Steuerwellen werden stark auf Verdrehung beansprucht und sind zur Vermeidung von Zitterbewegungen mit möglichst großem Schaftdurchmesser auszuführen.

#### 4. Schmierung der Zylinder und Schieber.

##### a) Beschaffenheit des Schmierstoffes.

Als Schmieröl für die unter Dampf, insbesondere unter Heißdampf arbeitenden Kolben und Schieber dient von Hartasphalt und Pechstoffen freies Mineralöl, dessen Entflammungspunkt nicht unter 320° C und dessen Entzündungspunkt nicht unter 370° C liegt. Durch Zusatz geringer Mengen tierischen Fettes wird die Verdampfbarkeit nicht vermindert, doch die Schmierfähigkeit erhöht. Die sich aus dem Fett absaltende Fettsäure greift die Bauteile etwas an, so daß das Öl besser auf den Gleitflächen haftet.

Ein über 3 kg für 1000 Lok-km hinausgehender Zylinderölverbrauch für Zweizylinder-Satt- und Heißdampflokomotiven ist unwirtschaftlich und für den Unterhaltungszustand der Schieber nachteilig. Das unverarbeitete Öl sammelt sich in den Nuten der schmalen Kolbenringe an, verdickt dort und hält die schmalen Kolbenringe fest, wodurch die Federkraft beeinträchtigt wird. Die Kolben müssen dann herausgenommen, mittels Petroleum gereinigt, und die Ringe gangbar gemacht werden.

Bei Lokomotiven mit einfacher Dehnung soll sich im allgemeinen Schieber zur Zylinderschmierung verhalten wie 4 zu 3. Bei Verbundlokomotiven erhält der Hochdruckschieber 40%, der Hochdruckzylinder 25%, der Niederdruckschieber 20% und der Niederdruckzylinder 15% des Öls.

### b) Schmiervorrichtungen.

Hinsichtlich der Beschaffenheit des Schmieröls und des Baues betriebssicherer Einrichtungen zur richtigen Verteilung des Schmiermittels haben sich die verschiedensten Schmiervorrichtungen herausgebildet, und zwar Schmiervasen, Sichtöler, Preßölschmierung mittels Pressen und Pumpen, sowie die Graphitzusatzschmierung.

#### I. Schmiervasen.

Die noch bei Kleinbahn- und Baulokomotiven gebräuchliche Zylinder- und Schieberschmierung durch unmittelbar auf den Schieberkästen angebrachte Schmiervasen (Patrick-Öler) müssen vor Beginn der Fahrt geöffnet werden, um das Schmiermittel an die Schieberfläche zu leiten. Diese mehr oder minder selbsttätige Schmiervorrichtung hat einen erheblichen Schmiermittelverbrauch.

#### II. Sichtöler.

Allgemein nur bei Satttdampflokomotiven im Gebrauch. Ihre Anbringung erfolgt zweckmäßig an der Stehkesselrückwand oder an einer beliebigen Stelle im Führerhaus, wobei auf gute Wartung der Schaugläser Rücksicht zu nehmen ist. Sichtöler haben den Übelstand, daß sich das Öl auf seinem Wege in den Schmierleitungen mit Wasser mischt und vom Dampf in gewissem Grade aufgelöst und zersetzt wird.

Sichtöler „De Limon Fluhme“ (Abb. 371).

Meist auf der Reglerstopfbüchse angeordnet. Die Schmiervorrichtung besteht aus einem Ölbehälter 1 (Füllung durch 2, Leerung durch 3) mit aufgeschraubter Tropfkammer 5 und Überdruckrohr, in das Kessel dampf geführt wird, der sich hier zum Teil niederschlägt, zum Teil durch Dampfrohr 11 in die Ölrohrleitungen strömt, von denen die eine nach den Zylindern, die andere nach den Schieberkästen führt. Das Niederschlagwasser aus dem Druckrohr sammelt sich gleichzeitig am Boden des Ölbehälters und verdrängt vermöge der Überdrucksäule das Öl zu den beiden Regulierventilen 9. Hier steigt es tropfenweise aus Düsen 10 in den mit Wasser gefüllten Tropfkammern 5 zwischen den Schaugläsern 6 auf. Zwei oberhalb der Tropfkammern angeordnete Ventile lassen das Öl in die mit Gefälle verlegten Rohrleitungen treten, wo es von dem aus dem Druckrohr 11 kommenden Dampf aufgenommen und als gefetteter Dampf nach den Schieberkästen und Zylindern geleitet wird. Durch Anordnung einer dritten Öl-abgabestelle ist die Schmierung des Dampfzylinders der Luftpumpe möglich. Für Vierzylinderlokomotiven wird der Zentralschmierapparat mit vier voneinander unabhängigen sichtbaren Öl-abgabestellen gebaut. Die Schmiervorrichtung ist mit Reinigung für Dampf und Öl versehen. Der Dampfreiniger dient zum Sammeln der sich im Dampf bewegenden Verunreinigungen und läßt nur filtriertes Wasser in die Schauglaskammern gelangen. Der durch die Rohre 11 strömende Dampf muß, bevor er zu den Zerstäuberdüsen 12 kommt, durch die Dampffilterbüchsen 7. Durch ein feines Messinggewebe werden hier die Kesselsteinteilchen aufgenommen, welche die Düsenbohrungen verstopfen könnten. Durch Einbau eines Öl-reinigers wird den Tropfdüsen 10 reines filtriertes Öl zugeführt. Das im Ölbehälter befindliche Öl muß, bevor es zu den Tropfdüsen ge-

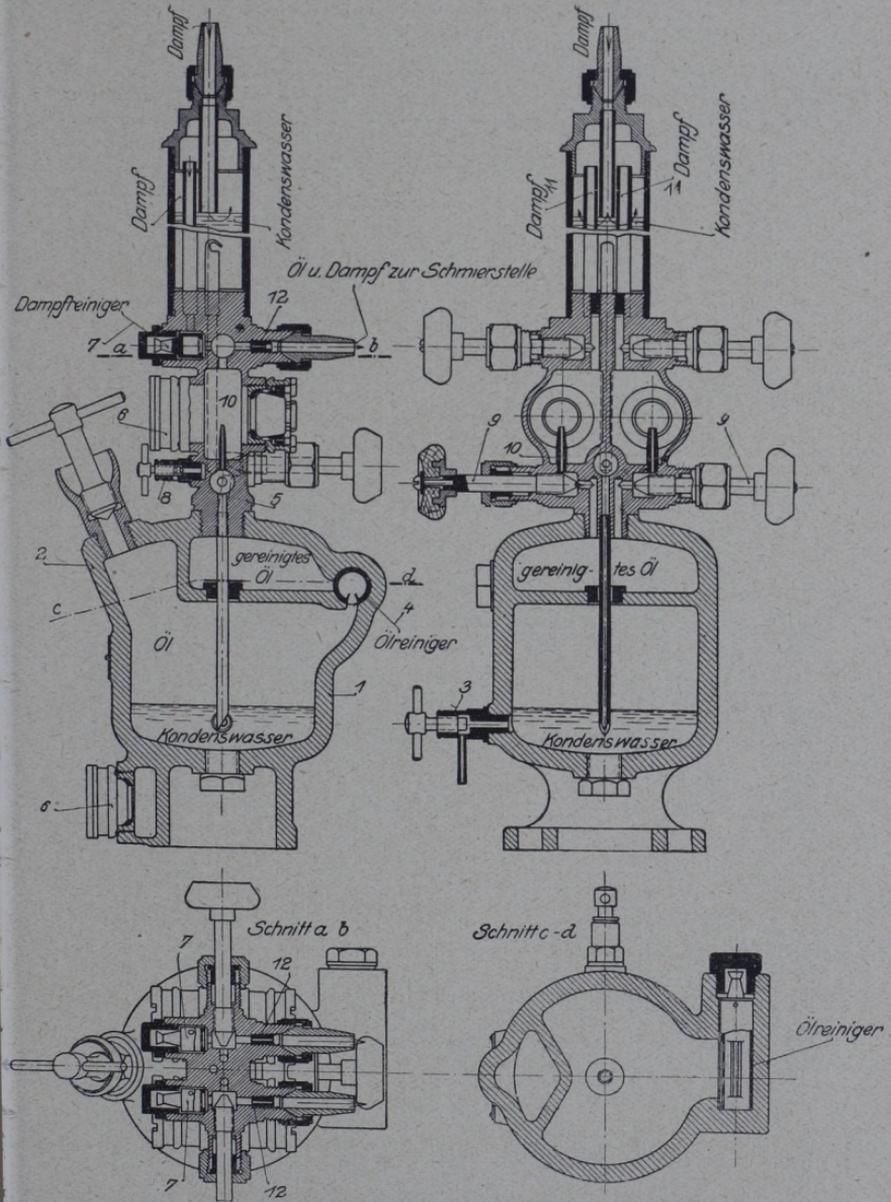


Abb. 371. Sichtöler „De Limon Fluhme“.

langt, durch die Ölfilterbüchse 4 gehen. Diese ist mit feinem Messinggewebe ausgekleidet, das die im Öl enthaltenen Unreinigkeiten zurückhält und gereinigtes Öl durch die Tropfdüsen und Zerstäuberdüsen zu den Schmierstellen gelangen läßt. Beide Vorrichtungen können von außen herausgeschraubt oder gereinigt werden. 8 ist ein Ablaßventil.

Sichtöler „Galena“ (Abb. 372).

Schmierung ist nicht von der Wartung der Lokomotivbediensteten abhängig. Das Gußgehäuse der Schmiervorrichtung ist in seinem unteren Teil als Ölbehälter mit mehreren (hier drei) Tropfkammern ausgebildet. Der sich verjüngende obere Teil enthält das Überdruckrohr und den Raum für das Niederschlagwasser. Bei Zweizylinder-

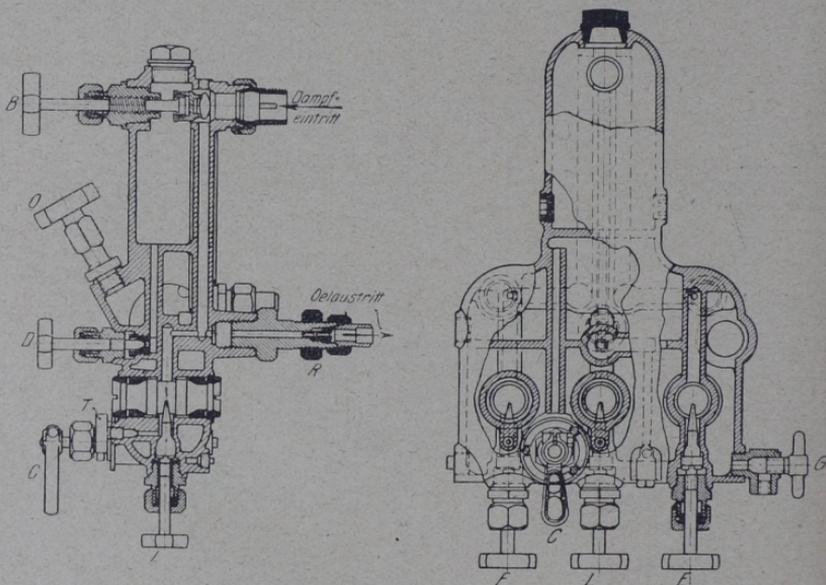


Abb. 372. Sichtöler „Galena“.

lokomotiven sind zwei, bei Vierzylinderlokomotiven vier Tropfkammern für die Zylinder und Schieberschmierung vorgesehen. Eine besondere Tropfkammer ermöglicht die zentrale Schmierung des Dampfzylinders der Luftpumpe. In der Abb. 372 bedeuten B das Dampfventil, O den Füllstutzen, D das Kondensventil, L und E die Regulierspindeln, T die Reinigungsschraube, C den Ölstellhahn und R das Rückschlagventil.

Die Wirkungsweise der Galena-Schmiervorrichtung ist die gleiche, wie die des De Limon Fluhme-Ölers. Mittels der Regulierspindeln wird die minutliche Anzahl der Öltropfen eingestellt. Der Abstellhahn C gestattet durch einfaches Umlegen eines Handgriffes die Tropfenschmierung aller Abgabestellen dem Lauf der Maschine entsprechend zu regeln bzw. an- und abzustellen, oder lediglich die Pumpenschmierung einzuschalten.

## III. Preßölschmierung.

## a) Allgemeines.

Da die unter Heißdampf arbeitenden Bauteile einer besonders sorgfältigen Schmierung bedürfen, ist man bei Heißdampflokomotiven zu Schmierpressen und Schmierpumpen übergegangen, wobei das Öl, ohne Minderung der Güte und unabhängig von der Wartung der Schmiervorrichtung in bestimmten, der Drehzahl der Triebräder angemessenen Mengen mit Sicherheit bis unmittelbar an

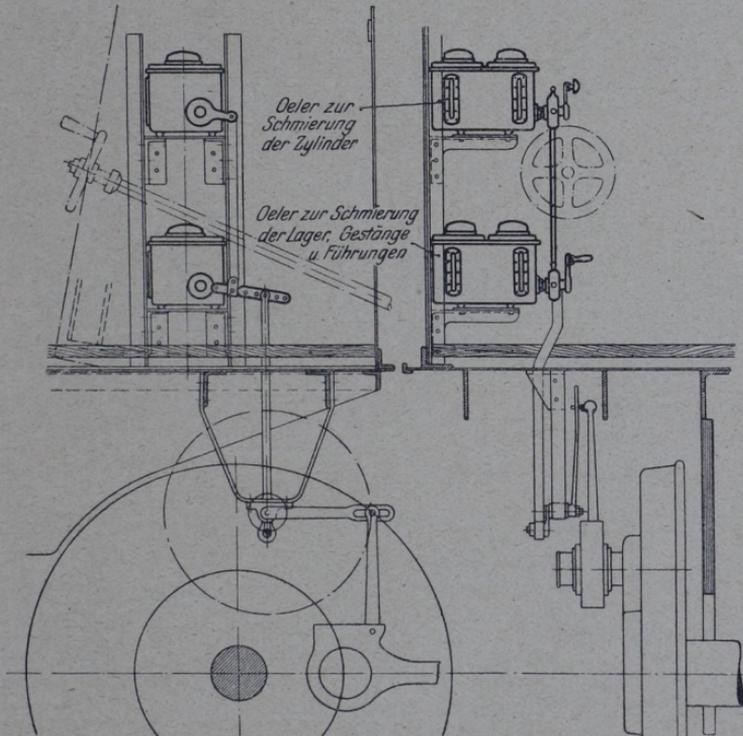


Abb. 373. Antrieb einer Preßölschmierung.

die Schmierstellen geführt wird. Schmierpumpen haben vor Schmierpressen den Vorzug, daß der Ölverbrauch der einzelnen Ölabgabestellen sichtbar und einstellbar, daß ferner die Bauart der Pumpen hinsichtlich ihres Gewichts leichter ist.

Schmierpressen werden im Führerhaus links unten seitlich des Stehkessels, Schmierpumpen seitlich am Stehkessel oder in Augenhöhe an der Rückwand des Kessels angeordnet. Antrieb erfolgt gewöhnlich durch Hebelübersetzung von der Kurbel der letzten Kuppelachse aus. Einfacherer Rohrführung wegen finden Schmier-

pumpen vielfach vorn auf dem Laufblech Aufstellung, wo sie von der Schwinge, auch von der Steuerung oder vom Kreuzkopf angetrieben werden. Dabei ist das Antriebsgestänge so zu bemessen, daß der Schalthebelauschlag (etwa 40 bis 200 mm am Hebelende gemessen) dem erforderlichen Ölbedarf entsprechend, eingestellt werden kann.

Einen bemerkenswerten Antrieb zeigt Abb. 373; hierbei ist ein Zwischenkurbelantrieb eingeschaltet, der verhindert, daß bei der Fahrt auftretende Stöße durch die Antriebsstange unmittelbar auf den Öler übertragen werden. Der Einbau mehrerer gleicher Öler zur unabhängigen Schmierung der Zylinder, Lager und Gestänge kann über- oder nebeneinander erfolgen.

Für jede Lokomotivmaschine sind drei unabhängige Schmierstellen vorzusehen, eine für den Dampfkolben, zwei für die beiden

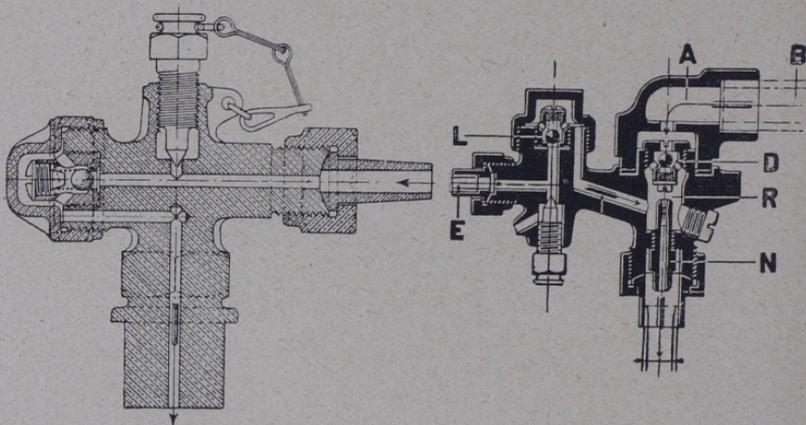


Abb. 374. Rückschlagventil „De Limon Fluhme“. Abb. 375. Ölzerstäuber Bauart „Friedmann“.

Kolbenkörper des Schiebers. Um die Ölförderung dem Einfluß des Druckwechsels an den Verbrauchstellen zu entziehen und ein Entleeren der Leitungen bei Stillstand und bei Leerfahrt zu verhüten, wird das Öl durch Rückschlagventile (auch Ölsparer genannt) an den Verbrauchstellen unter Druck gehalten. Wird die Ölleitung stark erhitzt, so kann bei eintretendem Unterdruck ein Überkochen des eingeschlossenen Öls nach der Verbrauchstelle stattfinden.

Rückschlagventil „De Limon Fluhme“ (Abb. 374). Das der Erhitzung ausgesetzte Ventilgehäuse kann nur eine geringe Ölmenge aufnehmen. Bei mangelhafter Abdichtung des Ventilkörpers wirkt gleichzeitig das die engen Bohrkanäle ausfüllende Öl wie ein Kolben und dichtet so die Schmierleitungen gegen eindringenden Dampf ab. Ein Leersaugen der Schmierleitungen ist aus diesen Gründen unmöglich.

Ölzerstäuber Bauart Friedmann (Abb. 375). Er besitzt eine Dampfkammer A, an der soviel Zerstäuberelemente

als nötig angeschlossen werden können. Das von der Schmierpumpe geförderte Öl tritt bei E ein, strömt durch das Rückschlagventil L und mischt sich im Raum R mit Dampf, der durch ein Rohr B dem Kessel entnommen wird. Durch die Zerstäuberdüse N gelangt das Gemisch von Öl und Dampf zur Verbrauchsstelle. D ist das Rückschlagventil für den Dampf. Abb. 376 zeigt die Anbringung des Ölzerstäubers.

Beide Arten von Einmündungsstücken besitzen Kontrollschrauben bzw. Proberhähne, die erkennen lassen, ob die Rohrleitungen gefüllt sind. In Abb. 376 ist B die Dampfzuleitung, E die Ölzuleitung, S die Schmierpumpe, V das Dampfventil im Führerhaus und Z der Ölzerstäuber. Dieser hat gegenüber den Rückschlagventilen den Vorteil, daß das Öl mittels Dampf zerstäubt in die Dampfkräume gelangt, was namentlich bei Leerfahrt von Bedeutung ist, um Ölablagerungen und somit Ölverkrustung zu vermeiden.

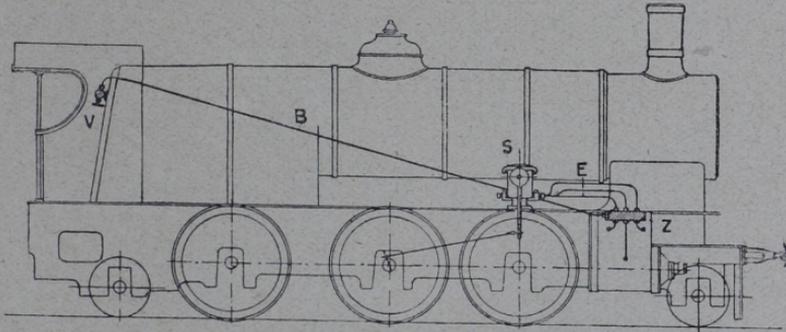


Abb. 376. Anbringung des Friedmann'schen Ölzerstäubers an einer Lokomotive.

Die Preßölschmierung hat sich wegen ihrer Vorteile auch bei Satteldampflokomotiven als geeignet erwiesen, deren große Schieber, insbesondere an den Stegen des inneren Schieberspiegels leicht zum Fressen neigen. Abb. 377 zeigt Zylinder und Schieberspiegel einer Satteldampflokomotive, die mit Preßölschmierung ausgerüstet ist. Von den sechs Abgabestellen der Presse münden zwei auf jeder Seite in die durchbohrten Schieberspiegel; die übrigen zwei Abgabestellen dienen zur Schmierung des Kolbenlaufes und münden in der Mitte der Dampfzylinder.

### β) Schmierpressen.

Schmierpresse „Dicker & Werneburg“ (Abb. 378).

Der im Ölbad laufende Schneckenradantrieb ist im Unterteil der Presse angeordnet, darüber eine Stirnradübersetzung. Das größere Zahnrad a trägt die Mutter b für die Schraubenspindel, das kleinere Zahnrad c ist durch Kurbel d drehbar. Antrieb durch ein Rollenschaltwerk mit Federbremse für die Rücksperrung auf der Schneckenwelle. Schneckenrad und Spindel werden hierdurch in drehende Bewegung versetzt, wobei sich der Gewindeteil der Spindel in das feststehende Zahnrad a hineinschraubt, dabei die Tauchkolben abwärts

bewegt und die Ölförderung veranlaßt. Durch Niederdrücken des Handgriffes e wird die Vorrichtung eingeschaltet, durch Hochziehen desselben ausgeschaltet. In tiefster Stellung gleitet der Handgriff über sein Widerlager g hinweg und löst dadurch die Presse selbsttätig aus.

Füllen und Entleeren der Preßzylinder vermittelt ein gemeinsamer Schmierhahn mit einem den vollen Inhalt der Presse fassenden

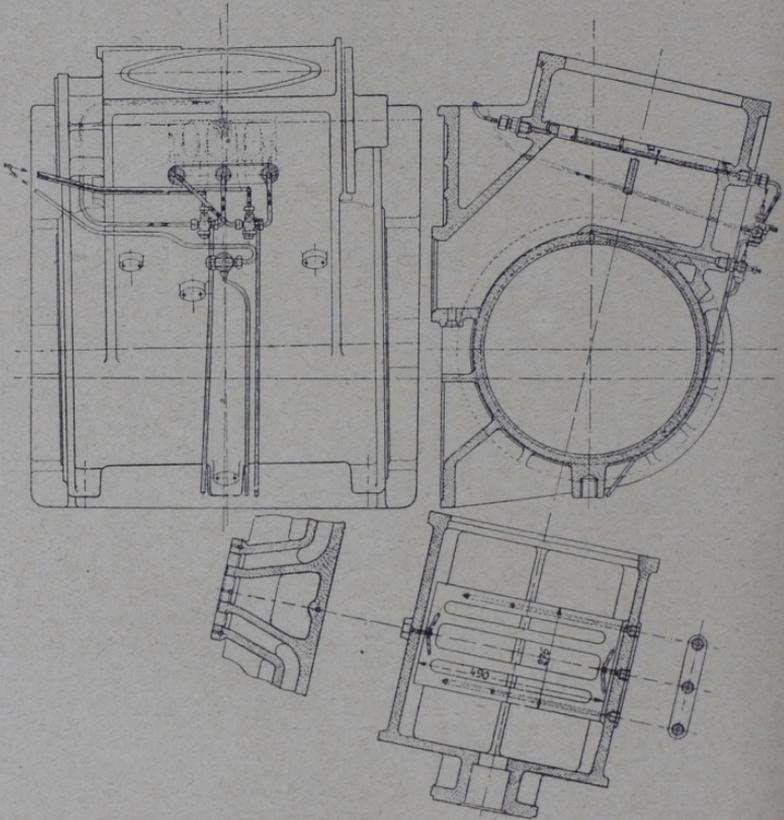


Abb. 377. Preßölschmierung an Zylinder und Schieberspiegel eines Flachschiebers.

Ölgefäß f. Die Umföhrungsrohre zwischen Hahn und Preßzylinder ersetzen durchstoßbare Innenbohrungen im Gußkörper. Sind die Zylinder leer, so wird der Hahn unter dem Ölgefäß f auf „Füllen“ gestellt; durch Hochkurbeln der Stempel wird das Öl angesaugt. Sodann wird der Hahnkükens auf „Schmierung“ gestellt und Griff e heruntergedrückt, so daß er sich an der Rolle g föhrt. Stellung des Hahnkükens auf „Schieber“ hat größere Ölförderung nach den Schiebern zur Folge.

## Schmierpresse „Ritter“ (Abb. 379).

Der die Schutzkappe N mit den Klinken M tragende, hin- und herschwingende Schalthebel O bewegt durch Schaltrad L die Schneckenwelle H und damit das auf Preßschraube C lose sitzende Schneckenrad D. Um zu vermeiden, daß Schaltrad L mit Schalthebel O wieder zurückschwingt, sind Bremsfedern K in den Lagerdeckel J der Schneckenwelle eingelegt. Schneckenrad D ist durch ein dem Betriebsdruck entsprechendes Aufpressen der Kupplungsfeder E mittels Flügelmutter F mit Preßschraube C verbunden. Wird die Preßschraube in Drehung versetzt, so gehen die am Stempelköpf B be-

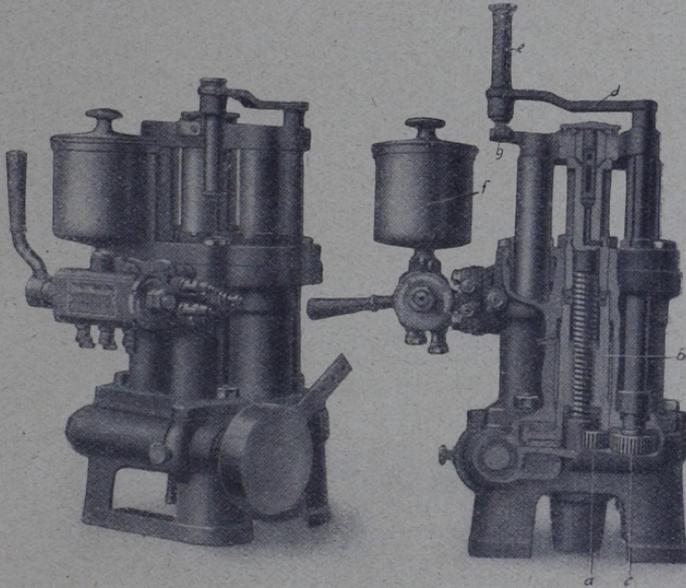


Abb. 378. Schmierpresse „Dicker &amp; Werneburg“.

festigten Preßstempel A langsam nieder. Sind die Stempel in ihrer tiefsten Stellung angelangt, ist die Presse also entleert, oder tritt infolge Verstopfung gefährlich werdender hoher Druck in der Rohrleitung auf, so bleibt Preßschraube C stehen; Feder F schleift bei weitergehendem Antrieb auf dem Schneckenrad, ohne dieses mit der Spindel zu kuppeln.

Beim Füllen der Presse wird die Kuppelfeder mit der Flügelmutter F gelöst und die Stempel durch Kurbel G nach oben geschraubt, wodurch bei nach oben stehendem Füllhebel P Öl aus dem Behälter R angesaugt wird. Nach Füllung wird Hebel P wieder nach unten gedreht, die Stempel mit Handkurbel G etwas herunterschraubt, und so der richtige Druck in der Schmierleitung hergestellt. Hierauf ist Flügelmutter F mit der Hand fest anzuziehen.

## γ) Schmierpumpen.

Schmierpumpe der „Blanke-Werke“ (Abb. 380).

Sie wird mit 2 bis 16 Schmierstellen ausgeführt. Die Anordnung einer Zwischenwand im Ölbehälter ermöglicht die Verwendung ver-

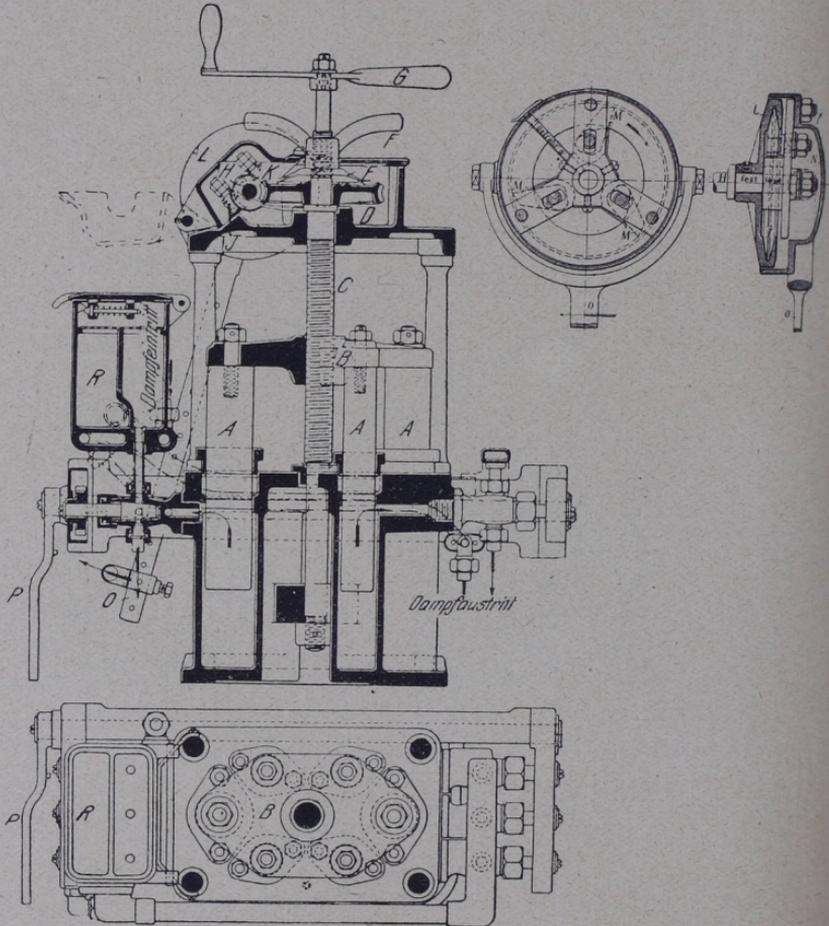


Abb. 379. Schmierpresse „Ritter“.

schiedener Ölsorten für die Hälfte der Schmierstellen. Zum Antrieb dient Schwinghebel a auf der oberen Welle b. Ein Zahnradvorgelege überträgt die Drehung der Welle b auf Welle c. Die auf den Wellen sitzenden Hubscheiben bewegen Winkelhebel, von denen die oberen exzentrisch gelagert sind und durch Stellschraube s an der Vorder-

wand des Ölbehälters eingestellt werden können. Hierdurch ist eine weitgehende Regelung der minutlichen Tropfenzahl möglich. Die durch den Vorgelegeantrieb langsamer als die Zubringerpumpen laufenden Druckpumpen können Öldrücke bis zu 400 at erzeugen; derartige Preßdrücke kommen natürlich für den Lokomotivbetrieb nicht in Frage. Das von den Zubringerpumpen zu den Druckpumpen abtropfende Öl ist in den Schaugläsern sichtbar.

### Schmierpumpe „Bosch“ (Abb. 381).

Vorstehende Bauart ist eine zwangsläufig wirkende Hochdruck-Zentral-Schmiervorrichtung für eine Drillinglokomotive, wie sie für Einheitslokomotiven der Reichsbahn Verwendung findet. Der mittels Heizschlange heizbare Ölbehälter enthält drei Kammern (7) von je 3,5 l Inhalt, mit je drei um eine gemeinsame Antriebswelle 1 angeordnete

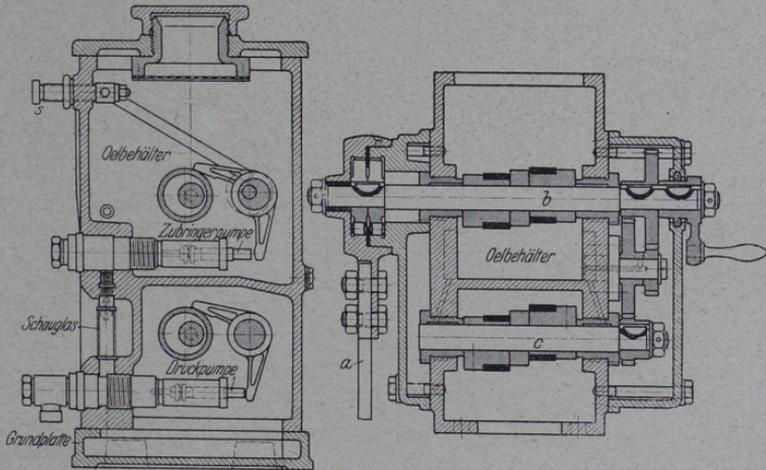


Abb. 380. Schmierpumpe der „Blanke-Werke“.

Kolbenpumpen für jede Schmierstelle. Die Schwinghebelbewegung wird durch ein Rollenschaltwerk 12 auf Welle 1 und durch Schraubenträger 13 und 14 auf Pumpenwelle 2 übertragen. Bei Drehung der Pumpenwelle werden Arbeitskolben 3 und Steuerkolben 4 durch Hubräder 5 und 6 auf- und abwärts bewegt. Das so durch Arbeitskolben 3 aus dem Ölbehälter 7 angesaugte Öl wird durch Steuerkolben 4 derart gesteuert, daß es abwechselnd in die Druckleitung 8 und die Schaulleitung 9 gepreßt wird. Das aus der Schaulleitung im Gehäuse 10 abtropfende Öl fließt wieder in die Ölkammer zurück. Die Gesamtfördermenge des Ölers kann durch Änderung des Hebelausschlages entsprechend verkleinert oder vergrößert werden. Außerdem wird die Fördermenge jeder einzelnen Ölpumpe durch Veränderung des Rollenhubes an den Verstellerschrauben geregelt. Bei größtem Hub des Arbeitskolbens beträgt die Fördermenge 0,32 ccm (ungefähr 8 Tropfen). Durch Drehen der auf der Antriebswelle angeordneten Handkurbel

kann mehr Öl zu den Schmierstellen gebracht werden. Rückschlagventile an jeder Schmierstelle verhindern bei eintretendem Unterdruck die Entleerung der Leitungen.

Schmierpumpen „Dicker & Werneburg“ (Abb. 382/383).

Auf dem Antriebsgehäuse a in Abb. 382 sitzen mit zwei Schrauben befestigt eine Reihe von Aufsätzen r und q, die eine Einzelpumpe mit Füllvase und Stellvorrichtung umfassen. Unterteil a umschließt eine

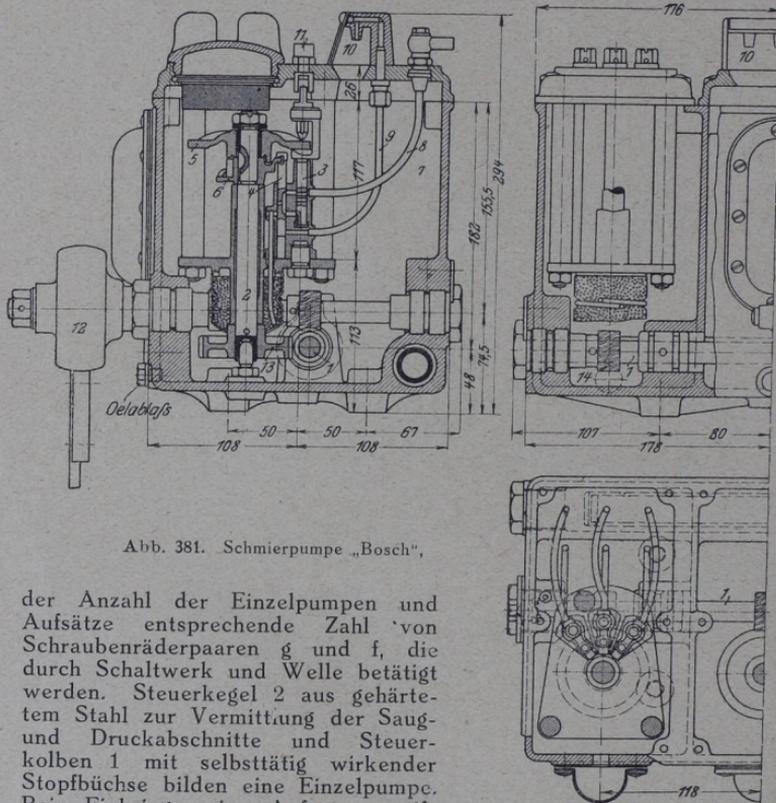


Abb. 381. Schmierpumpe „Bosch“.

der Anzahl der Einzelpumpen und Aufsätze entsprechende Zahl von Schraubenräderpaaren g und f, die durch Schaltwerk und Welle betätigt werden. Steuerkegel 2 aus gehärtetem Stahl zur Vermittlung der Saug- und Druckabschnitte und Steuerkolben 1 mit selbsttätig wirkender Stopfbüchse bilden eine Einzelpumpe. Beim Einbringen eines Aufsatzes greift das flache Ende 3 der Steuerkegelachse in Zahnrad f und teilt so die Bewegung des Rades dem Steuerkegel mit. Jede Umdrehung des Steuerkegels verursacht zwei Kolbenhübe: der Kolben schnell plötzlich hoch, um eine kräftige Saugwirkung herbeizuführen, und drückt dann das Öl langsam nach Maßgabe seines Hubes durch die Anschlußstutzen p nach einer der zugehörigen beiden Schmierstellen. Regelung des Kolbenhubes mittels Spindel v durch Drehen des mit ihr lösbar verbundenen Deckels. Die Hubgröße wird durch Zeiger und Teilung erkenntlich gemacht.

Abb. 383 zeigt die Einheitsschmierpumpe für Lokomotiven nach den Vorschriften des Eisenbahnzentralamts, und zwar für neun Schmierstellen; sechs Anschlüsse sind oberhalb, drei an den Pumpenstutzen. Die Einzelpumpen sind wagerecht an dem gemeinsamen Antriebsgehäuse befestigt. Ihre Einrichtung und Wirkungsweise entspricht der eben beschriebenen Schmierpumpe.

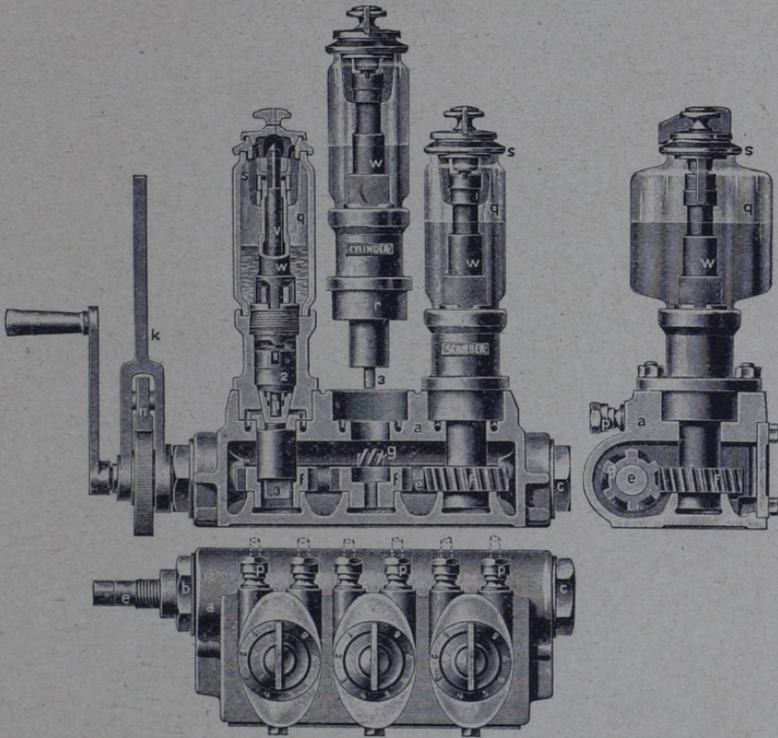


Abb. 382. Schmierpumpe „Dicker & Werneburg“.

#### Schmierpumpen „Friedmann“ (Abb. 384/385).

Gesteuerte Kolben finden Verwendung, wodurch Saug- und Druckventile entbehrlich werden. Stehen die Schmierpumpen im Freien auf dem Laufblech der Lokomotive, so sind sie heizbar; sind sie geschützt im Führerhaus angeordnet, so haben sie sichtbare Öl-abgabestellen.

Klasse LF; angebracht auf dem Laufsteg der Lok. (Abb. 384).

Für jeden Auslaß ist im Gehäuse eine besondere Pumpe vorgesehen, bestehend aus Zylinder 22 mit Steuerkolben 24 und Förderkolben 23. Der Hub des Förderkolbens ist mittels Schraube 21 einzustellen. Durch ein Rollenschaltwerk 12 wird die Doppelzenter-

welle 5 angetrieben. Diese bewegt durch Vermittlung von Steuerhebel 7 und Druckhebel 6 die zwangsläufig geführten Kolben. Der Ölstand wird durch Zeiger 31 angegeben. Die Reinigung des

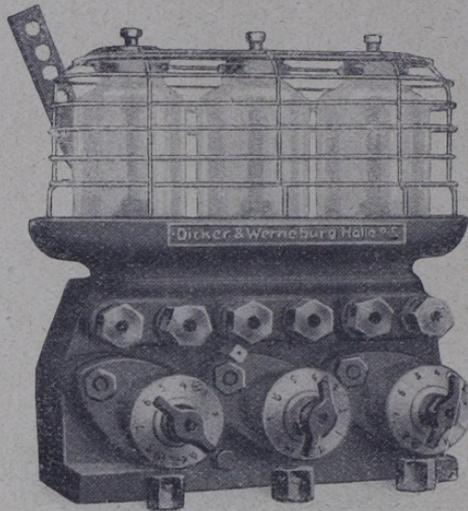


Abb. 383. Einheitsschmierpumpe „Dicker & Werneburg“.

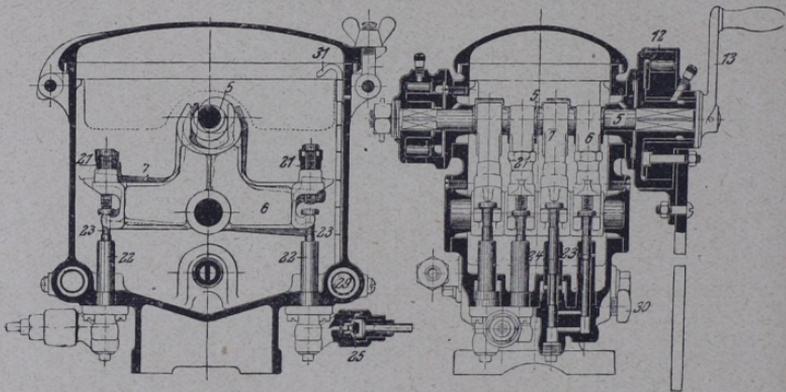


Abb. 384. Schmierpumpe „Friedmann“, Klasse F.

Öles geschieht vor Eintritt in die Zylinder durch leicht herausnehmbare Siebe 29. Durch Drehen der Kurbel 13 kann die Schmierung von Hand verstärkt werden. Jeder Auslaß enthält ein Rückschlagventil 25. Im Ölgefäß angesammeltes Wasser ist durch gelegentliches Lösen der Schraube 30 abzulassen.

Klasse N; angebracht im Führerhaus der Lok. (Abb. 385).

Für jeden der vier bis acht Auslässe ist im Ölgefäß eine abgetrennte Kammer und eine besondere für sich regelbare Pumpe vorgesehen. Das Öl wird durch einen auf- und abgehenden, selbstdichten-

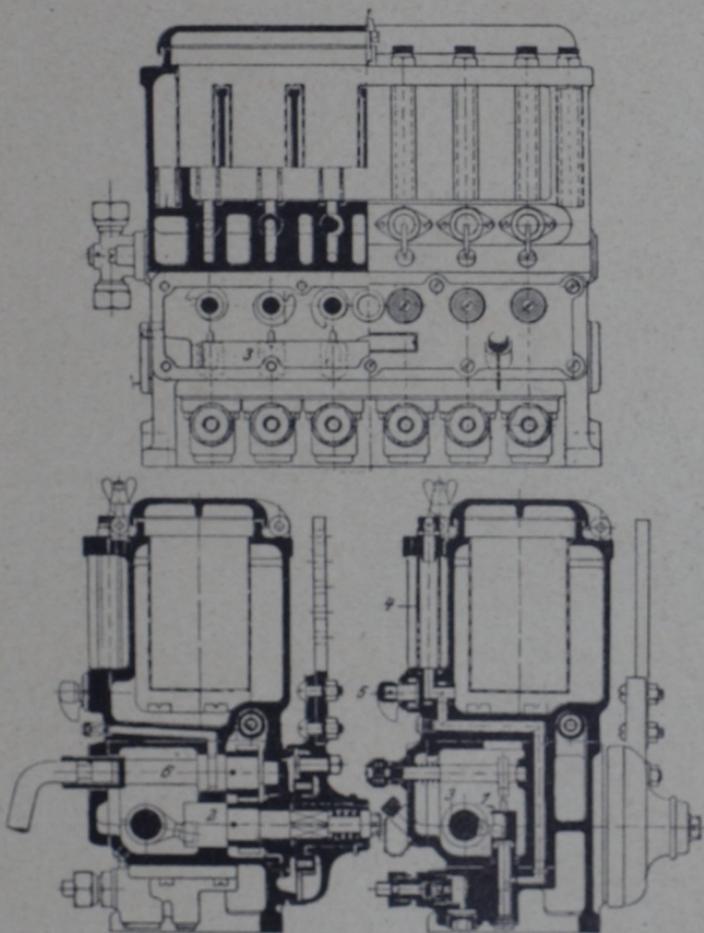


Abb. 385. Schmierpumpe „Friedmann“ Klasse N.

den Kolben 1 dadurch gefördert, daß er sich gleichzeitig um seine Achse dreht. Ein eingekapseltes Klinkenschaltwerk auf der Exzenterwelle 2 treibt mittels Schwingenstange 3 die Kolben an. Jede Kammer hat ein Schauglas 4, das in der Regel Hahn 5 mit dem Gefäß und den Zylindern, oder bei Prüfstellung unter Ausschaltung der Kammer nur mit den Zylindern verbindet. Auch kann das Schauglas

ganz abgeschaltet werden. Der Heizkanal ist von links oder rechts aus anzuschließen; er kann fortfallen, wenn die Pumpe unmittelbar am Kessel sitzt, oder bei Verwendung dünnflüssigen Öles. Mit Welle 6, die durch Zahnräder auf die Exzenterwelle wirkt, läßt sich die Schmiervorrichtung von Hand betätigen.

Die Regelung der einzelnen Ölabbestellen geschieht durch Veränderung der Kolbenhöhe. Überwacht wird jede Schmierstelle durch Beobachtung des Ölstandes an den Schaugläsern der einzelnen Kammern. Durch Umlegen des Dreiweghahns 5 wird die unmittelbare Verbindung des Schauglases mit der Schmierstelle hergestellt und deren Ölverbrauch durch ruckweises Sinken des Ölstandes erkenntlich. Bei Schmierung gegen Dampf ist an den Verbrauchstellen ein Rückschlagventil anzubringen.

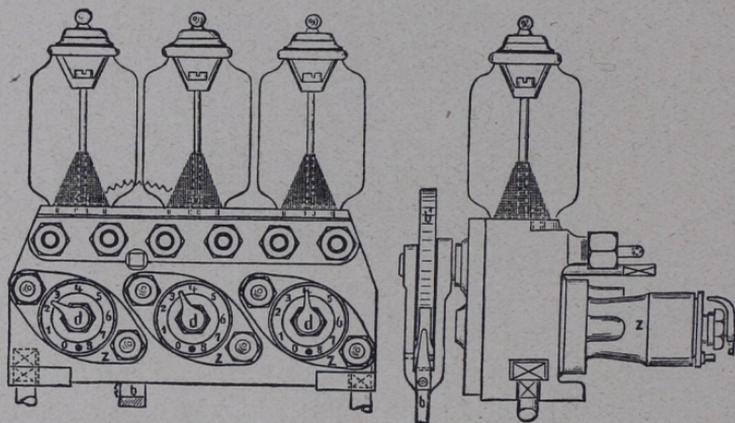


Abb. 386. Schmierpumpe „Michalk“.

### Schmierpumpe „Michalk“ (Abb. 386).

Drei gläserne Füllvasen sitzen auf einem gußeisernen Gehäuse mit den Pumpen z, von denen jede zwei Rohrleitungen, auch bei verschiedener Druckhöhe speist. Der mittels Schalthebels b von der Radachse aus erfolgende Antrieb steuert bei jeder Schwingbewegung zwei Zähne am Sperrrad bei einem Hub von 35 bis 38 mm. Die bewegten Teile der Schmiervorrichtung laufen in Öl. Beim Ingangsetzen der Pumpe sind die Zeiger d auf 8 einzustellen; alsdann ist Öl in die Vasen zu gießen, bis die Leitungen gefüllt sind. Fließt das Öl an den Prüfhähnen der Ölsparer heraus, so sind sie abzuschließen und die Gefäße voll zu füllen. Dabei kann die Ölförderung auch mittels Kurbel von Hand erfolgen. Regelung des Ölverbrauchs geschieht durch Einstellen des Zeigers d. Auf 0 ist die Ölförderung abgeschlossen, auf 8 ganz geöffnet. Zu Beginn der Fahrt stellt man die Zeiger auf 6, alsdann je nach Bedarf bis auf 4. Während der Fahrt ist das verbrauchte Öl in den Glasbehältern zu ergänzen.

## Schmierpumpen „Wakefield &amp; Co.“ (Abb. 387/388).

Die durch einen Schalthebel angetriebene Exzenterwelle in Abb. 387 erteilt dem Tauchkolben K und den hieran symmetrisch angeordneten Pumpenkolben eine hin- und hergehende Bewegung. Sind Kolben D und Führungshülse E in Endstellung, so fließt Öl durch Bohrung F in den Pumpenzylinder. Beim Rückgang der Kolben wird, nach Abschluß der Bohrung F, das Öl in die Leitung gedrückt.

Die Einstellung der Fördermenge jeder Pumpe geschieht mittels Stellschraube G. Ist sie ganz hineingeschraubt, so arbeitet die Pumpe mit voller Leistung; durch Hinausdrehen der Schraube wird die geförderte Ölmenge vermindert. Zu jeder Schmierstelle gehört ein besonderes Ventil mit Prüfschraube A und Rückschlagventil B. In dem Raum H vor der Zerstäuberdüse J mischt sich das Öl mit dem

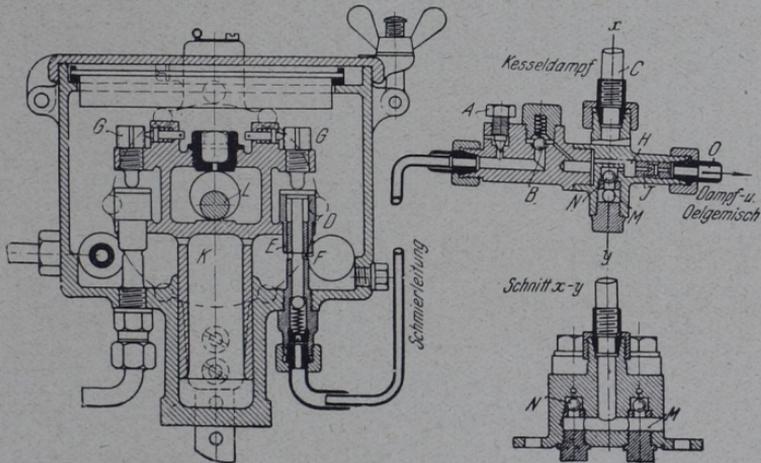


Abb. 387. Schmierpumpe „Wakefield &amp; Co.“.

durch Rohr C und Verbindungskanal M geleiteten Kesseldampf. Das Kugelventil N verhindert ein Rückströmen des Dampf-Ölgemisches, das bei O an die Schmierstelle gelangt. Die durch den Dampfstrahl herbeigeführte feine Ölverteilung verhindert Ablagerungen und Verkrustungen des Öles, das sich so gleichmäßig über alle Reibungsflächen verteilt.

Bei der Bauart in Abb. 388 ist der Ölzerstäuber mit der Schmiervorrichtung vereinigt und die Frischdampfleitung selbsttätig abstellbar. Hierdurch wird vermieden, daß durch die nach den Ölzerstäubern führende und bei Stillstand der Lokomotiven nicht abgeschlossene Dampfleitung soviel Dampf in die Zylinder strömt, daß die Lokomotive unter Umständen in Bewegung gerät.