

tung eines um einen Fixpunkt oszillierenden Zwischengliedes, bei konstant bleibendem Excenterhub, die wirksame Länge dieses Gliedes verändert wird. In diesem Falle wird das Zwischenglied als Coulissee ausgebildet, mit welcher die Schieberstange fix verbunden ist, während das Gleitstück mit dem Angriffspunkte der Excenterstange in der Coulissee, welche als Hebel von veränderlicher Länge wirkt, verstellt werden kann.

Um den Reibungswiderstand des Expansionsschiebers, welcher bei Änderung der Füllung durch den Regulator überwunden werden muß, auf ein erreichbares Minimum zu reduzieren, werden die Schieber, namentlich bei größeren Maschinen, als entlastete cylindrische oder Kolbenschieber ausgeführt (§ 146).

Soll bei Doppelschiebersteuerungen mit einteiligem Expansionsschieber die Änderung der Füllung durch Änderung der jeweiligen Distanz der arbeitenden Kanten der Expansionsschieberplatte bei konstantem Schieberhub erreicht werden, dann ist die Projektion derselben auf den Spiegel des Grundschiebers ein Trapez; die beiderseitigen Arbeitskanten der Schieber laufen nicht parallel, sondern schließen einen spitzen Winkel ( $75^{\circ}$  bis  $95^{\circ}$ ) ein. Die Verstellung des Expansionsschiebers erfolgt senkrecht zu seiner Bewegungsrichtung, infolge dessen arbeitet eine größere oder geringere Breite desselben mit den Durchlaßkanälen des Grundschiebers zusammen, der  $l$ -Wert nimmt ab oder zu, der Kanalabschluß erfolgt früher oder später.

Diese Steuerung, nach ihrem Erfinder *Ridersteuerung* genannt, wird in der Weise ausgeführt, daß man zur Verwandlung der Querbewegung des Expansionsschiebers in eine Drehbewegung den Schieber cylindrisch aufrollt und den Grundschieber als Gegenhohlform cylindrisch ausbohrt. Bei größeren Ausführungen wird zur Entlastung des Expansionsschiebers dieser zum vollständigen Cylinder ausgebildet; der Grundschieber muß selbstverständlich die entsprechende, cylindrisch geschlossene Gegenform besitzen und kann daher zur eigenen Entlastung als vollständiger Kolbenschieber ausgeführt werden.

Die Drehbewegung der geradlinig geführten Schieberstange zum Zwecke der Füllungsänderung beziehungsweise Regulierung erfolgt durch den Regulator der Maschine, eventuell von Hand aus; die äußere Steuerung muß daher konstruktiv so ausgeführt sein, daß sie nebst der geradlinigen Bewegung des Schiebers auch dessen Drehbewegung gestattet. Diesbezügliche Detailkonstruktionen finden sich in allen Handbüchern und Tafelwerken über Schiebersteuerungen.

**144. Dimensionierung der Schieber. Der Trickschieber.** Die Abmessungen eines Schiebers sind in erster Linie abhängig von der Größe des Kanalquerschnittes an der Mündungsstelle.

Der Kanalquerschnitt soll im allgemeinen so groß angenommen werden, daß ein merklicher Spannungsabfall des Dampfes durch Drosselung beim Ein- und Austritt desselben vermieden wird; es sind hierbei selbstverständlich sämtliche Kanalquerschnitte und vor allem der von den betreffenden Abschlußorganen freigegebene Mündungsquerschnitt in Betracht zu ziehen.

In einem Querschnitte von unveränderlicher Größe wird sich die Geschwindigkeit des Dampfes während eines Kolbenhubes fortwährend und zwar proportional der Kolbengeschwindigkeit ändern; die größte Kolbengeschwindigkeit tritt, abhängig von der Länge der Schubstange, in der Nähe der Hubmitte ein und erfolgt das Anwachsen derselben von dem Nullwerte in der Totlage der Maschine anfänglich sehr rasch, so daß bereits nach ein Drittel des Hubes eine der maximalen Geschwindigkeit naheliegende Kolbengeschwindigkeit erreicht ist.

Man nimmt als größte zulässige Dampfgeschwindigkeit, bei welcher erfahrungsgemäß eine merkliche Drosselung nicht zu gewärtigen ist, gewöhnlich 50 m pro Sekunde an, bleibt jedoch bei Steuerungen mit mehrfach gewundenen Dampfwegen häufig unter diesem Werte und geht andererseits bei großen Schiebermaschinen sowie bei Dampfmaschinen, welche vermöge ihrer Anlage tunlichst reduzierte Abmessungen der Steuerungssteile erfordern (Lokomotiv- und Schiffsmaschinen), über diesen Wert hinaus.

Dem obigen Werte für die Maximalgeschwindigkeit des Dampfes entspricht eine mittlere Geschwindigkeit von ungefähr 30 m pro Sekunde; von dieser Geschwindigkeit geht man zumeist bei Berechnung der erforderlichen Kanalquerschnitte aus und rechnet dieselben somit für mittlere Verhältnisse nach der Gleichung

$$q = a \times b = \frac{1}{30} \frac{D^2 \pi}{4} \times c,$$

worin  $c$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit in Metern,  $D$  den Cylinderdiameter,  $a$  und  $b$  Breite und Länge des Kanalquerschnittes, gemessen an der Mündungsstelle, bedeuten. Von der Kanalbreite  $a$  hängt der Schieberhub beziehungsweise die Excentricität des Antriebsexcenters ab, nachdem die Deckungsbreite auch als eine Funktion der Kanalbreite angenommen werden kann; gewöhnlich beträgt der Schieberhub das  $2\frac{1}{2}$ - bis 3-fache der Kanalbreite  $a$ . Nachdem die innere Deckung fast immer sehr klein, bei schnelllaufenden Maschinen häufig Null, sogar negativ angenommen wird, um derselben einen stoßfreien, weichen Gang zu sichern, so ist der Kanal auf der Ausströmseite während des größeren Teiles der Ausströmperiode ganz offen.

Ein großer Schieberhub bietet den Vorteil freieren Dampf- und Austrittes bei schärfer markierten Übergängen der einzelnen Dampfver-

teilungsperioden, hat jedoch den Nachteil größeren Arbeitsverbrauches und rascherer Abnutzung der Gleitflächen. Man pflegt erfahrungsgemäß für normale Konstruktionen die Kanallänge  $b$  gleich der 5- bis 6-fachen Kanalbreite  $a$  anzunehmen. Um bei großen Maschinen, welche zumeist auch mit hoher Kolbengeschwindigkeit arbeiten, daher große Kanalquerschnitte erfordern, ohne Verminderung derselben den Schieberhub reduzieren zu können, pflegt man die Kanäle geteilt auszuführen, so daß der Mündungsquerschnitt, wie aus Fig. 121 ersichtlich, in zwei, mitunter auch in drei rechteckige Öffnungen gleicher Breite zerlegt ist; der Schieberhub wird hierdurch, nachdem auch die äußere Deckung korrespondierend der Kanalbreite reduziert werden muß, ungefähr auf die Hälfte beziehungsweise ein Drittel seiner früheren Größe vermindert.

Eine andere Konstruktion, welche zugleich ein rascheres Eröffnen des Einlaßkanales ohne Vergrößerung des Schieberhubes bezweckt, ist der in Fig. 120 skizzierte Trickschieber. Bei dieser Konstruktion gelangt der Dampf gleichzeitig auf zwei Wegen in den Cylinderkanal; einerseits wird, wie bei jedem gewöhnlichen Schieber, der Kanal durch die Außenkante des Schiebers eröffnet, andererseits wird durch einen in den Schieber eingegossenen, denselben der Länge nach durchsetzenden Kanal Dampf von dem anderen Ende des Schiebers zugeführt, indem die Mündung dieses Kanales die Kante des Cylinderspiegels in demselben Momente überläuft, in welchem die äußere Arbeitskante des Schiebers den Cylinderkanal der Einströmseite eröffnet. Beginn und Ende der Einströmung, sowie Beginn und Ende der Ausströmung bleiben selbstverständlich durch den Trick-schen Kanal unbeeinflußt.

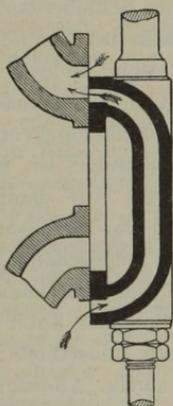


Fig. 120.

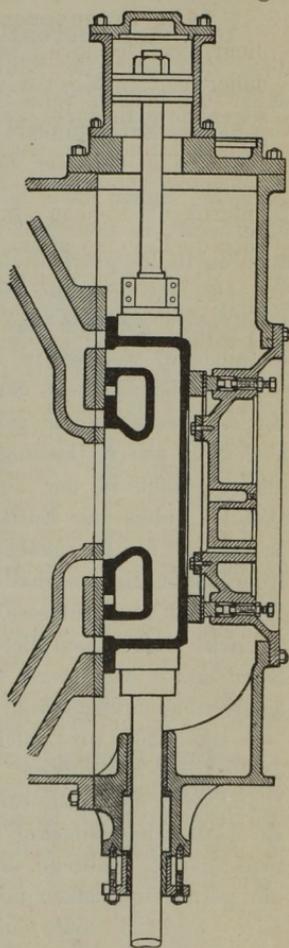


Fig. 121.

Damit der Einlaßkanal durch den äußeren Schiebersteg möglichst

wenig versperrt werde, muß die Breite dieses Steges (im Sinne der Bewegung des Schiebers gemessen) so klein als möglich gehalten werden.

Des Zusammenhanges wegen sei hier unter Hinweis auf Fig. 121 ein Detail, der sogenannte Balancekolben, erwähnt, welcher bei stehenden Maschinen mit schweren Schiebern dazu dient, das Gewicht desselben, der Schieberstangen und der damit verbundenen bewegten Teile, durch den Druck des Dampfes auf die untere Seite dieses Kolbens auszugleichen.

**145. Schieberentlastungen.** Ein anderes Detail, welches dazu dient, den Druck des Schiebers gegen den Cylinderspiegel zu entlasten und daher bei großen Schiebermaschinen vielfache Anwendung findet, ist der sogenannte **Entlastungsrahmen**; der Rücken des Schiebers wird durch diese Konstruktion von der Einwirkung des Dampfes mehr oder minder frei gemacht, daher auch nur ein Teil der Schieberfläche dem Dampfdrucke unterliegt. In dem Maße als der Schieber hierdurch entlastet wird, wird auch die Reibungsarbeit, somit auch die Abnutzung der Gleitflächen verringert.

Das Problem der Schieberentlastung wurde auf verschiedenste Art konstruktiv gelöst. Eine vielfach benützte Anordnung besteht aus einem Metallringe, welcher in eine entsprechend geformte ringförmige Nut des Schieberkastendeckels dampfdicht einpaßt und durch Federn gegen den Rücken des Schiebers gepreßt wird, welcher vollkommen eben, als Gleitfläche für den Entlastungsring bearbeitet sein muß. Eine andere Anordnung besteht in der konstruktiven Umkehrung des eben besprochenen Details, indem der Entlastungsring in eine Nut des Schiebers eingepaßt ist und auf der Innenfläche des Schieberkastendeckels gleitet. Durch diesen Ring bleibt die innerhalb desselben befindliche Schieberfläche nach außen dampfdicht abgeschlossen; Dampf, welcher trotz sorgfältigster Ausführung an nicht vollkommen dichtenden Stellen nach innen gelangt, wird nach dem Kondensator oder, wenn die Entlastungsvorrichtung am Hochdruckcylinder einer Compoundmaschine angebracht ist, nach dem Receiver abgeführt.

Manchmal wird auch, um eine dampfdichte Trennung des Rückens des Entlastungsrahmens und des Schieberkastendeckels zu erzielen, ein Diaphragma zwischen beiden eingeschaltet, in welchem Falle der Rahmen, welcher auch rechteckig geformt sein kann, an dem Schieberkastendeckel befestigt ist, während der Schieber unter demselben hin- und hergleitet; die Berührungsflächen müssen selbstverständlich dampfdichtend appretiert sein. Fig. 121 stellt eine solche Anordnung für einen großen Schieber mit geteilten Kanälen einer Schiffsmaschine dar.

**146. Kolbenschieber.** Die Schieberentlastung wird in noch vollkommenerer Weise dadurch erreicht, daß man den Rücken des Schiebers genau so formt, wie das Gesicht desselben und in dampfdichter Berührung