

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 δ für den zylindrischen Teil errechnet sich nach Erfahrungswerten zu

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

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

Eine stärkere Ausführung von δ 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 Kropfchse 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.

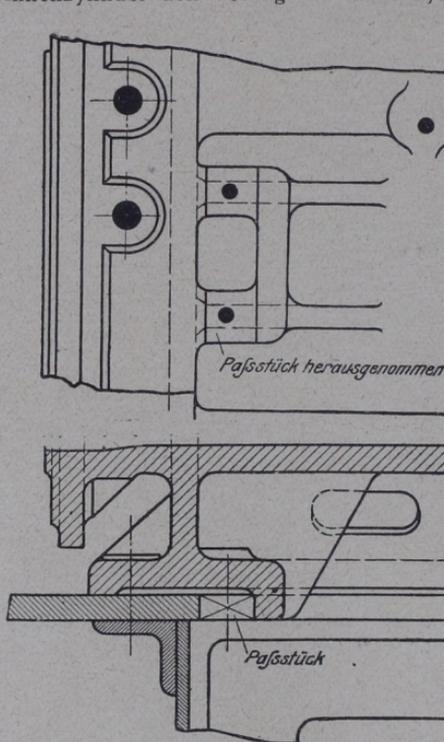


Abb. 321. Verschraubung der Paßstücke zwischen Zylindergußstück und Rahmen.

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

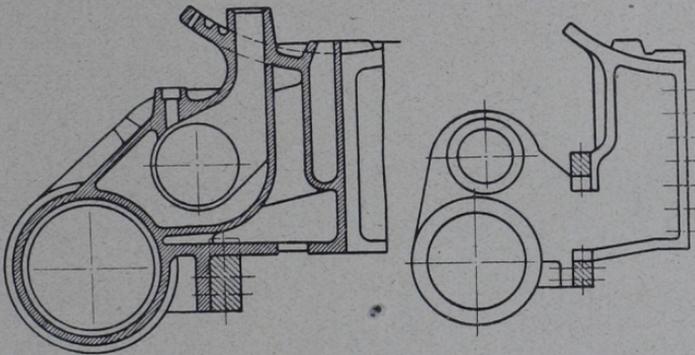


Abb. 322/323. Amerikanische Dampfzylinder für Zwillingslokomotiven.

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 T₁₆. 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 Abblähne 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 Luftsaugventil); zum Schutz der Zylinderdeckel gegen Wasser schläge.

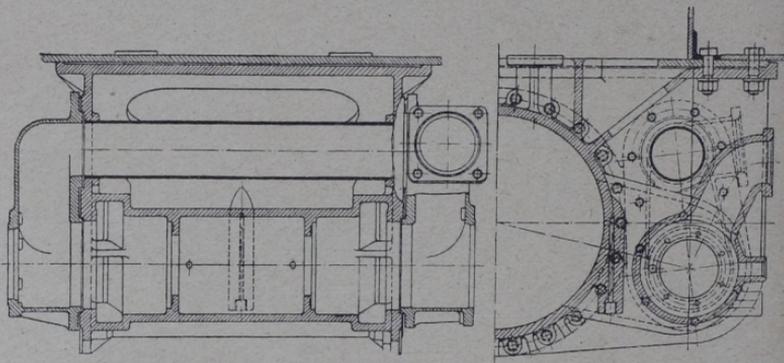


Abb. 324. Zylinder der E-Heißdampf-Zwilling-Tenderlokomotive Gattung T₁₆.

Für die Druckausgleichsvorrichtung; 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.

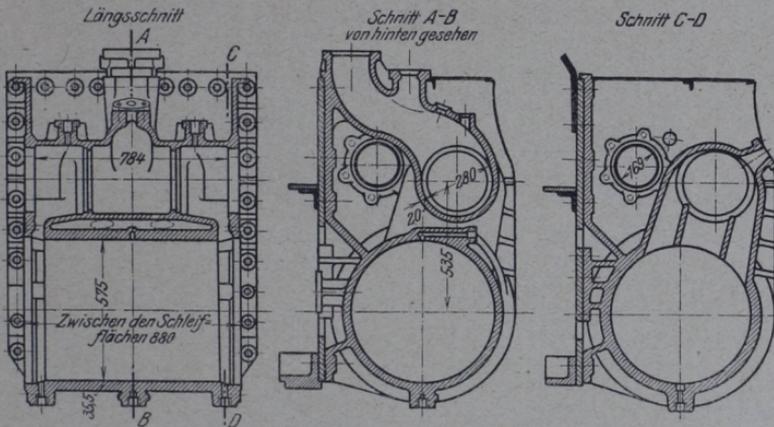
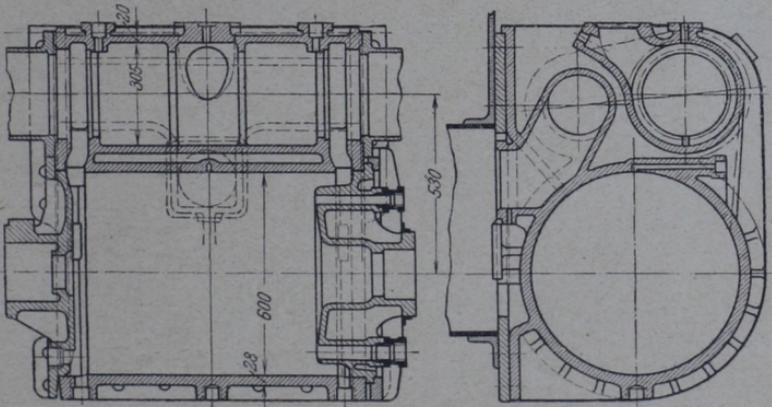
Für Abblähne oder -ventile; an den tiefsten Punkten des Schieberkastens zum Ablassen des Niederschlagwassers.

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 P₈.Abb. 326. Zylinder der D-H. G. L. Gattung G₈¹.

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,

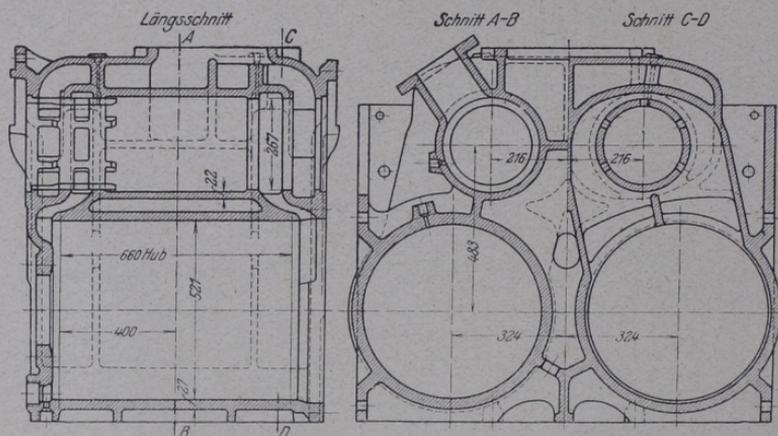


Abb. 327. Innenzylinder der 2B-H. S. L., englische Südost- und Chatam-Bahn.

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	12	19,9	13,65	35	Schichau	doppelt
2	2 C-H.-S.-L. Vierling	430	630	11,01	12,35	10	10	11,77	13,45	28	Schichau	einfach
3	"	430	630	9,52	10,69	10	10	8,62	9,86	15	Hochwald	—
4	"	430	630	10,9	12,24	10	10	9,8	11,2	15	Schichau	doppelt
5	2 C-H.-S.-L. Drilling	500	630	12,13	9,8	10	10	12,09	10,1	15	Schichau	einfach
6	2 C-H.-P.-L.	575	630	20,37	12,6	13	13	21,83	13,7	32	Schichau	doppelt
7	2 C-H.-P.-L.	575	630	10,7	6,5	9	9	11,3	6,7	12	Hochwald	—
8	E-H.-G.-L.	610	660	19,3	9,6	12	12	19,5	9,7	32	Schichau	doppelt
9	E-H.-G.-L.	630	660	16,0	7,9	10	10	15,7	7,7	20	Hochwald	—
10	D-H.-G.-L.	600	660	12,92	7,0	9	9	12,75	7,0	15	Schichau	doppelt
11	D-H.-G.-L.	600	660	12,92	7,0	9	9	12,75	7,0	15	Kammersch.	—
12	1 C-H.-T.-L.	540	630	20,3	14,1	18	18	20,8	14,45	27	Schichau	doppelt
13	1 C-H.-T.-L.	540	630	20,3	14,1	18	18	20,8	14,45	27	Hochwald	—
14	E-H.-T.-L.	600	660	21,7	11,4	12	12	21,5	11,4	32	Schichau	doppelt
15	1D1-H.-T.-L.	600	660	16,22	8,8	10	10	16,0	8,8	18	Schichau	einfach
16	2C2-H.-T.-L.	560	630	16,9	11,1	10	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

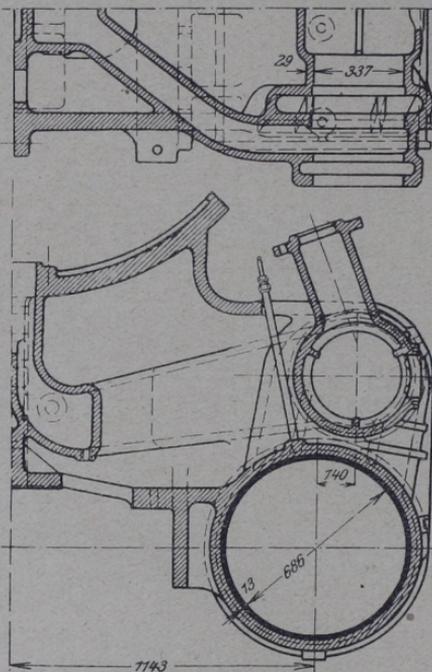


Abb. 328. Zylinder der 1 D 1-H. G. L., Pennsylvania-Bahn.

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 S₁₀². 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_s¹ 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-

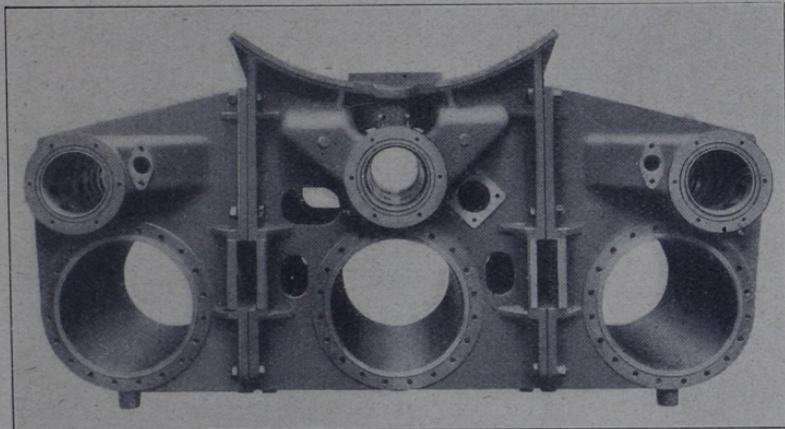


Abb. 329. Zylindergußstück der 2C-H. S. L. Gattung S_{10}^2 .

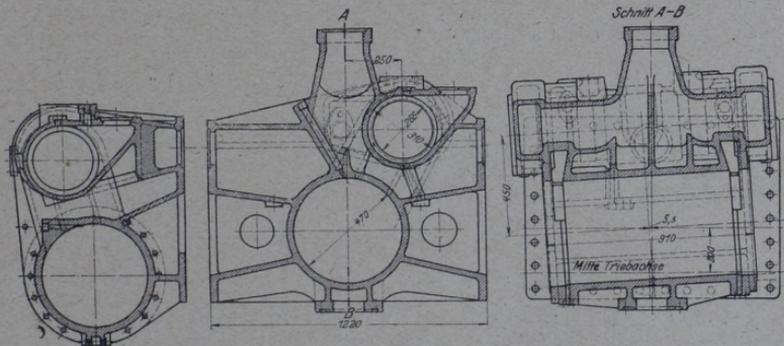


Abb. 330. Innenzylinder der 2C-Drilling-H.S.L., dänische Staatsbahn.

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.

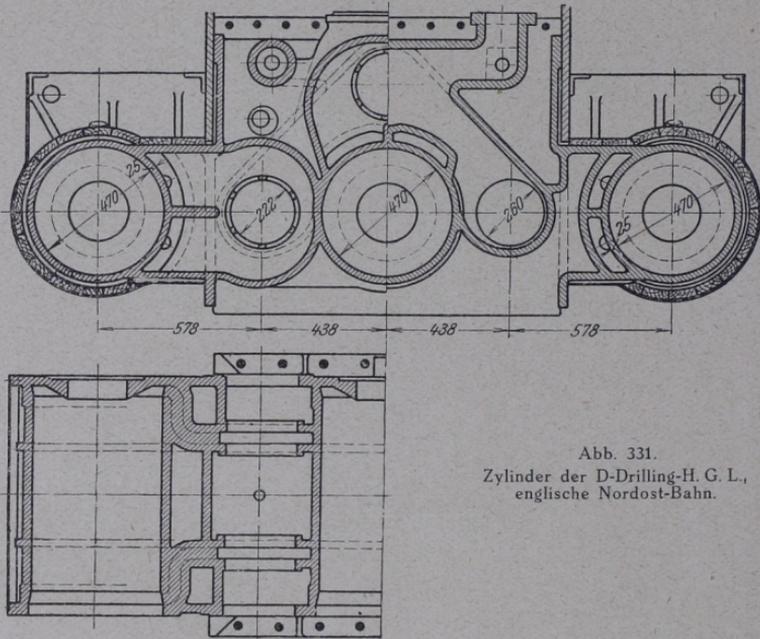


Abb. 331.
Zylinder der D-Drilling-H. G. L.,
englische Nordost-Bahn.

Vierling-Zylinder.

Das Zylindergußstück der 2C-Vierling-H. S. L. Gattung S₁₀ 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

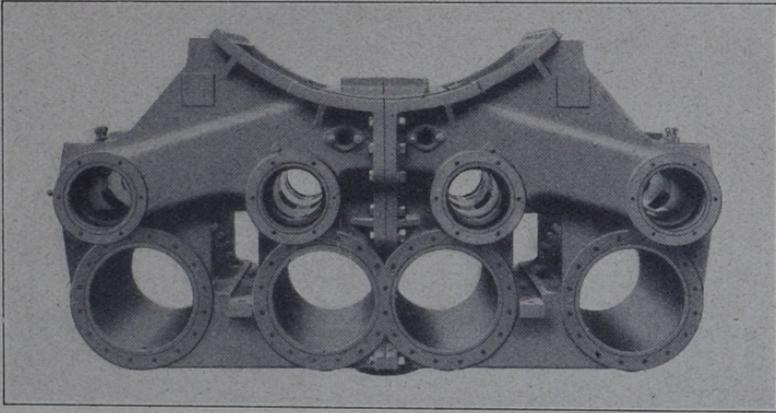


Abb. 332. Zylindergußstück der 2-C-H.S.L. Gattung S_{10} .

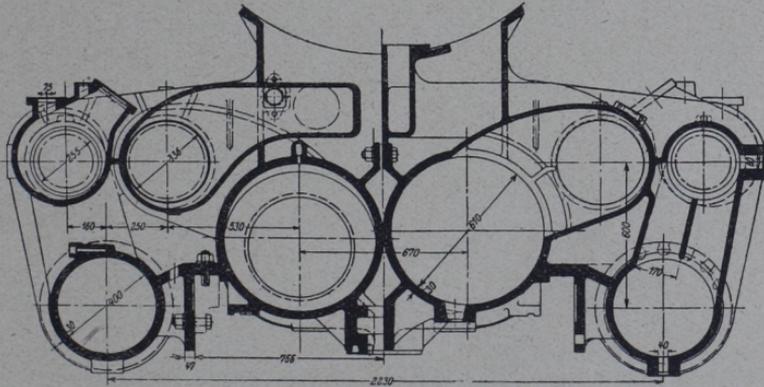


Abb. 333. Zylinder der 2-C-H.S.L. Gattung S_{10}^1 .

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

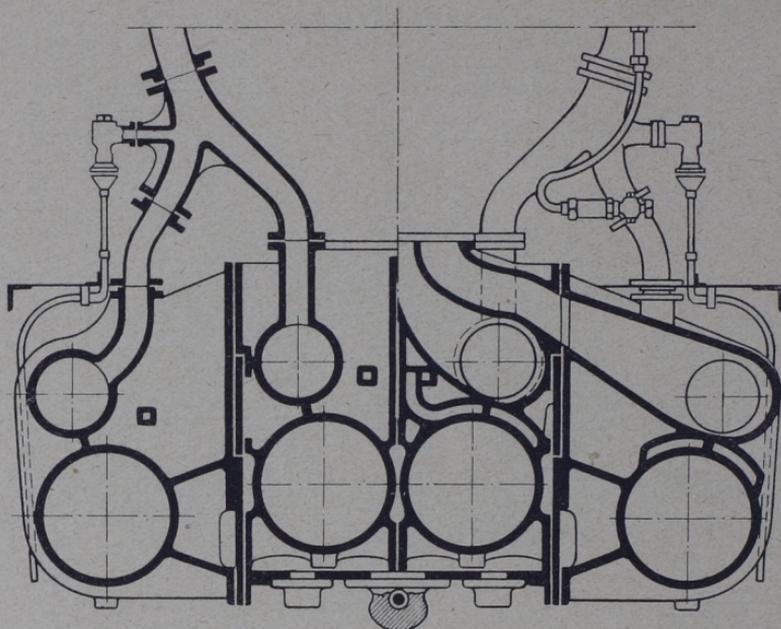


Abb. 334. Zylinder der 2C1-H. S. L., belgische Staatsbahn.

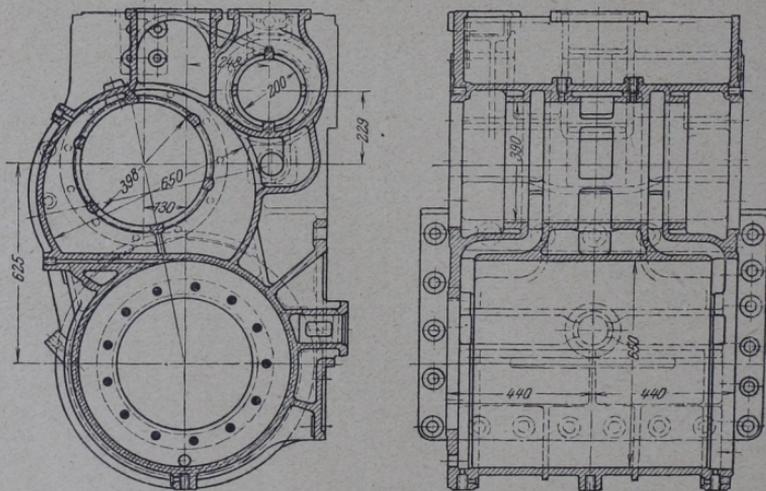


Abb. 335. Außenzylinder der 2C1-H. S. L., ungarische Staatsbahn.

zeigt die Dampfzylinder der 2C-Vierzyl.-Verbund-H. S. L. Gattung S₁₀^t. 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

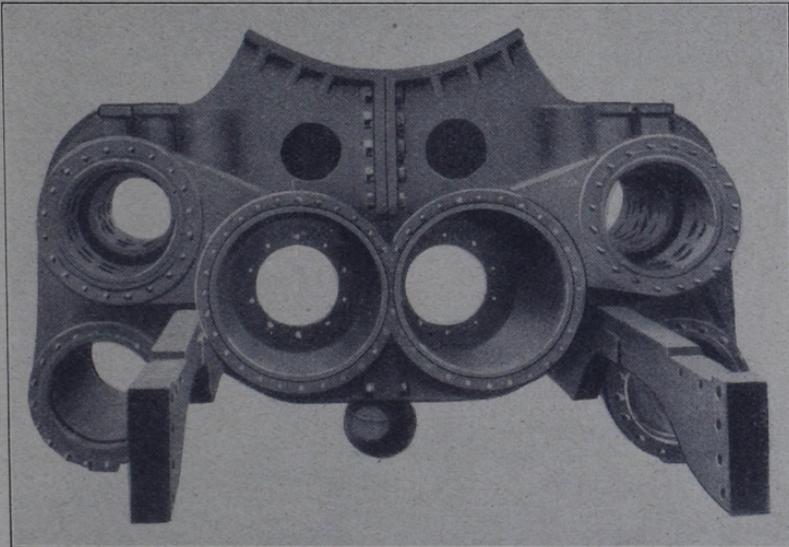


Abb. 336. Zylindergußstück der 2D-H. S. L., spanische M. Z. A.-Bahn.

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

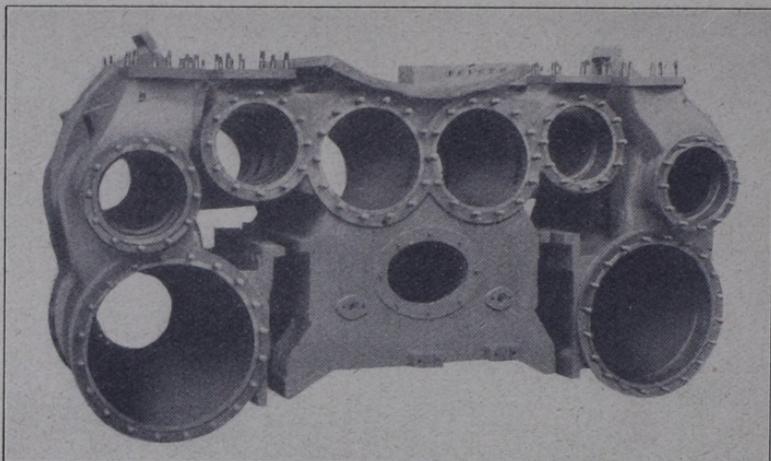


Abb. 337. Zylindergußstück der 2C1-H. S. L., bayerische Staatsbahn.

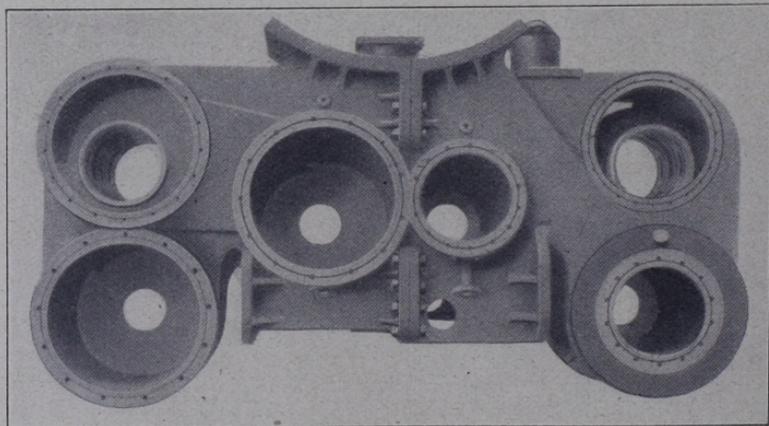


Abb. 338. Zylindergußstück Bauart „Plancher“.

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 Zylinderfußstück 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 Zylinderfußstück 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

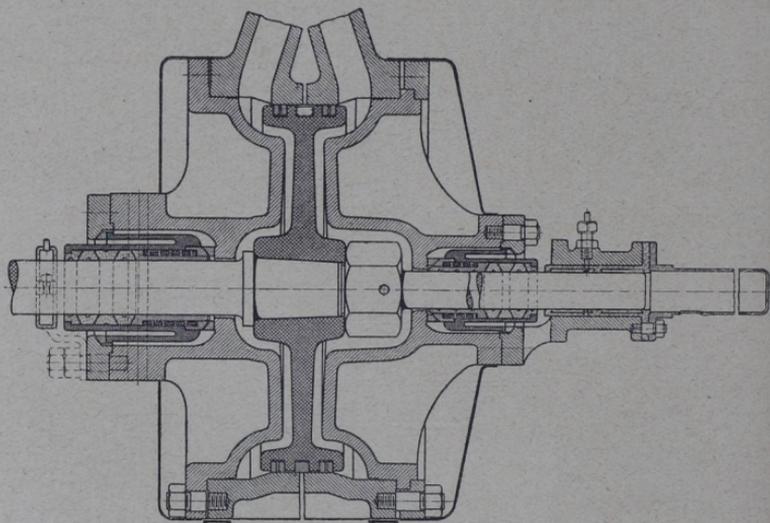


Abb. 339. Zylinderdeckel und Stopfbüchsen nach „Schmidt“.

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.

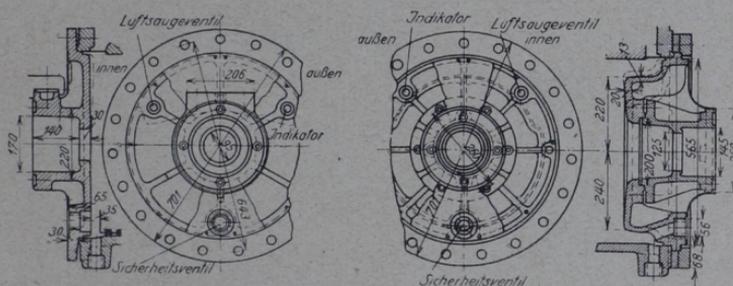


Abb. 340/341. Hinterer und vorderer Zylinderdeckel.

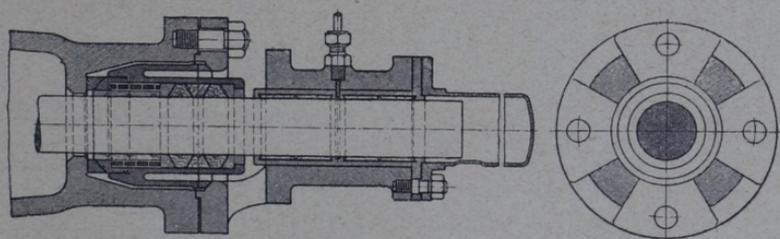


Abb. 342. Vordere Kolbenstangenstopfbüchse nach „Schmidt“.

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 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

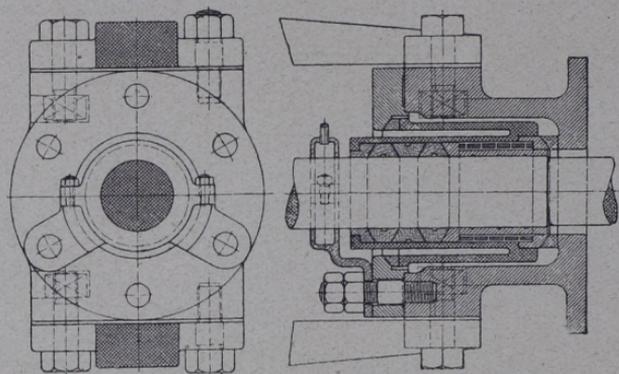


Abb. 343. Hintere Kolbenstangenstopfbüchse nach „Schmidt“.

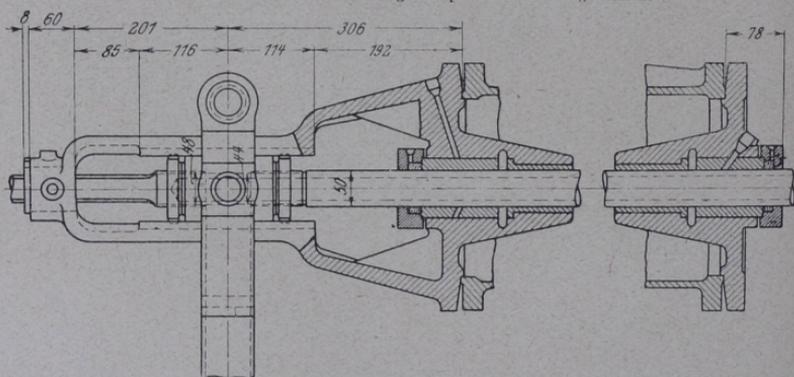


Abb. 344. Hintere Schieberstangenführung nebst Stopfbüchse.

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

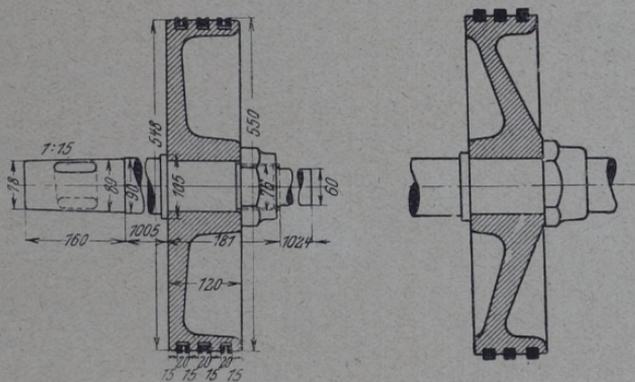


Abb. 345/346. Dampfkolben der Reichsbahn.

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 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-

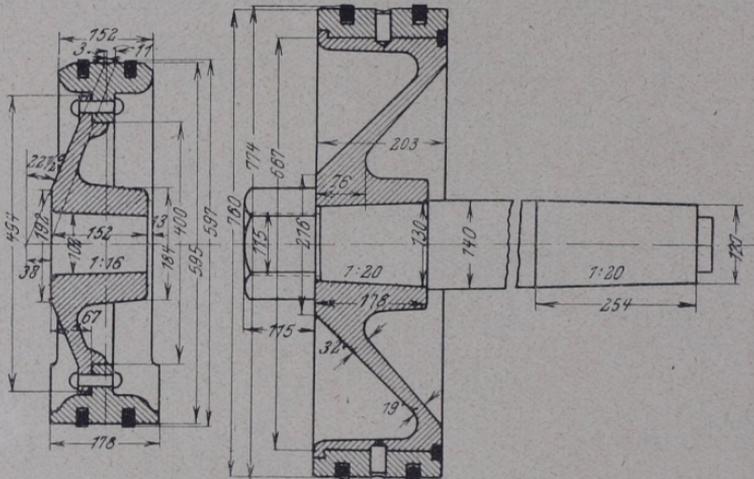


Abb. 347/348. Amerikanische Dampfpleuelstange.

ringerer Spannung. Die Verdichtungsline 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 Pleuelstangen 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 Pleuelstangen 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

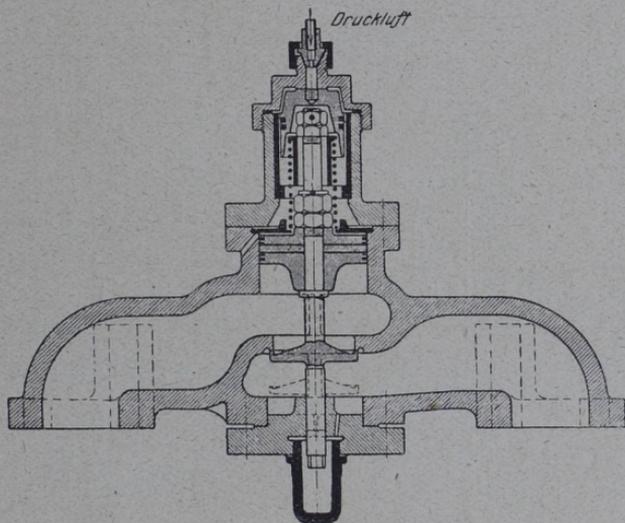


Abb. 349. Druckausgleichsvorrichtung der Reichsbahn.

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.

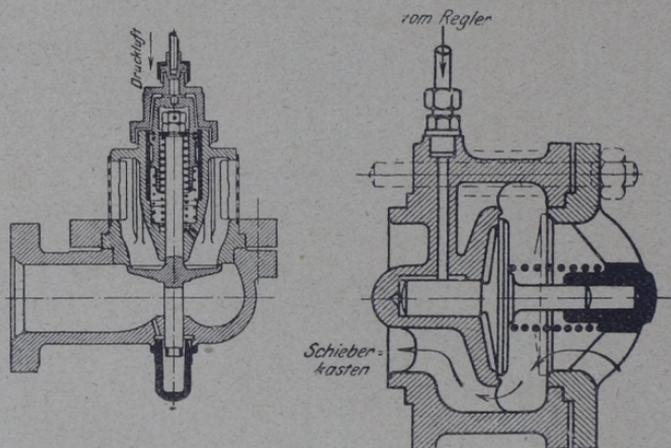


Abb. 350/351. Luftsaugventile der „Knorrbremse A. G.“ und der Maschinenfabrik „Kolomna“

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.

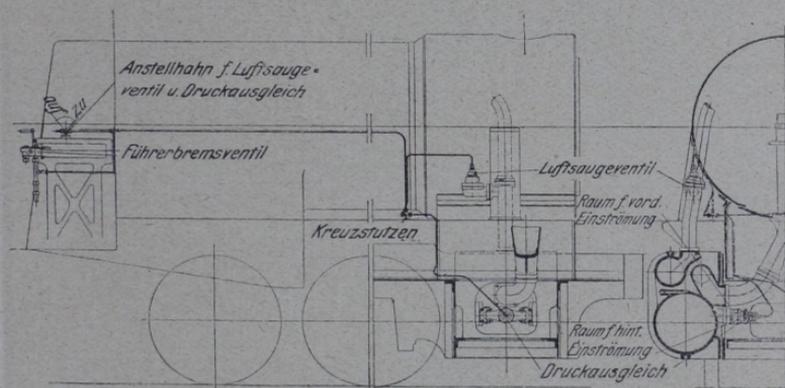


Abb. 352. Anordnung der Leerlauf-einrichtung.

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

β) Betätigung der Leerlauf-einrichtung 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

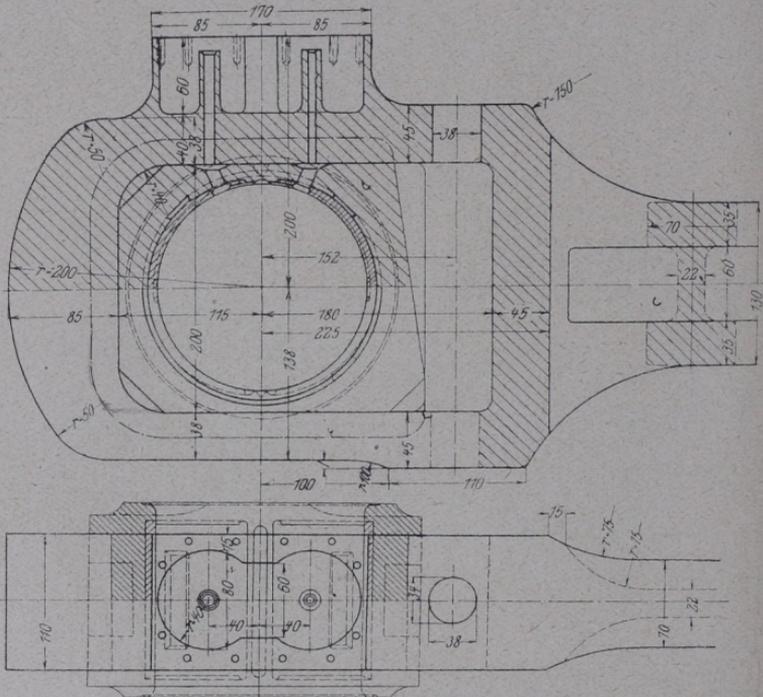


Abb. 353. Geschlossener Stangenkopf.

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“).

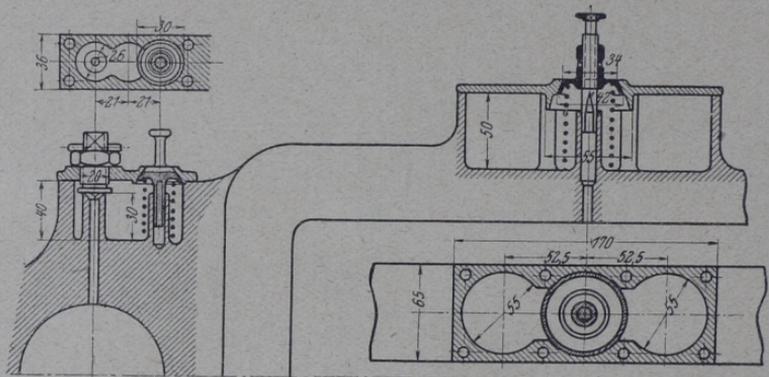


Abb. 357. Stangenlager-Schmiergefäß.

Gölsdorf¹⁾ empfiehlt bei Trieb- und Kuppelstangen die Einhaltung folgender Werte, die bei neueren Maschinen bereits überschritten werden:

	bei Trieb- stangen	bei Kuppel- stangen
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 "

¹⁾ Lotter, S. 246.

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

Ausführungs- werte	$\left\{ \begin{array}{l} \text{Länge der Triebstange} \dots\dots l = 3000 \text{ mm} \\ \text{Länge der hinteren Kuppelstange} l = 2700 \text{ mm} \\ \text{Länge der vorderen Kuppelstange} l = 1880 \text{ mm} \end{array} \right\}$	zwischen
		den
		Zapfen
Größte Geschwindigkeit der Lokomotive	$V = 100 \text{ km/st}$	
Sekundlich zurückgelegter Weg	$v = 27,77 \text{ m/sek}$	
Triebdardurchmesser	$D = 1750 \text{ mm}$	
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 $p_k = 12$	$P_k = 31160 \text{ kg}$	

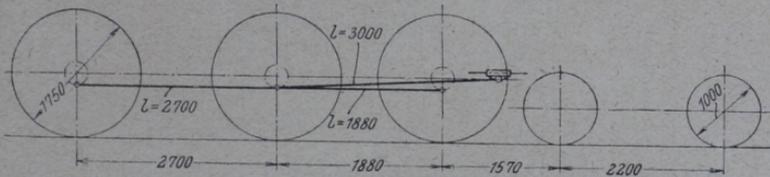


Abb. 358. Anordnung der Stangen an einer 2C-Lokomotive.

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 Triebzapfenkopf (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).

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

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

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

¹⁾ 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:

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

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

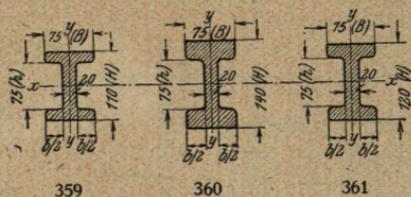


Abb. 359/361. Triebstangen-Querschnitte (zu Abb. 358).

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

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

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

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

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

¹⁾ $E = 2\,250\,000$ 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:

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

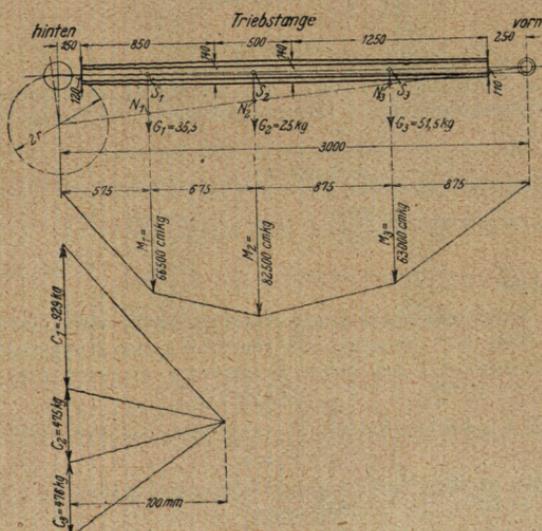


Abb. 362. Biegebeanspruchung der Triebstange (zu Abb. 358).

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 ϱ 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 ω 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):

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

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

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

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

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

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

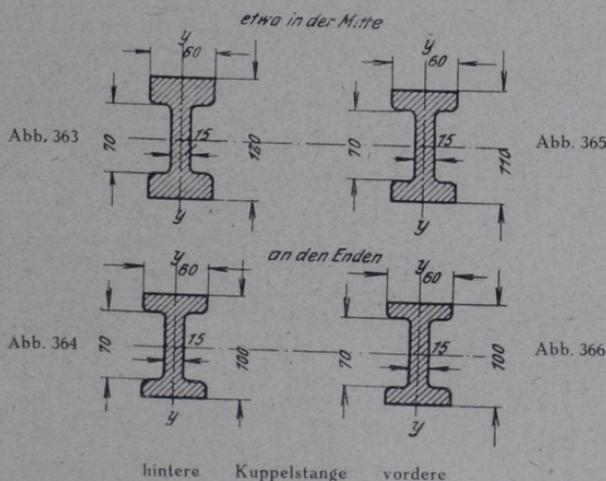


Abb. 363 366. Kuppelstangenquerschnitte (zu Abb. 358).

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

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

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

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

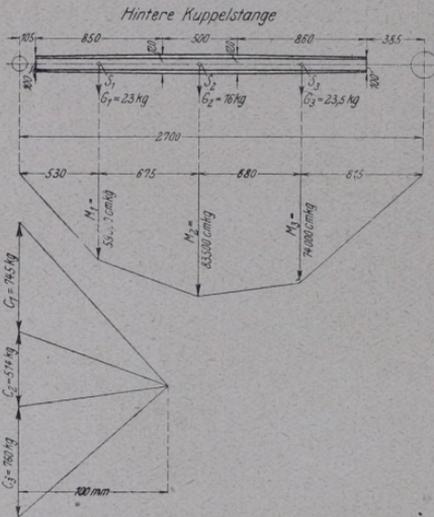


Abb. 367. Biegungsbeanspruchung der hinteren Kuppelstange (zu Abb. 358)

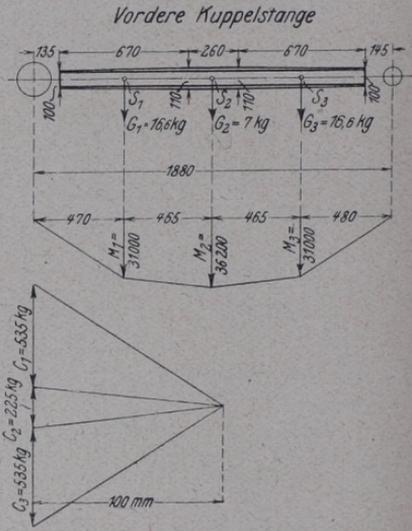


Abb. 368. Biegungsbeanspruchung der vorderen Kuppelstange (zu Abb. 358)

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.

