

Die kranke Dampfmaschine

und erste Hülfe bei Betriebsstörungen.

Die wichtigste Maschine in jedem Betrieb ist wohl der Krafterzeuger, also die Dampfmaschine.

„Wenn die Dampfmaschin' nicht will,
Steht die ganze Bude still.“

Deshalb ist es von grösster Wichtigkeit, jede Betriebsstörung zu vermeiden oder auch dafür zu sorgen, dass die Störung nur möglichst **kurzen Fabrikstillstand** erfordert.

Welche Unkosten und Verluste dem Fabrikanten entstehen, wenn einige Zeit gefeiert werden muss, wollen wir hier nicht weiter erörtern.

Wie kann man nun Betriebsstörung vermeiden und falls solche eintritt, möglichst schnell beseitigen?

Hierbei lässt uns alle Theorie im Stich. Fälle **aus der Praxis** geben uns immer den besten Anhalt, für eine Reparatur der Maschine den richtigen Weg zu finden, die Reparatur sachgemäss und dauerhaft und in möglichst kurzer Zeit auszuführen. Wir wollen besonders diejenigen Krankheiten anführen, welche am häufigsten wiederkehren. Eine Zusammenstellung derselben befindet sich am Schluss dieses Buches.

Der Rahmen.

Im grossen ganzen findet man zwei Ausführungen: den sogenannten U-förmigen (ältern) Rahmen (Fig. 4) und den Rahmen mit Rundführung (Fig. 1–3).

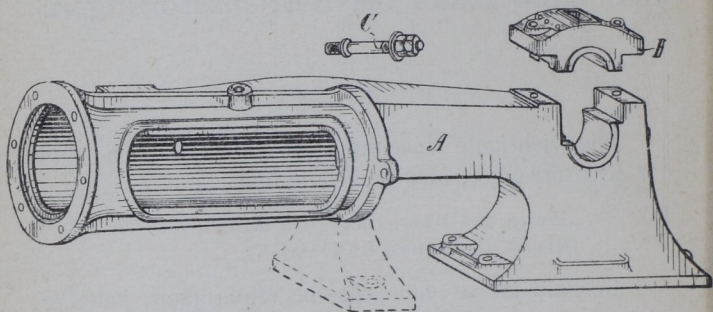


Fig. 1–3. Bajonettrahmen. A Rahmen, B Lagerdeckel, C Deckelschraube.

Die Neuanfertigung eines Rahmens bedingt immer eine lange Betriebsstörung; es ist deshalb äusserst wichtig, beim eingetretenen Rahmenbruch eine schnelle und gute Reparatur vorzunehmen.

1tes Beispiel.

Eine Fabrik hatte für eine Goldleistenfabrik eine neue Maschine von

<i>Cylinderdurchmesser</i>	395 mm,
<i>Hub</i>	625 mm,
<i>Touren</i>	50 pro Minute

in Auftrag, die in wenigen Tagen montiert werden sollte, als eines Tages der Besitzer ankommt und flucht und schimpft, dass ihm auch jetzt noch gerade die alte Maschine in Brocken gehen müsse.

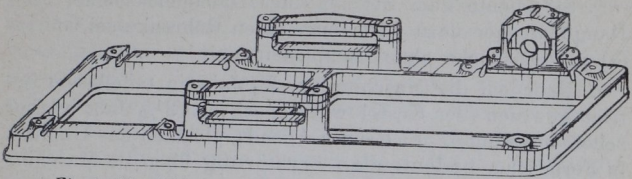


Fig. 4. Maschine mit ganz aufliegendem U-förmigen Rahmen.

Die gusseiserne Kurbel brach während des Ganges ohne jede Veranlassung entzwei, und die Folge davon war, dass der Kolben den hinteren Cylinderdeckel heraus stieß, das Querhaupt (es war eine alte Maschine mit ganz aufliegendem Rahmen nach Fig. 4) die Führungsstücke entzwei stieß, Pleuel- und Kolbenstange krumm wurden etc.

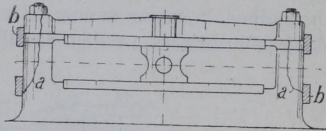


Fig. 5. Bruch der Führung bei a.

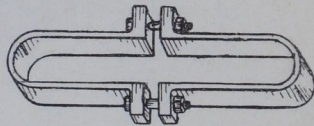


Fig. 6. Ziehband *b* für die Reparatur der Geradföhrung.

Durch Anfertigung einer neuen Kurbel, eines neuen Cylinderdeckels, Ausrichten der Treib- und Kolbenstange und durch Umziehen von schmiedeeisernen Bändern um die Führung (nach Fig. 6) war die Maschine in fünf Tagen wieder betriebsfähig.

Es sei noch bemerkt, dass die Kurbel einen alten Bruch hatte.

2tes Beispiel.

Eine Auspuffmaschine hatte folgende Hauptdimensionen:

Cylinderdurchmesser	350 mm,
Kolbenhub	600 mm,
Tourenzahl	100
Durchschnittsleistung	55 P.S. indiz.
Dampfdruck	7 Atm.

Sie diente zum Betrieb einer Dynamomaschine. Als Dampferzeuger dazu hatte man einen Röhrenkessel von ca. 50 qm Heizfläche ohne Dampfsammler.

Nachdem die Maschine ca. $\frac{3}{4}$ Jahr in tadellosem Betrieb gewesen (der Kessel war jedoch ca. $2\frac{1}{2}$ Jahr vorher schon im Gange), brach eines Abends plötzlich das Unglück in Form einer **bedeutenden Zerstörung** über die Maschine herein, nachdem schon längere Zeit vorher ein sehr **unruhiger Wasserstand** im Kessel beobachtet worden und bereits schon einmal der Kreuzkopfkeil abgerissen war, jedoch ohne weiteren nennenswerten Schaden anzurichten. Dagegen brach an dem erwähnten Abend das Kurbel-

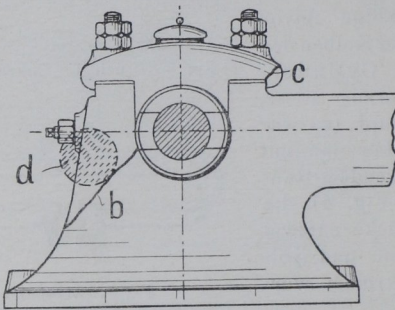


Fig. 7. Rahmenbruch.

lager bei *c* und *b* (Fig. 7) ab, so dass die Welle an die Stelle *d* (Fig. 7) zu liegen kam. Zu gleicher Zeit brach ein Arm des schweren Schwungrades ab.

Hier that nun schnelle Hülfe Not, da die Lichterzeugung nicht lange ausgesetzt werden durfte.

Die Reparatur des Kurbellagers nahm man in folgender Weise (Fig. 8) vor.

An Stelle des alten gusseisernen Deckels wurde ein kräftiger schmiedeeiserner (*f*) aufgelegt, der das abgerissene Stück oben festhalten musste; unten wurde solches mittelst einer kräftigen Schraube (*h*) an dem noch heil gebliebenen Teil des Kurbellagers nach Fig. 8 befestigt.

Nachdem dann der Kurbelzapfen noch etwas nachgearbeitet war, wurde nach einigen Tagen der volle Be-

trieb wieder aufgenommen und ca. $\frac{1}{2}$ Jahr bei vorsichtiger Wartung anstandslos weitergeführt, bis dann abermals eines Abends, nachdem nach Aussage des Maschinisten schon mehrere Tage lang vorher eine sehr starke **Bewegung** (Aufwallen) des **Kesselwassers** bemerkt worden, durch einen sehr kräftigen Wasserschlag abermals ein **neuer Bruch** und zwar nunmehr bei *e* (Fig. 8) eintrat, der eine weitere Reparatur kaum möglich erscheinen liess, so dass nunmehr ein neuer Rahmen eingesetzt werden musste.

Bei dieser Gelegenheit wurde der Kessel einer ganz gründlichen Revision unterzogen und zeigte sich dann, dass die oberen Rohrreihen in der Höhe des mittlern und höchsten

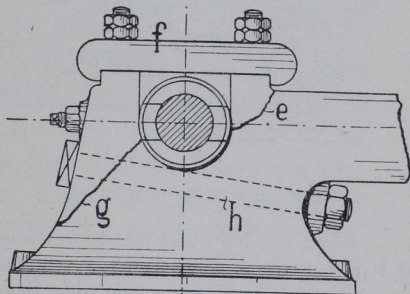


Fig. 8. Zweiter Rahmenbruch.

Wasserstandes höchst wahrscheinlich gar nicht oder doch nur höchst **unvollkommen** vom **Kesselstein** gereinigt waren, so dass einzelne Rohre vollständig von Kesselstein zugesetzt sich vorfanden.

3tes Beispiel.

Bei einer Luftkompressionsmaschine mit Dampfbetrieb und Kondensation von

Durchmesser des Dampfzylinders	=	750 mm,
„ „ Luftzylinders	=	950 „
Kolbenhub	=	1000 „
Umdrehungen pro Minute	=	80 „

zerbrach durch Wasserschlag der Rahmen (s. Fig. 9). Die Dampfmaschine arbeitete mit sehr nassem Dampf, welcher

einer Batterie vom Walzenkessel entnommen wurde, die in den Fuchs der Hochöfen eingebaut waren.

Die Wasserablasshähne an den beiden Cylinderenden mussten daher stets etwas geöffnet bleiben. Dies brachte an und für sich Dampfverschwendung, weil der Dampf bei jedem Hub aus dem Cylinder ins Freie strömte.

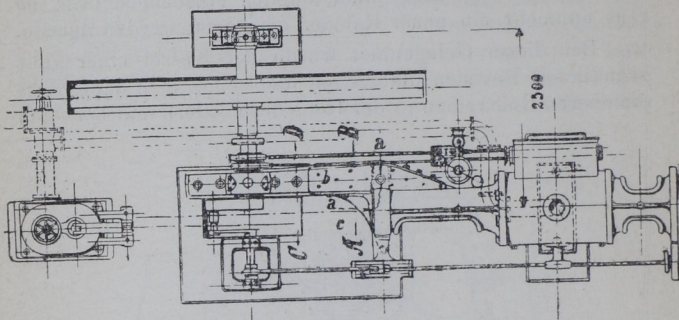
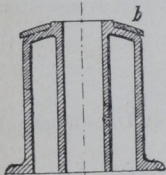


Fig. 9. Riss im Rahmen bei *a*.

Durch Versehen wurden diese Hähne geschlossen, und, weil niemand in der Nähe war, welcher den verursachten Lärm wahrgenommen hätte, so wurde der Bruch herbeigeführt und zwar brach der Rahmen an der in Fig. 9 mit *a* bezeichneten Stelle vollständig durch.

Schnitt C-D



Schnitt A-B

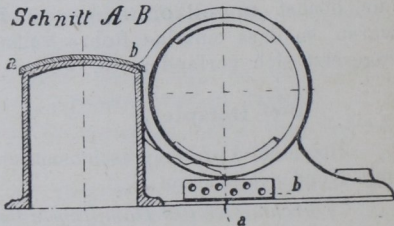


Fig. 10. Reparatur des Rahmens. Fig. 11.

Die Reparatur des Rahmens nahm man auf folgende Art vor (s. Fig. 10 und 11). Es wurden schmiedeeiserne Laschen aus Kesselblech mittelst Schrauben an die Bruch-

stelle geschraubt, dabei erfolgte die Einteilung der Bolzen so, dass die kleinste Anzahl derselben in den gefährlichen Querschnitt zu liegen kam.

Die Untersuchung des **Unfalles** ergab noch folgendes:

Das Fundament ist auf Felsboden aufgebaut. Jedoch sprang zufällig dort, wo der Auslauf der Führung aufzuliegen kommt, der Fels sehr stark zurück. Um keine weiteren Sprengungen vornehmen zu müssen, beging der Baumeister den groben Fehler, dieses Stück mit **Gerölle und Sand** auszufüllen und darauf das Fundament aufzuführen. Durch das Grundwasser ist diese Stelle unterwaschen worden. Das **Fundament** senkte sich um mehr als 2 cm an dieser Stelle, und ist man der Meinung, dass dies und der vorher erwähnte Wasserschlag den Bruch herbeigeführt habe.

Ungeschickte Montage

hat auch schon häufig Maschinenbruch zur Folge gehabt. Ich erinnere mich folgenden Falles:

Eine fürs Ausland bestimmte 20 PS. Maschine wurde in Hamburg umgeladen. Hierbei **riss die Krahnkette**, der Bajonettrahmen fiel herunter und zerbrach. Der Lieferant erhielt von seiten der Transportgesellschaft eine Entschädigung von 2000 Mk., während die ganze Maschine nur 3000 Mk. gekostet hatte, er kam also gut auf die Kosten.

4tes Beispiel.

Ein Steinkohlenbergwerk des Zwickauer Kohlenreviers war schon seit langen Jahren ausser Betrieb gesetzt, da ein unterirdischer Grubenbrand trotz aller Gegenmittel nicht zu dämpfen war. Der Besitzer der Grube wollte nun einfach abwarten, bis der Brand von selbst aufhörte, was jüngst eintrat. Man begann nun den Betrieb wieder aufzunehmen.

Vorher untersuchte man zunächst die Dampfkessel und die **Förderdampfmaschine**; es wurde festgestellt, dass das Fundament der Maschine sich derartig gesenkt hatte, dass ein Betrieb unmöglich war, und eine teilweise Neumontierung der Maschine ein Gebot der Notwendigkeit wurde. Die Bergwerksverwaltung gab nun einer dortigen Maschinen-

fabrik den Auftrag, diese Arbeit auszuführen, und diese sandte in kürzester Zeit einen Monteur, welcher sich mit einigen Arbeitern des Kohlenbergwerkes an die Arbeit machte.

Die Maschine nun selbst zählte der Jahre bereits sehr viele, leistet laut amtlichem Certificat 16 Pferdestärken und ist liegend, allerdings sehr eigentümlich, ausgeführt. Das Hauptlager ist mit dem Dampfeylinder durch einen gusseisernen massiven Balken starr verbunden, wie Fig. 12 bis 13 zeigen.

Der Balken *f* hatte einen trapezförmigen Querschnitt und diente als einseitige Führung des Kreuzkopfes. Es ist diese Führung eine durchaus mangelhafte, wie es die

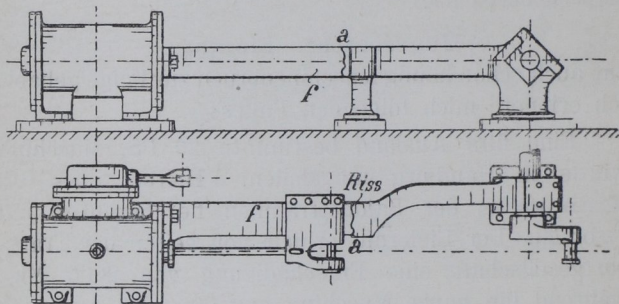


Fig. 12—13. Gebrochener Rahmen.

beiden Maschinisten zu ihrem grössten Leidwesen oft haben erfahren müssen, denn ein starkes Fressen des Kreuzkopfes, selbst bei aufmerksamer Bedienung, gehört hier nicht zu den Seltenheiten.

Der Monteur stellte nun fest, wieviel unter dem Dampfeylinder untergelegt werden müsse. Zu dem Zwecke löste er die Verbindung zwischen Kolbenstange und Kreuzkopf, ebenso zwischen Excenter- und Schieberstange und legte den Cylinder seitlich um, damit das Fundament desselben bearbeitet werden konnte. Als man nun mit letzterem fertig war, sollte der Cylinder wieder an seinen alten Platz gebracht werden. Dabei entglitt derselbe den Händen der damit beschäftigten Leute und das Gelenk der Schieber-

stange schlug auf den Führungsbalken, welchen man unglücklicher Weise nicht gestützt hatte, sondern frei schweben liess. Dabei brach derselbe bei a (in Figur 12—13) glatt durch. Im ersten Augenblick standen alle wie versteinert da, dann aber begann der verantwortliche Monteur seinem bekümmerten Herzen unter grässlichen Flüchen und Verwünschungen Luft zu machen. Einem hinzukommenden Grubenbeamten, welcher über das Unglück raisonnierte, deutete er mit nichts weniger als liebenswürdigen Worten an, schleunigst den Maschinenraum zu verlassen.

Er selbst verschwand auf einige Zeit in einer in der Nähe befindlichen Kneipe, aus welcher er dann wesentlich beruhigter zurückkehrte. Mit Hülfe des Grubenschmiedes begann er dann den entstandenen Schaden zu heilen, indem man zu beiden Seiten des Bruches Schwalbenschwänze einkreuzte und schmiedeeiserne Stücke in dieselben einpasste. Schliesslich brachte man noch einige kräftige Schraubenbolzen an, so dass die Maschine wieder leidlich betriebsfähig wurde.

Freilich hätte das ganze Unglück vermieden werden können, wenn man den freischwebenden Balken gehörig unterstützt oder überhaupt vorsichtiger gehandelt hätte. Auch ist es verhältnismässig noch gut abgegangen, da der Bruch kein komplizierter war und somit nur einen Tag Betriebsverlust nach sich zog.

Risse im Gussstück

des Rahmens sind eine gar nicht seltene Erscheinung, man muss dann bei Zeiten Abhülfe schaffen, um so einen vollständigen Bruch des Rahmens zu vermeiden.

5tes Beispiel.

So konnte man an einer Maschine von 1200 Hub (Bauart nach Fig. 14) eine starke Durchbiegung (Durchfedern) bei jedem Hub bei c beobachten. Nach einigen Jahren zeigte sich bei a ein Riss.

Es galt nun einem Rahmenbruch vorzubeugen und dies gelang in folgender Weise: Man bohrte bei b den Riss ab und unterstützte den Rahmen in der Mitte durch

einen eisernen Klotz *c*, und die Maschine läuft seit jener Zeit anstandslos.

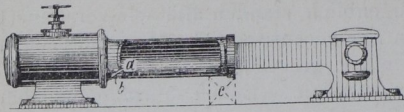


Fig. 14. Riss im Rahmen.

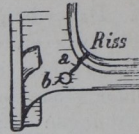
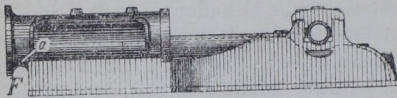


Fig. 15. Abgebohrter Riss.

6tes Beispiel.

Rahmen einer Walzenzugmaschine von 1500 Hub. Der in Fig. 16 mit *a* bezeichnete Riss entstand nach dreimonatlichem Betriebe infolge Guss-

Fig. 16. Riss im Rahmen bei *a*.

spannungen, weil der Rahmenflansch zu massiv konstruiert und der Übergang zur schwächeren Wand-

stärke ein fast plötzlicher war. Auch hier half man sich durch Abbohren des Risses. Bis jetzt (nach zwei Jahren) hat sich kein Unfall eingestellt.

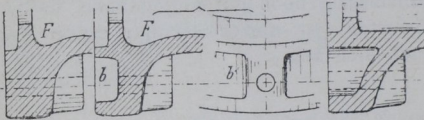
Fig. 17.
falsch.

Fig. 18

19

20

richtig.

Fig. 17 zeigt den Querschnitt des Rahmenflansches, wie man ihn bei grossen Ma-

schinen (über 700 Hub) nicht ausführen soll, während Fig. 18–20 die richtige Konstruktion, also mit Aussparung, veranschaulichen.

Seit Inbetriebsetzung zeigte sich ein **Heisslaufen der Geradführung**, die Rahmenständer *A* aller drei Cylinder wurden bedenklich heiss, und ein dauerndes Arbeiten mit der Maschine erschien gefährlich.

Man hatte sich nun hier auf eine ganz originelle, bei Seeschiffsmaschinen häufig angewandte, Weise zu helfen gewusst.

Es wurde eine Pumpe, in Fig. 27 mit *P* bezeichnet, angeordnet und dieselbe durch den Balancier der Luftpumpe angetrieben.

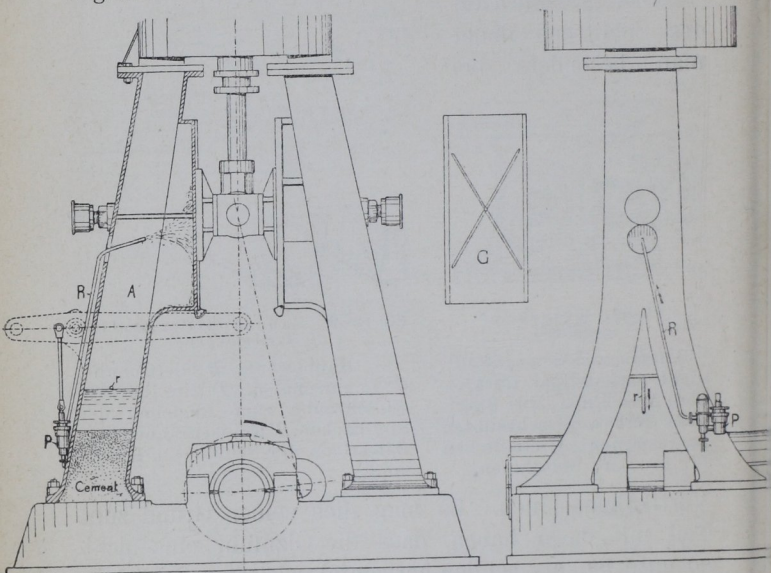


Fig. 27—29. Rahmen der Vertikalmaschine.

Die Pumpe *P* saugte ihr Wasser direkt aus dem Brunnen und drückte dasselbe durch das 10 mm starke Röhrchen *R* in den hohlen Rahmenständer *A*. Da nun aber der letztere keine dichte Abschlussstelle mit der Grundplatte bildet, so wurde einfach der untere Teil des Ständers mit Cement ausgegossen.

Die Schmierung der Flächen geschah mit konsistentem Fett; letzteres wird in der Mitte der Führung *G* durch eine

Stauferbüchse eingeführt und soll sich durch die Schmier-
nuten (Fig. 28) auf die ganze Fläche verteilen.

Ein Bruch des Kreuzkopfes

lässt sich in seltenen Fällen reparieren.

8tes Beispiel.

Eine Dampfmaschine von

<i>Cylinderdurchmesser</i>	. . .	350 mm,
<i>Kolbenhub</i>	600 „ ,
<i>Umdrehungen</i>	80 pro Minute,
<i>Betriebsdruck</i>	6 Atm.

mit Schiebersteuerung und Bajonettrahmen (also Rundführung)
war ca. 3 Wochen in Betrieb, als eines Tages der Maschinist
durch unheimliche Schläge der Maschine sich veranlasst sah,
das Dampfeinlassventil schleunigst zuzudrehen; die Maschine
stand nach einigen Umdrehungen still.

Ein Konstruktionsfehler
veranlasste den Bruch des
Treibstangenkopfes. Durch
diesen Umstand gelangte auch
der Kreuzkopf zum Bruch.
Die Bruchstelle ist in Figur
30—31 mit *B* bezeichnet.
Bevor der Bruch eintrat, war
der Kreuzkopfkeil verbogen.

In solchen Fällen bestellt
man am besten beim Lieferanten
der Maschine telegraphisch:
„Einen neuen Kreuzkopf der
im Jahre gelieferten
Dampfmaschine“ und bestätigt
die Sache schriftlich mit Handskizze, damit keine Zeit ver-
loren geht.

Ein sich

lösender Kreuzkopfkeil

ist auch keine Seltenheit, besonders bei unrichtig ge-
wählter **Neigung** des Konus, mit welchem die Kolben-
stange in die Kreuzkopfnabe eingepasst ist, oder auch
unrichtige Neigung des Keiles selbst.

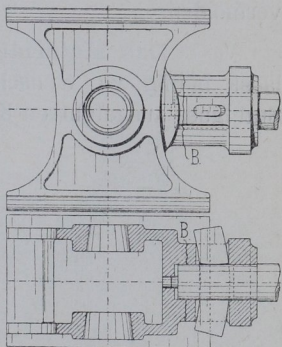


Fig. 30-31. Verbog. Kreuzkopfkeil.

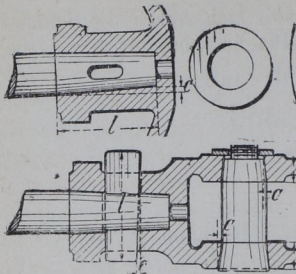


Fig. 33.

Kolbenstange im Kreuzkopf mit Keil

$$\text{Conicität } c = \frac{1}{24} l$$

Kolbenstangenkeil im Kreuzkopf

$$\text{Conicität } c = \frac{1}{40} l$$

Kreuzkopfbolzen im Kreuzkopf

$$\text{Conicität } c = \frac{1}{8} l$$

Es empfiehlt sich auch, am hinteren Ende des Keiles ein Loch für einen kräftigen Splint anzubringen, um beim Lockerwerden des Keiles ein Herausfallen desselben zu vermeiden.

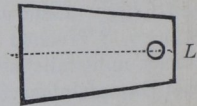


Fig. 34.

Das Material des Kreuzkopfes

lässt häufig zu wünschen übrig, besonders die in Stahlguss ausgeführten Kreuzköpfe zeigen nicht selten porösen Guss, wie in Fig. 35 angedeutet. Der Fabrikant klopft in diese porösen Stellen Blei ein, glättet die Stelle sauber und der Kreuzkopf erscheint marmoriert, wie solches bei Drehbankbetten ausgeführt wird.

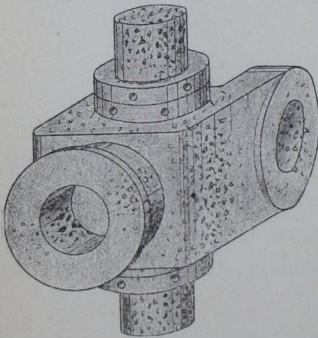


Fig. 35.

Poröser Kreuzkopf aus Stahlguss (die Gleitschuhe sind abgenommen).

Das Lösen des Kreuzkopfes von der Kolbenstange macht nicht selten Schwierigkeiten.

9tes Beispiel.

Eine Dampfmaschine von
 Cylinderdurchmesser . . . 1170 mm,
 Kolbenhub 1400 „

sollte demontiert und an anderer Stelle wieder aufgestellt werden. Bei dieser grossen Maschine bot nun das Lösen des Kreuzkopfes von der Kolbenstange die grösste Schwierigkeit.

Beide Teile mussten auseinander genommen werden, wie aber ist dies bei dieser Konstruktion (Fig. 36) möglich, ohne den Kreuzkopf zu beschädigen? In vorliegendem Falle war man nach Anwendung verschiedener anderer Hilfsmittel schliesslich dazu gezwungen, den überaus feststehenden Kreuzkopf in hochwarmem Zustande mit zwei Eisenrammen von dem genau cylindrischen Zapfen der Kolbenstange abzustossen, und zwar erfolgte das Rücken desselben von Anfang bis Ende bei grösstem Kraftaufwand nur millimeterweise, so dass selbstredend das Äussere des Kreuzkopfes (aus Schmiedeeisen gefertigt) sehr gelitten hatte.

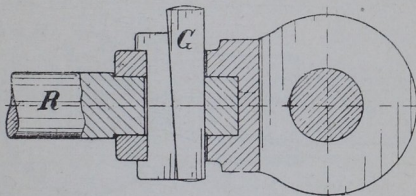


Fig. 36. Kreuzkopf.

Gerade bei Befestigung des Kreuzkopfes auf der Kolbenstange sollte neben der absoluten Betriebssicherheit aber auch auf leichtes Lösen der Teile Rücksicht genommen werden, da es ja doch öfter vorkommt, dass der Kolben repariert oder ausgewechselt werden muss, eine Arbeit, die stets Betriebsstörung verursacht, und die also in möglichst kurzer Zeit zu bewerkstelligen ist.

Sei es daher gestattet, von diesem Gesichtspunkte ausgehend einen Vergleich über die Zweckmässigkeit der gebräuchlichen Anordnungen zu ziehen.

Zumeist geschieht die Befestigung auf **cylindrischen** oder **konischen Zapfen** der Kolbenstange vermittelt eines **Keiles** oder **Geschlösses** (Fig. 36). Welche von beiden Arten verdient in der Praxis den Vorzug? An alten Maschinen findet man ausnahmslos den cylindrisch angedrehten Zapfen, und auch noch heute arbeiten viele und grosse

Fabriken nach diesem System, indem sie der Ansicht sind, dass ein cylindrischer Zapfen, bezw. ein cylindrisches Loch, richtiger herzustellen sei, resp. beide Teile richtiger ineinander eingepasst werden können.

Die Arbeit selbst ist höchst exakt auszuführen. Der Kolbenstangenzapfen muss stramm passend in die Kreuzkopfbohrung gehen, ohne in derselben festzusitzen, da sonst der Kreuzkopf später schwer abzubringen ist, bezw. die Keillöcher schwer aufeinander zu bringen sind.

Infolgedessen aber hat der Befestigungskeil die ganze Kolbenarbeit auszuhalten und muss deshalb stark konstruiert sein, wodurch natürlich wieder der Kolbenstangenzapfen geschwächt wird. Eine weitere Folge dieses Umstandes aber ist es, dass sich der Keil bezw. das Geschloss unter aussergewöhnlichen Stößen in der Maschine seitlich

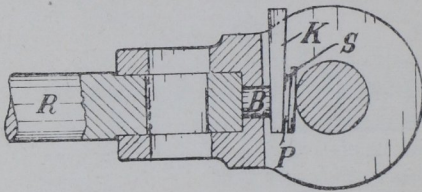


Fig. 37. Lösen von Kreuzkopf und Kolbenstange.

Es bedeutet: *K* Keil (Stahl), *S* Kupfer, *P* Passstück (Eisen), *B* Bolzen.

staucht, so dass derselbe mitunter nur unter den grössten Mühen entfernt werden kann, namentlich, wenn der Raum zwischen Fundament und Kreuzkopf beschränkt ist.

Gestauchtes Material in den Keillöchern und festgebranntes Fett thun dann noch ein Übriges, um die Arbeit des Kreuzkopfabnehmens zu einer überaus zeitraubenden und mühevollen zu gestalten. Als eine grobe Nachlässigkeit aber muss es bezeichnet werden, dass die Kreuzkopfbohrung nach der Bolzensseite, wie aus Fig. 36 ersichtlich, geschlossen ist, da man in diesem Falle das in Fig. 37 angedeutete Hilfsmittel durch Keile nicht anbringen kann, welches sich beim Abnehmen des Kreuzkopfes als ein sehr wirkungsvolles Mittel erweist, einfacher wenigstens, als wenn man denselben Effekt durch die Befestigungskeillöcher erzielen will.

Um **vieles leichter** gestaltet sich hingegen in den weitaus meisten Fällen das Abnehmen **conisch gebohrter Kreuzköpfe** (Fig. 38). Zwar sitzen dieselben fester auf der Stange, doch ist mit geringer Mühe durch **scharfes Erhitzen** des ersteren, und beständiges Kühlen der letzteren zwischen beiden Teilen soviel Temperaturdifferenz herzustellen, dass sich dieselben unter dem improvisierten Keildruck und einigen vorsichtig beigebrachten Hammerschlägen lösen, und einmal gelöst, steht ja dem vollständigen Abrücken des Kreuzkopfes nichts mehr im Wege. Dadurch aber, dass der letztere fester auf dem Zapfen sitzt, dient der Befestigungskeil gewissermassen nur zur Sicherheit, er ist also keiner

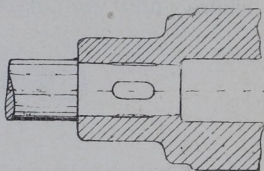


Fig. 38. Mit Konus eingepasster Kreuzkopf.

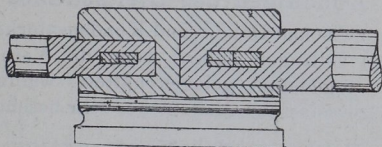


Fig. 39. Falsch eingepasster Gleitschuh.

Stauchung unterworfen und leicht herausnehmbar, ebenso kann sich aber auch in der Kreuzkopfbohrung kein verharztes oder verbranntes Öl bilden, da letzterem der Zutritt vollständig verschlossen ist.

Ob aber endlich ein **conisch** gebohrter Kreuzkopf nicht ebenso richtig aufzupassen ist, wie ein **cylindrisch** gebohrter, das dürfte denn doch eine offene Frage sein.

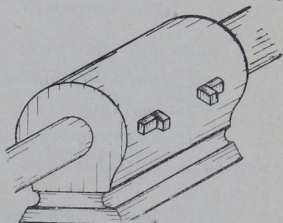


Fig. 40. Gleitschuh.

Wenn auch die conische Bohrung an und für sich nicht so richtig ausgeführt wird, wie die cylindrische als solche, so wird ja schliesslich in der Praxis keine von beiden haargenau richtig und ist bei dem Aufpassen eines conisch gebohrten Kreuzkopfes nur eine peinlichere und umfangreichere Schabearbeit zu beob-

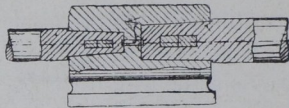


Fig. 41. Richtig, also mit Conus eingepasster Gleitschuh.

achten. In Erwägung aller dieser Umstände ist die **conische Bohrung** entschieden der cylindrischen **vorzuziehen**.

Wie leicht würde sich beispielsweise bei in Frage stehender Maschine das

Abnehmen des Gleitschuhes

(Verbindung zwischen Dampf- und Kondensator Kolbenstange, Fig. 39—40) vollzogen haben, wenn die Verhältnisse wie in Fig. 41 angedeutet gelegen hätten, während so das Äussere des gusseisernen Gleitstückes sehr beschädigt wurde.

Fehler in der Konstruktion

bezw. Ausführung können auch lang andauernde Betriebsstörungen veranlassen.

10tes Beispiel.

Eine Maschine von

<i>Cylinderdurchmesser</i>	. . .	600 mm,
<i>Kolbenhub</i>	1000 „
<i>Umdrehungen</i>	70 pro Minute,

war seit 2 Jahren im Betrieb und arbeitete zufriedenstellend.

Da eines Tages nach dem Ansetzen der Maschine (mittags) bemerkt der Maschinist Unregelmässigkeiten, springt zum Absperrventil, dreht dasselbe schnell zu, jedoch fast noch früher war die Maschine von selbst zum Still-

stand gekommen. Wie Fig. 42 zeigt, war die überaus kräftig konstruierte Treibstange verbogen. Der Zufall wollte es, dass gerade vom Lieferanten der Maschine ein Monteur zugegen war, welcher sich nun auch sofort daran gab, die Treibstange loszumachen. Dies war aber leichter gesagt, als gethan.

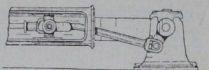


Fig. 42.
Gebogene Treibstange.

Nach Lösen der Lagerschalen am Kurbelzapfen und Entfernung des Kreuzkopfbolzens wurde mit Spann-

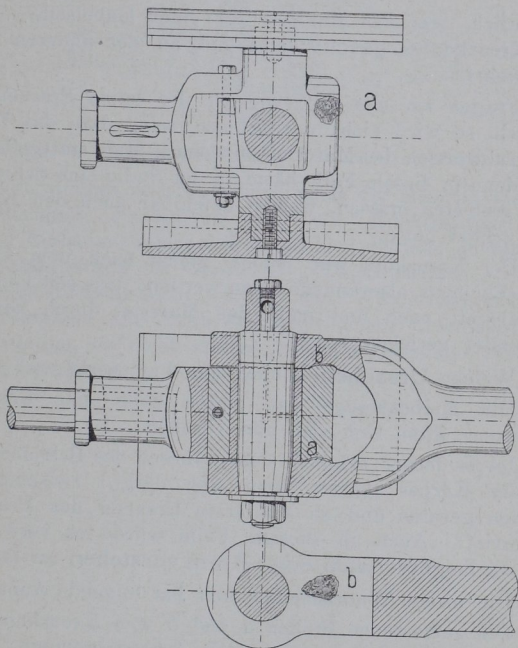


Fig. 43—45. Kreuzkopf und Gabel der Treibstange gefressen.

s chrauben ein Losziehen der gegabelten Treibstange vom Kreuzkopf versucht, was jedoch selbst nach zehnstündiger angestrenzter Arbeit **nicht gelang**. Ebenso wenig führte ein Anwärmen der Treibstange zu einem Resultat.

Es blieb nichts anderes übrig, als durch **Eintreiben von Meisseln** zwischen Kreuzkopf und Gabelstück letzteres aneinander zu treiben und mit Hilfe der Spanschrauben Kreuzkopf und Treibstange auseinander zu bringen.



Fig. 46. $\frac{1}{2}$ der natürl. Grösse.

Es zeigte sich nun eine wunderbare Erscheinung.

Die Gabeln der Treibstange und der Kreuzkopf waren 10mm ineinander gefressen und zwar wie aus Fig. 43—46

ersichtlich, war das Material der einen Gabelseite in das des Kreuzkopfes geschweisst und an der anderen Seite umgekehrt.

Fragen wir uns nun, wie ist die letzte Erscheinung möglich, so wird nicht anzunehmen sein, dass das Ineinanderschweissen des Materials mit einem Male stattgefunden hat; denn in diesem Falle hätte an der Stelle eine Schweiss-hitze eintreten müssen, welche unfehlbar auch den Kreuzkopf erhitzt hätte.

Der Kreuzkopf war jedoch gleich nach dem Unfall kalt. Es muss also angenommen werden, dass seit längerer Betriebszeit nach und nach das Material durch Fressen ineinander gerieben wurde.

Welche Ursachen können nun hier vorliegen?

Die Kolbenstange hat hinten noch eine Führung (Schlitten), kann sich also nicht drehen.

Ist es ferner möglich, dass während des Betriebes ein fremder Körper (harter Stein oder dergl.) zwischen die Flächen geraten und so die erste Ursache des Fressens hervorrief? Auch in diesem Falle würde es vorteilhaft sein, die Lagerschalen etwa 3mm vorstehen zu lassen.

Die meiste Wahrscheinlichkeit hat folgende Annahme:

Die gefressenen Stellen *a* und *b* vom Kreuzkopf und vom Gabelstück haben schon seit Inbetriebsetzung angelegen bzw. sich gerieben, die Flächen wurden immer rauer und schliesslich trat das erwähnte Festfressen ein.

Aber auch auf einen anderen Umstand sei hier noch aufmerksam gemacht. In der Abbildung Fig. 47 ist der Kreuzkopfbolzen mit einer Mutter versehen, durch welche der Bolzen fest in die Conusse gepresst wird.

Ist nun der Bolzen nicht ganz sauber eingeschliffen, die Mutter zu fest angezogen und das Gabelstück nicht aussergewöhnlich kräftig, so wird letzteres **zusammengezogen** (verspannt), und es kann derselbe Unfall eintreten wie vorher beschrieben.

Was die **Dauer der Betriebsstörung** durch den beschriebenen Unfall betrifft, so waren durch das Losnehmen der Treibstange bereits $1\frac{1}{2}$ Tag verloren. Der Transport

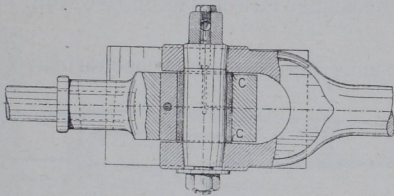


Fig. 47. Richtige Ausführung, Lagerschale vorspringend.

von Treibstange und Kreuzkopf nach der Maschinenfabrik, das Richten, Nachhelfen der Teile, Rücktransport und wieder Einbauen nahmen **4 Tage** in Anspruch, so dass der **Betriebstillstand** im Ganzen $5\frac{1}{2}$ Tage währte.

Selbstverständlich wurden vor Wiedereingangssetzung der Maschine alle Teile derselben genau untersucht, um festzustellen, ob nicht andere Teile der Maschine Schaden genommen hatten.



Die Kurbelwelle.

Ein **Bruch der Hauptachse** gehört zu den schwersten Unfällen; der Versuch, eine gebrochene Achse betriebssicher zu reparieren, ist wohl stets misslungen.

Die Ursache der meisten Achsenbrüche (abgesehen

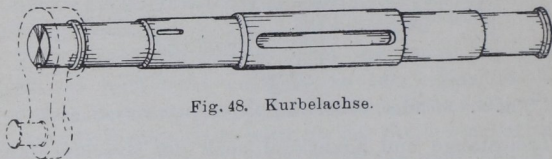


Fig. 48. Kurbelachse.

von sehr alten Maschinen) ist auf **fehlerhaftes Material** zurückzuführen.

11tes Beispiel.

Eine **Walzenzugmaschine** (mit einer Turbine gekuppelt) befand sich seit 6 Jahren in flottem Betriebe; angehängt waren drei Stück 550er Feinblechstrassen, und gab der Gang der Maschine zu keinem Bedenken Anlass, so dass man sich entschloss, **noch eine vierte Walzenstrasse** der Maschine aufzubürden.

Dieselbe war jedoch kaum einige Tage in Betrieb, als der Maschinist Unregelmässigkeiten an der Maschine bemerkte, jedoch noch bevor er die Maschine durch Absperrn des Dampfes zum Stillstand brachte, **brach die Kurbelachse** an der Stelle zwischen Schwungrad und hinterem Lager; infolgedessen schlug der Kranz des Seilchwungrades auf die Grube auf und erlitt dabei nicht unerheblichen Schaden.

In Fig. 49—51 ist die **Bruchstelle** der Achse eingezeichnet.

Der Achsenbruch selbst bot nun eine wunderbare, aber nicht seltene Erscheinung; wie Fig. 50—51 zeigt, ist die

Achse an der gebrochenen Stelle hohl, so dass das Material überhaupt nur an einem äusseren Ring von ca. 40 mm Breite, zusammenhing.

Wie ist nun die Höhlung in die Achse hineingekommen?

Um diese Frage zu beantworten, müssen wir uns den Gang der Herstellung einer solchen Achse vergegenwärtigen. Das Material derselben ist Flussmetall, die Entscheidung,

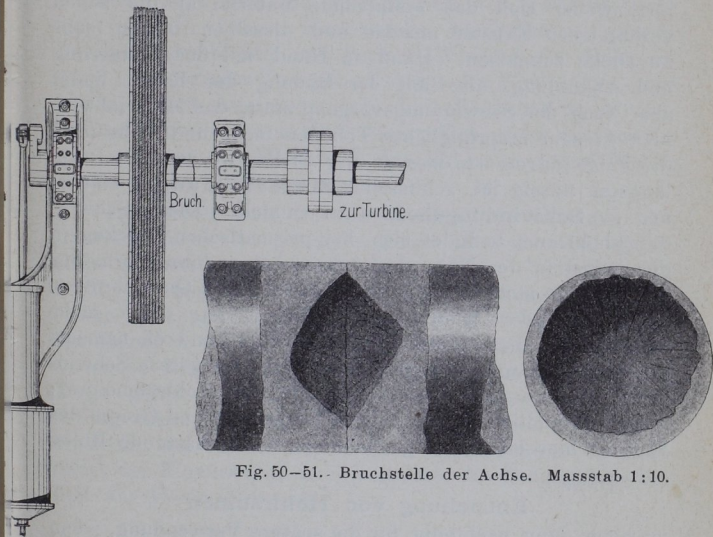


Fig. 50–51. Bruchstelle der Achse. Massstab 1:10.

g. 49. Achsenbruch einer Walzenzugmaschine.

ob Bessemer-, Thomas- oder Martinmetall, ist von nebensächlicher Bedeutung, da die Entstehung des Hohlraumes bei sämtlichem Flussmetall auf die nämlichen Ursachen zurückgeführt werden muss. Immer wird das flüssige Metall aus der Giesspfanne in gusseiserne Formen (sog. Coquillen) gegossen, in welchen dasselbe erstarrt. Diese gusseisernen Formen sind abgestumpfte Pyramiden, an den Ecken etwas abgerundet und nur sehr schwach verjüngt. Sie sind oben und unten offen und werden beim Giessen auf eine gusseiserne Platte als Unterlage gestellt.

Die Grösse der Blöcke richtet sich nach der Form und Grösse des Erzeugnisses und der Grösse des vorhandenen Kalibers. Diese Coquillen nehmen den flüssigen Stahl aus der Giesspfanne auf, und erkaltet derselbe zuerst an dem Umfange infolge der Wärmeentziehung durch die metallene Gussform; zugleich beginnt das erstarrte Material zu schwinden, d. h. seine Abmessungen beim Erstarren und des darauf erfolgenden Erkaltens zu verringern. Das Erkalten des Inhaltes schreitet immer mehr nach der Mitte des Blockes fort, wobei sich das erstarrende Material an die schon vorhandenen Krusten ansetzt und dieselben immer mehr an Dicke zunehmen. Hand in Hand mit der Erstarrung und Abkühlung, also mit der Bildung der Rinde, findet aber auch der Schwundvorgang statt, das Material verkleinert sein ursprüngliches Volumen mehr und mehr, und die Folge davon ist, dass an der Stelle, wo das Metall am längsten flüssig ist, schliesslich Materialmangel eintritt und ein **Schwundhohlraum** entsteht. Dieser Schwundhohlraum befindet sich bei prismatischen Blöcken in der Regel in der Nähe der Achse, bei anderer Form des Gussstückes stets in der Mitte des stärksten Querschnittes. Je grösser der Schwundkoeffizient ist, desto mehr machen sich diese Missstände bemerklich, und da namentlich hartes manganhaltiges Flussmetall eine grosse Schwund zeigt, so treten auch hier grössere Hohlräume auf; selbstverständlich spielen jedoch Temperatur und Grösse des Blockes hier eine wichtige, nicht zu unterschätzende Rolle.

Diese

Entstehung von Hohlräumen

ist auch dann nachtheilig für die spätere Verwendung, wenn das Material auch einer späteren mechanischen Bearbeitung in sehr erhitztem Zustande durch Schmieden, Walzen oder Pressen unterworfen wird, da diese Hohlräume durch genügenden Druck sich wohl zusammendrücken lassen, aber nur in den seltensten Fällen geschieht es, dass die Wände dieses luftleeren Hohlraumes hierbei zusammenschweissen.

Ist der auf das Arbeitsstück wirkende Druck ungenügend, so wird wohl eine Verringerung der Dimensionen des Hohlraumes stattfinden, aber verschwinden wird derselbe nicht. Nun ist aber das Flussmetall und namentlich der Flussstahl in niedrigerer Temperatur schmelzbarer als das Schweiss-

eisen, das letztere kann deshalb bei der mechanischen Bearbeitung viel höher erhitzt werden, eine viel kräftigere Schweisshitze erhalten, als das Flusseisen. Die Schlagwirkung des Hammerbärs ist deshalb bei dem **Schweisseisen** eine viel grössere, als bei dem Flusseisen. Beim Übergang zum Flusseisenbetrieb standen aber nur solche Hämmer zur Verfügung, deren Wirksamkeit wohl für Schweisseisen eine genügende war, sich aber bei den Formgebungsarbeiten für Flussmetall als unzulänglich erwiesen. Offenbar liegt hier ein solcher Fall vor. Das Material war ziemlich hartes Flussmetall, infolgedessen grosser Schwindungshohlraum und geringe Wirkung des Hammerbärs, also geringes Zusammendrücken des Hohlraumes, und hierzu kommt ausserdem noch, dass die Achse an der betreffenden Stelle durch Materialwegnahme sehr geschwächt war, so dass das Verhältnis des Hohlraumes zur Wandstärke um so misslicher wurde.

In neuerer Zeit ist die unzulängliche Wirkung des Dampfhammers bei grösseren Schmiedestücken aus Flusseisen allgemein erkannt worden und der Dampfhammer durch die langsamer, aber ruhiger und in längerem Zeitraume wirkende **Schmiedepresse** ersetzt worden, wobei die einzelnen Gefügeteilchen des Arbeitsstückes der stattfindenden Einwirkung bis in die Mitte des Querschnittes Folge geben können, während beim Dampfhammer die Schlagwirkung sich nur auf die äusseren Teile des Stückes erstreckt und um so ungünstiger ist, je geringer die Zeitdauer der Einwirkung, d. h. je grösser die Endgeschwindigkeit des Hammerbärs ist.

12tes Beispiel.

Ein neu montiertes Walzwerk wird von einer ebenfalls neu in Betrieb genommenen **Reversier-Walzenzugmaschine** angetrieben, die ganze Anlage war erst seit wenigen Wochen in Betrieb, als eines Tages die 350 mm starke **Hauptachse der Walzenzugmaschine** brach, wie Fig. 52 zeigt. Dieser Achsenbruch war insofern von besonderem Interesse, als die Bruchfläche Fig. 52 nicht, wie bei den meisten Achsenbrüchen, senkrecht zur Achse selbst, sondern eine **schräge Richtung** genommen hat. Infolgedessen wurde durch die ungleichen Geschwindigkeiten beider Achsenflächen (die Dampfmaschine drehte sich nämlich noch weiter, während das abgebrochene

Stück der Hauptachse, auf welcher das eine Zahnrad sitzt, durch die Widerstände im Walzwerk bereits still stand) das Walzwerk 150 mm nach rechts und die Dampfmaschine 4 mm nach links gedrückt.

Der Unfall rief, ausser Neumontierung der Dampfmaschine und des Walzwerks, Richten der verbogenen Treibstange der Dampfmaschine, Einsetzen einer vorhan-

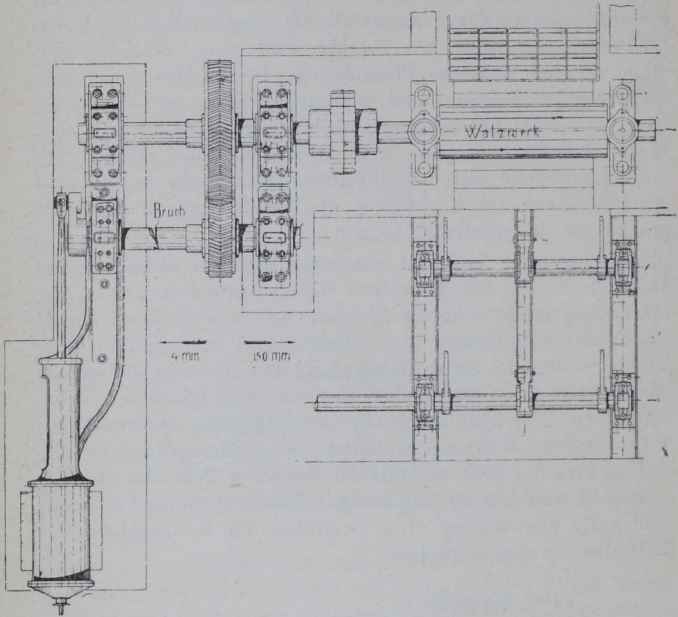


Fig. 52. Achsenbruch.

denen Reserveachse, sonst keinerlei Schäden hervor, so dass der Betrieb in ca. 10 Tagen wieder aufgenommen werden konnte.

Die Ursache war auch hier wieder eine Höhlung in der Achse, so dass letztere an der Bruchstelle nur einen ringförmigen Querschnitt von ca. 15—20 mm Wandstärke aufwies.

Der Bruchquerschnitt der Achse eines ähnlichen Unfalles ist in Fig. 53 massstäblich gezeichnet.

Da die erwähnten Unfälle weit schwerere Folgen hätten haben können, so wird mancher fragen: Gibt es denn kein Mittel, die Fehler schon bei der Bearbeitung der Achse zu erkennen? Verrät uns der Klang durch Schlagen mit dem Hammer an verschiedenen Stellen des Wellenumfanges nicht die Hohlung? Die letzte Frage wird von Sachverständigen verneint.

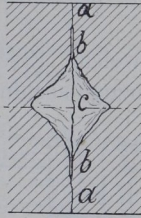


Fig. 53.

Genauere Form der Hohlung. Massstab 1:10.

Es giebt bis jetzt nur eine Methode, sich von der Güte der Achse zu überzeugen, und diese ist bei Schiffsmaschinen schon längst gebräuchlich. Die Achsen der Schiffsmaschinen für Seedampfer werden in ihrer ganzen Länge durchbohrt. Die Arbeit ist durchaus nicht so schwierig, wie es dem Laien vielleicht erscheint. Sie bietet jedoch den Vorteil, dass Hohlungen wie die erwähnten schon in der Werkstatt erkannt und eine derartige Achse überhaupt keine Verwendung findet. — Da der Kern der Achse auf die Festigkeit derselben fast keinen Einfluss hat, so findet eine Schwächung durch das Ausbohren nicht statt.

Die gekröpfte Kurbelachse.

Gekröpfte Kurbelachsen finden besonders für stehende und kleinere liegende Maschinen Anwendung.

Für Maschinen, welche Erschütterungen zu ertragen haben (Walzenzugmaschinen) und solche, bei



Fig. 54. Gekröpfte Kurbelachse.

denen die ganze Maschine nicht starr mit Fundament verbunden ist (Schiffsmaschinen), ist die aus einem Stück hergestellte gekröpfte Kurbelachse unzulässig. Falsche Anwendung bezw. Konstruktion kann sehr leicht Achsenbruch zur Folge haben, wie nachstehender Fall zeigt.

13tes Beispiel.

Es handelt sich um zwei vollständig voneinander unabhängige stehende Eincylindermaschinen, die zum direkten Betriebe einer **Pumpenanlage** vor ca. $1\frac{1}{2}$ Jahren geliefert waren. Die Abmessungen der Maschinen und Pumpen sind folgende:

<i>Dampfcylinderdurchmesser</i>	400 mm,
<i>Hub</i>	400 „
<i>Pumpenkolbendurchmesser</i>	492 „
<i>Hub</i>	350 „
<i>Tourenzahl n</i>	50 pro Minute,
<i>Dampfdruck</i>	7 <i>Atm.</i>

Jede Maschine betreibt, wie aus Fig. 55 ersichtlich, zwei Pumpen und sollen je zwei Pumpen pro Minute 6300 l Wasser auf eine Förderhöhe von 16 m drücken.

Im Anfange vorigen Monats sind nun an beiden Maschinen (nach Aussage des Maschinisten zu gleicher Zeit) die Kurbelwellen an der in Fig. 56—57 mit *a* bezeichneten Stelle gebrochen.

Während bei der einen Welle der Riss nur bis zur Hälfte der Wange geht, war bei der anderen der Zusammenhang gänzlich unterbrochen, so dass diese Maschine gänzlich ausser Betrieb gesetzt werden musste.

Bei Untersuchung der Maschinen fand sich, dass der obere Kreuzkopfzapfen ziemlich rissig war. Sonstige Deformationen zeigten sich nicht.

Es hatte dies wohl seinen Grund darin, dass die **Central-Schmierung** absolut nicht funktionierte wegen des langsamen Ganges der Maschinen; denn dieselben machten statt der vorgeschriebenen 50 Touren nur 15 pro Minute. Die Maschinen sind nach Aussage des Maschinisten immer gleich lange in Betrieb gewesen, es könnte höchstens um 24 Betriebsstunden differieren. Ferner ist der Riss überhaupt erst beim Stillsetzen der Maschinen bemerkt worden, doch will der Maschinist schon länger beobachtet haben, dass beide Kurbeln je nach ihrer Stellung einmal zusammengedrückt und dann wieder in entgegengesetzter Stellung auseinander gezogen wurden. — Ein Blick auf Fig. 56 zeigt uns, dass die Wellen an der Seite gebrochen sind, wo sich die Excenter befinden. Die Lager befinden sich auf beiden Seiten gleich neben den Kurbeln, und ist also das Schwungrad, in welches der Zapfen für den Angriff der Kolbenstange für die Pumpe excentrisch

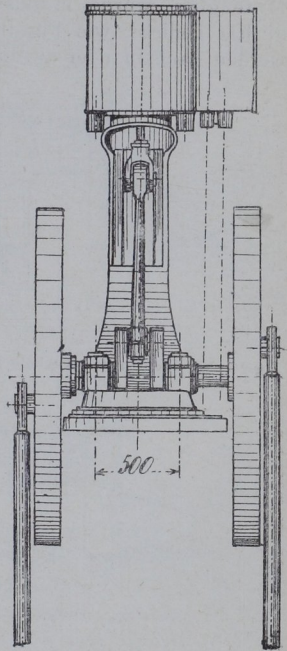


Fig. 55. Pumpmaschine.

eingesetzt ist, an der Excenterseite bedeutend weiter vom Lagermittel entfernt, als auf der andern Seite der Welle. Es ist dies wohl Grund dafür, dass die Wange auf dieser Seite brach, weil eben der Hebelarm hier ein viel grösserer ist.

Die Welle, bei der der Riss nur ungefähr bis zur Mitte ging, wurde mittelst eines Schrumpfung-Ringes notdürftig geflickt, wie Fig. 56—57 zeigt. Beide Maschinen werden nacheinander abgebrochen und so umgebaut, dass

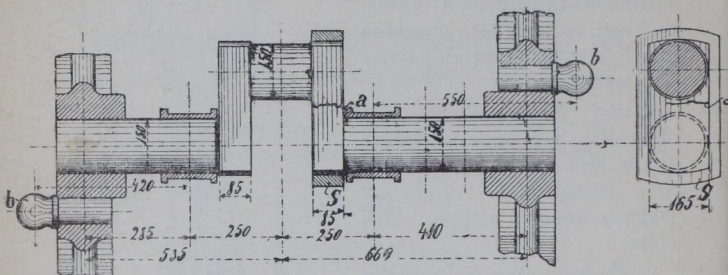


Fig. 56—57. Riss in der Kurbelachse *a*. Reparatur durch Strumpfband *S*.

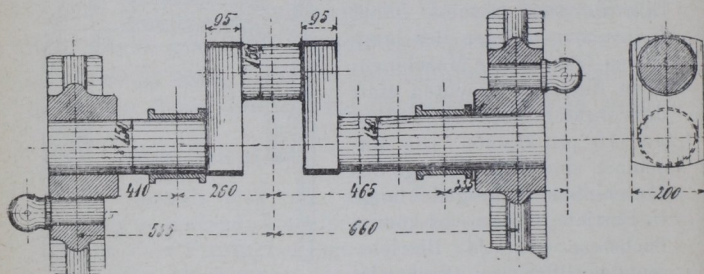


Fig. 58—59. Neue Kurbelachse (verstärkt) und Lagerentfernung vergrössert.

erstens eine neue, in den Schenkeln bedeutend stärkere Welle (Fig. 58—59), zweitens eine neue Grundplatte, neue Excenter, Excenterstangen und Führungsböcke für jede erforderlich werden. — Das Lager an der Schieberkasten-seite wird hinaus gerückt bis unmittelbar vor das Schwungrad, so dass die Excenter einwärts zu sitzen kommen; natürlich müssen letztere übersetzt werden, was mittelst Schwinge bewerkstelligt wird.

Die neue Kurbelwelle erhält die in Fig. 58—59 eingeschriebenen Dimensionen.

Auch die neue Achse entspricht durchaus nicht den praktischen Erfahrungen. Betrachten wir die Kurbelachsen von Dampfmaschinen mit gekröpfter Kurbelachse, so weisen dieselben viel grössere Lagerentfernungen auf, auch wird überall dafür Sorge getragen, dass die Schwungräder mög-

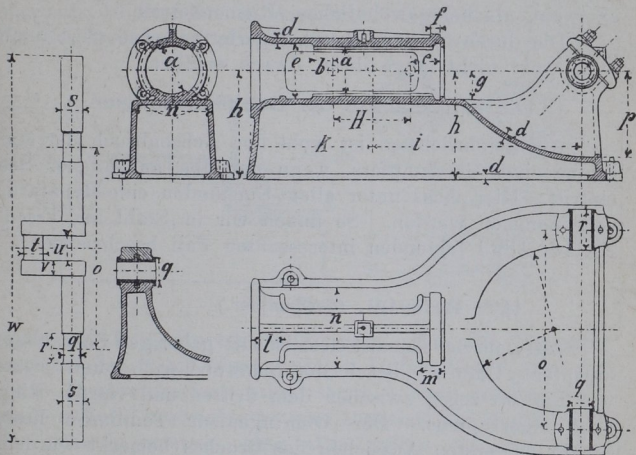


Fig. 60—64. Dampfmaschine mit gekröpfter Welle.

lichst dicht an den Hauptlagern sitzen. Besser (und in neuerer Zeit auch bei kleinen Maschinen vielfach angewandt) bewährt sich die Anordnung von drei Hauptlagern. Vergleichen wir die besprochene Maschine mit den üblichen Ausführungen der Dampfmaschinen, so ergibt sich folgendes:

	Cylinder- durch- messer	Lager- durch- messer <i>q</i>	Lager- ent- fernung <i>o</i>	Lagerentfernung $\frac{o}{q}$ Lagerdurchmesser	
Normale Maschine	90	45	410	9	
„ „	110	50	450	9	
„ „	150	65	580	9	
„ „	200	80	720	9	
besprochene Maschine	alte Achse	400	150	500	3,3
		neue Achse	„	„	720

Betrachten wir die Rubrik $\frac{o}{p}$, so fällt schon das ungünstige Verhältnis der besprochenen Pumpmaschine ins Auge. Auch nach dem Einbauen der neuen Achse dürfte ein sicherer Betrieb nicht erreicht werden.

Gerade beim Antrieb der Pumpen treten Stösse viel eher ein, als bei gewöhnlichem Riemenbetrieb.

Die durch Schrumpfband reparierte Achse wird dann auch wohl nicht lange ihren Zweck erfüllen.

Die Kurbelachse der Schiffsmaschinen.

Am gefährlichsten ist wohl der Achsenbruch der Maschine eines Seedampfers, wenn derselbe auf offener See eintritt. Hier muss unter allen Umständen eine Reparatur vorgenommen werden. So finden wir in „Stahl und Eisen“ Nr. 18, 1893 folgenden interessanten Fall beschrieben:

14tes Beispiel. (Seedampfer.)

Auf dem der Cunard-Gesellschaft gehörigen Schraubendampfer „Umbria“ brach die Schraubenwelle, und zwar, wie Fig. 65 zeigt, zwischen dem dritten und vierten Ring des Lagerzapfens. Der Obergeringenieur Tomlinson liess, sobald die ersten Anzeichen des Bruches bemerkt wurden, die Maschine abstellen und eine sorgfältige Untersuchung vornehmen, bei welcher sich herausstellte, dass der Bruch längs des Hebels nahe an dem einen Ringe sich hinzog, dann diagonal zum nächsten Ringe und von hier noch ein Stück in der entgegengesetzten Richtung zurückging.

Um die Welle wieder gebrauchsfähig zu machen, wurden durch die zwei benachbarten Ringe je drei Löcher gebohrt, was bei dem beschränkten Raume eine **mühsame Arbeit** war, da immer nur fünf Mann gleichzeitig arbeiten konnten. Dieselben wechselten Tag und Nacht gruppenweise ab, und wurde auf diese Weise **72 Stunden lang ununterbrochen** gearbeitet.

Nachdem die Löcher fertig gebohrt waren, legte man ein Zugband um die gebrochene Stelle, steckte hierauf drei starke Schraubenbolzen durch die Löcher und zog mittels zweizölliger Schraubenmuttern die beiden Teile zusammen. Um die ganze Verbindung noch weiter zu sichern, legte man um die Ringe und den Hals zwei entsprechende Zugbänder, Fig. 66—67. Überdies wurde noch eine starke

Kette um die Welle geschlungen und erstere, wie Fig. 65 zeigt, an dem oberen Träger befestigt.

Am Morgen des 27. Dezember war die Reparatur beendet; man machte einen ersten Versuch, indem man die Maschine nur langsam laufen liess, aber zwei Stunden später brach einer der Bolzen. Die Auswechslung nahm abermals 16 Stunden in Anspruch. Nunmehr gelang es, die Geschwindigkeit allmählich auf $8\frac{1}{2}$ Knoten und dann

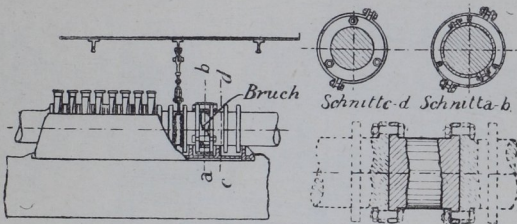


Fig. 65—68.

sogar auf $10\frac{1}{2}$ Knoten zu steigern. Am 30. Dezember erreichte das Schiff ohne weiteren Unfall New-York. Die ganze Reparaturarbeit nahm somit 4 Tage in Anspruch. In New-York beabsichtigte man zunächst die Welle durch eine neue zu ersetzen, ging aber später, da dieselbe in Amerika den dreifachen Preis gegenüber England gekostet hätte, wieder davon ab und besserte die alte Welle in der Weise aus, dass man das gebrochene Stück herauschnitt und durch ein entsprechendes Stahlstück ersetzte, das von dem zweiten bis zu dem fünften Ringe reichte und an beiden Enden Flanschen hatte, die durch Schrauben mit den benachbarten Ringen verbunden wurden (Fig. 68).

Wenn **Achsenbrüche** an zwei gleichen noch nicht alten Maschinen an derselben Stelle eintreten, so kann man fehlerhafte Konstruktion und mangelhafte Ausführung annehmen.

15tes Beispiel. (Flussdampfer.)

Die Anordnung der Kurbeln dieser zwei fraglichen Dampfer ist in Fig. 69—70 dargestellt.

Die Kurbel der Hochdruckseite und der Niederdruckseite sind durch eine sogenannte Schleppkurbel verbunden.

Die Hauptdimensionen sind folgende:

Durchmesser des Hochdruckcyinders . . .	450 mm,
„ „ Niederdruckcyinders . . .	800 „
Gemeinschaftlicher Kolbenhub	800 „
Arbeitsdruck	6 Atm.

Alter der Maschinen 5 und 8 Jahre.

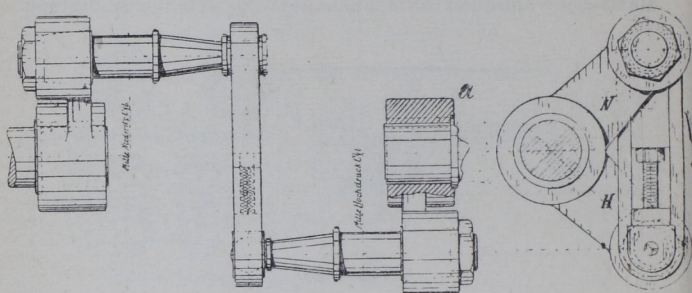


Fig. 69–70. Anordnung der Kurbeln. Massstab 1:18.

H bedeutet Hochdruck-, *N* Niederdruckkurbel.

Bei den ersten Umdrehungen der Maschine während der Abfahrt von Uerdingen brach die Welle des einen Dampfes. Der Bruch trat dicht an der Kurbel ein (s. Fig. 69 bei *a*) und ist die Bruchfläche in Fig. 71 dargestellt.

Unter ähnlichen Umständen brach im September des Jahres 1893 die Welle der Schwestermaschine an der-

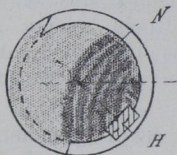


Fig. 71.

Bruchfläche der einen Maschine.

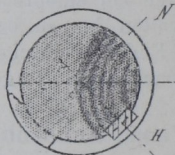


Fig. 72.

Bruchfläche der Schwestermaschine.

selben Stelle und ist die Bruchfläche in Fig. 72 dargestellt.

Die dunkelen Stellen in Fig. 71 und 72 sind augenscheinlich alte Brüche und machen den Eindruck, als wenn sie sich nach und nach erweitert hätten, während die hellen Stellen in den Figuren einen gesunden, kernigen Bruch zeigen.



Das Hauptlager (Kurbelwellenlager).

Beschädigte Lagerläufe haben meistens Heisslaufen der Lager und Stossen der Maschine zur Folge, wegen

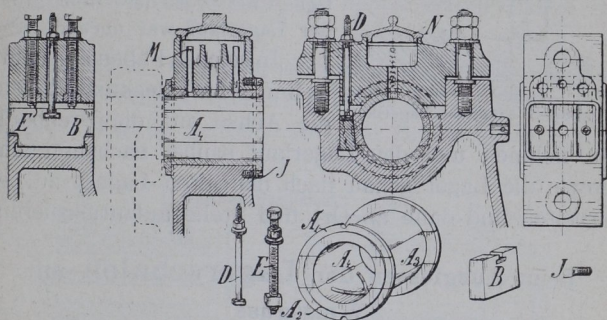


Fig. 73–81. Hauptlager gebräuchlicher Konstruktion für Horizontalmaschinen.

A Lagerschalen, B Stellkeil, D Stellschraube, E 2 Druckschrauben, J Arretierstifte der Lagerschalen, M Schmierröhrchen, N Schmiertopfdeckel.

der rauhen Beschaffenheit der Laufflächen darf man die Lager nicht genügend fest anziehen, da sonst Festbrennen eintritt.

Das Nachfeilen und Nachschlichten eines solchen Lagerlaufes an Ort und Stelle führt in den meisten Fällen zu keinem Resultat. Die Achse wird etwas unrund, ein Schlag ist unausbleiblich, selbst wenn man auch die Lagerschalen mit grösster Genauigkeit erneuert.

16tes Beispiel. (Gefressener Lagerlauf.)

Eine 60pferdige Maschine zeigte den in Fig. 82–83 dargestellten gefressenen Lagerlauf. Die Vertiefungen der eingefressenen Riefen betragen bis zu $\frac{3}{4}$ mm. Die Lagerschalen selbst waren auch in äusserst schlechtem Zustande.

Man beschloss die Anfertigung neuer Lager und das Nacharbeiten des Lagerlaufes an Ort und Stelle. Zu letzterer Arbeit waren zwei Mann Tag und Nacht thätig und führten diese Arbeiten so genau wie möglich aus.

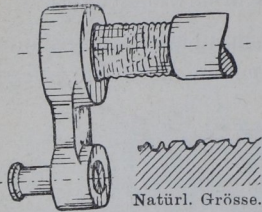


Fig. 82—83. Gefress. Lagerlauf.

Nach Wiederinbetriebsetzen der Maschine zeigte sich ein Stossen der Maschine, viel heftiger, als vor der Reparatur; der Lagerlauf war unrund.

In solchen Fällen erscheint es immer am zweckmässigsten, die Achse auf die Drehbank zu nehmen und den Lagerlauf sauber nachzudrehen, sowie die Lager genau nach den alten Lagern zu bearbeiten und dann an Ort und Stelle aufzutuschieben.

Beim Ausgiessen der Lagerschalen mit Weissguss

soll man vorsichtig zu Werke gehen und die Schalen genügend erwärmen. Bei nicht sachgemäss ausgegossenen Lagern kann während des Betriebes eine Bewegung des Weissmetalls bei *n* Fig. 84 a beobachtet werden. Die Ausführung nach Fig. 84 soll das erwähnte Übel beseitigen.

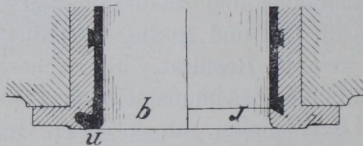


Fig. 84.

Fig. 84 a.

Es ist auch gestattet, das Lager an Ort und Stelle mit Weissguss auszugiessen; mir sind verschiedene Fälle bekannt, wo dieses ohne Schwierigkeit gelang. Es gehört jedoch Übung dazu.

Das **Ausgiessen des Lagers** mit Weissguss.

Schwungradwellenlagern, welche direkt in dem Rahmen ausgegossen werden, ohne dass man dieselben nachher ausbohrt, begegnet man hin und wieder, dieselben sind zumeist zweiteilig, seltener dreiteilig. Auch hier werden die Nuten zum Festhalten des Metalles rechtwinkelig eingegossen und später spitzwinkelig gearbeitet.

Nachdem der Deckel eingepasst ist, wird das Lager auf der Bohrbank *rauh* ausgebohrt, die beiden Ränder *a* und *b* Fig. 85 gedreht und auf Breite geschnitten,

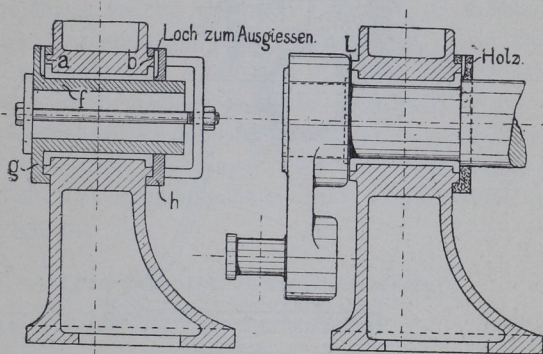


Fig. 85. Fig. 86. Ausgiessen der Lager mit Weissguss.

sodann werden Passstücke *c*, *d* und *e* Fig. 87 für den Anzug, und Bleche, um das Lager mehrteilig zu behalten, eingelegt (die Bleche müssen mit Durchlässen für das Metall versehen sein), der Dorn *f* Fig. 85, um welchen das Lager ausgegossen werden soll, wird mittelst Schrauben und Spanneisen befestigt.

Da die Ränder *a* und *b* Fig. 85 gedreht sind und die beiden Flanschen *g* und *h* genau darauf schliessen, so ist das Lager nach dem Guss **wagrecht** und **rechtwinkelig** zu erwarten. In den beiden Flanschen

g und *h* befindet sich ein Loch zum Eingiessen des Metalles. Der Rahmen mit Deckel wird gut angewärmt, und der Guss geht in erwähnter Weise vor sich. Nach dem Erkalten wird der Dorn herausgetrieben, die Durchlässe durchschnitten, der Deckel abgeschraubt und die Welle eingeschabt.

Ist ein solches Lager nun unbrauchbar geworden, so kann dasselbe an **Ort und Stelle ausgegossen** werden. Man hebt die Schwungradwelle soviel an, dass man das alte Metall mit Hammer und Meissel

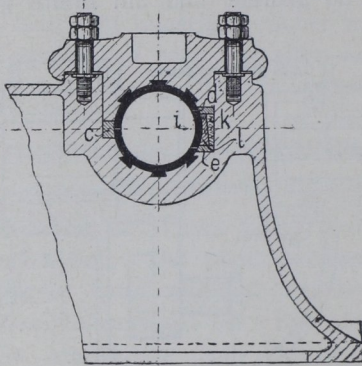


Fig. 87.
Ausgiessen der Lager.

bequem aus dem Rahmen entfernen kann. Excenter oder Steuerräder werden dann bei Seite geschoben (wenn zweiteilig, ganz entfernt), die Welle wird in zwei kräftigen Balken gelagert und genau ausgerichtet. Darauf legt man Passstücke *c*, *e* und *d* Fig. 87 und Bleche, welche mit Löchern zum Eingiessen versehen sind, auf dieselben ein. An der Schwungradseite wird eine zweiteilige **Holz-scheibe**, wie in Fig. 86 gezeichnet, angebracht, der **Rahmen angewärmt** und die Kurbel sowie Holz-scheibe gut mit **Lehm** verschmiert, die

Bleche tüchtig belastet, und der Guss für den unteren Lagerteil kann beginnen.

Ist dies geschehen, so wird das Metall nach dem Erkalten und der Entfernung der Bleche bis auf halbe Höhe der Passstücke abgearbeitet, Bleche, wie in Fig. 87, zwischengelegt, wovon nur das Blech *d* mit Durchlässen versehen ist, der Lagerdeckel aufgeschraubt, angewärmt und verschmiert, und der Einguss geht auf der Schwungradseite vor sich, wozu sich in der Holzscheibe das Loch befindet.

Nach Vollendung des Gusses werden zwei schlanke Flachmeissel unter den Lagerdeckel getrieben, um die Durchlässe, welche mit dem Lagerteil in Verbindung stehen, zu sprengen. Darauf hebe man den Deckel ab, entferne das Passstück *d*, ziehe den Stellkeil *k* heraus (in demselben befinden sich zwei Löcher mit Gewinde), drücke den Stellkeil *l* zurück, und der Lagerteil *i* ist frei. Das Lager wird nun ausgeschabt, auf-tuschiert, zusammengebaut, und die Maschine kann rundgehen.

17tes Beispiel. (Compoundmaschine.)

Durchmesser des Hochdruckcyinders . . .	360 mm,
„ „ Niederdruckcyinders . . .	540 „
Kolbenhub	710 „
Umdrehungen	80.

Hauptlager der Hochdruckseite.

Ein Warmlaufen des Hauptlagers vom Tage der Inbetriebsetzung an, sowie ein eingetretenes Heisslaufen desselben (sogar bei nicht voller Belastung), liessen auch hier einen Ausführungsfehler vermuten.

Nach Abheben des Lagerdeckels fand sich denn auch eine wunderbare Ausführung. Die Lagerschalen schliessen an dem äussersten Umfang des Kragens bei *a* (Fig. 88 u. 89) dicht an die Nabe der Kurbel an, während sie unten Spiel haben.

Fig. 89 zeigt ferner, dass die Nabe der Kurbel 1 mm von dem Ansatz der Achse zurückspringt.

Nebenbei sei noch bemerkt, dass man das scharfe Eindrehen der Achse stets vermeidet. Als das oben erwähnte Fressen der Flächen *a* eingetreten, wurde der Kragen der oberen Hälfte der Lagerschalen etwas nachgefeilt; es ist jedoch unbedingt nötig, dass die Hauptlager

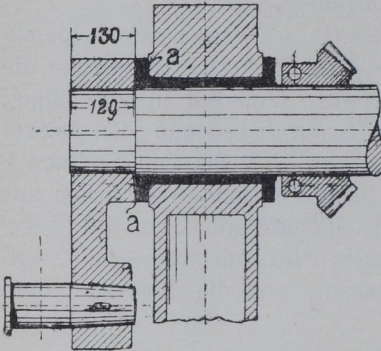


Fig. 88. Hauptlager der Hochdruckseite.

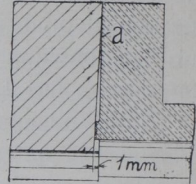


Fig. 89.
Falsche Ausführung.

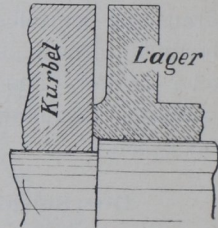


Fig. 90.
Richtige Ausführung.

herausgenommen und auf der Drehbank nach Fig. 90 nachgearbeitet werden, da sonst ein Heisslaufen und Fressen zu jeder Zeit wieder eintreten kann.

18tes Beispiel, (Stehende Maschine.)

Wie geduldig überhaupt ein Hauptlager sein kann, zeigt folgender Vorfall:

Eine vertikale Maschine von

<i>Cylinderdurchmesser</i>	. . .	= 550 mm,
<i>Kolbenhub</i>	= 600 „
<i>Dampfüberdruck</i>	= 7 <i>Atm.</i>

war 9 Jahre im Betrieb und that ihre Schuldigkeit (abgesehen von etwas Schlag im Hauptlager) vollständig, obwohl

sie für ihre Grösse überlastet war. Endlich wurde der Schlag in dem zweiteilig ausgeführten Hauptlager immer stärker, man sah, wie die Welle an der Kurbelseite bei jedem Hub hin und her zuckte.

Diese Wackelei der Hauptachse und der damit verbundene Schlag gaben Veranlassung zum Einbauen neuer Lagerschalen. Die alten Lagerschalen zeigten nun eine wunderbare Form, wie in Fig. 92 dargestellt.

Die Schalen hatten an einigen Stellen eine Wandstärke von 0,6 mm. Eine genaue Untersuchung ergab ferner, dass die Ursachen des Defektwerdens der Lagerschalen weniger im Verschleiss, als im Zerdrücken des Lagermaterials zu suchen war.

Das Material hatte sich gestaucht und gestreckt, und weshalb?

Die Auflagefläche an der äusseren Lagerschale war zu klein.

(Dieser Fehler findet sich nur zu häufig bei Lagern. Es wird ihm aber zu wenig Aufmerksamkeit geschenkt;

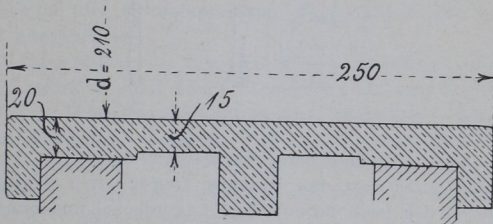


Fig. 91. In neuem Zustande.

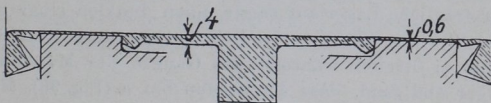


Fig. 92. Nach 9jährigem Betrieb.

man untersucht die Schalen nicht weiter und meint, sie sind verschlissen.)

Was lernen wir aus dem oben genannten Vorfall?

Die Schalen aller Lager, bei denen eventuell Stösse auftreten können, müssen möglichst mit ihrer ganzen äusseren Breite auf dem Lagerkörper aufliegen, alle Aussparungen sind zu vermeiden.

Das hintere Lager.

Die Thatsache, dass sich bei einem längere Zeit warm gelaufenen Lagerlauf am Umfang in der Längsrichtung der Achse eine Anzahl **Risse** zeigen, ist den älteren Monteuren und Ingenieuren längst bekannt. Ebenso war man sich klar, dass die genannten Risse wesentlich zum weiteren Heisslaufen des Lagers beitragen. In vielen Fällen liess sich durch Verstemmen oder Verfeilen der Risse ein günstiges Resultat in Bezug auf das Heisslaufen erzielen.

Herr Riemer behandelt in der Zeitschrift des Ver. deutsch. Ing. 1895 Nr. 22 diesen Gegenstand ausführlicher und kommt zu dem Schluss, dass die erwähnten Risse lediglich durch den häufigen **Temperaturwechsel, welchem die Oberfläche des Zapfenlaufes** unterworfen ist, ihre Ursache haben.

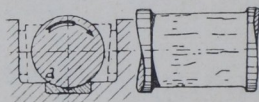


Fig. 93-94. Lagerlauf mit Längsrissen.

Um den Vorgängen beim Heisslaufen näher auf die Spur zu kommen, liess man das **hintere Lager** einer Walzenzugmaschine (Druck nach unten) ohne Lagerdeckel und ohne seitliche Lagerschalen laufen.

Der fragliche Lagerlauf zeigte einen dunklen rings herumlaufenden Streifen, welcher ziemlich trocken war. Herr Riemer folgte diesem Streifen während des Ganges der Maschine mit dem Finger und fand, dass der Zapfen bei *a* (Fig. 93), also an der Stelle, wo er aus der Lagerschale heraustrat, ganz heiss sich anfühlte. Dagegen war oben und an den Seiten des Zapfens nichts von hoher Erwärmung zu merken. Den Vorgang erklärt Herr Riemer folgendermassen: In der Unterschale an einer Stelle von nur geringem Umfange ist eine ungewöhnliche Reibung die Quelle einer kleinen Wärmemenge, die jedoch zu hoher Temperatursteigerung führt. Diese Wärmemenge war so klein, dass sie schon während der Zeitdauer einer halben Umdrehung in der grossen Masse des Wellenschenkels fast ganz wieder verschwand. Es fand während jeder Umdrehung an

jedem Punkte dieses Streifens eine heftige Erwärmung und rasche Wiederabkühlung der Teilchen zunächst der Oberfläche statt. Es entstehen also am Umfang des Zapfens schnell wechselnde Zug- und Druckspannungen; diese Anstrengung kann das Material nicht ertragen, und es bilden sich die in Fig. 94 angedeuteten Risse.

Die Entstehung dieser Längsrisse hat mit dem zur Achse verwendeten Material nichts zu thun, ist also lediglich eine Schmierfrage. Man soll in solchen Fällen die Längsrisse aufhauen, den darin befindlichen Schmutz auskratzen, sie durch

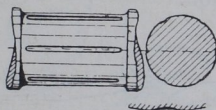


Fig. 95—97. Längsnute in neuer Achse.

Beitreiben des aufgewulsteten Materials zustemmen und unbekümmert um die so entstandenen Vertiefungen den Achslauf sauber abschlichten.

In dem Aufsatz ist u. a. ein Beispiel angeführt, wie bereits in den Lagerlauf einer neuen Achse von 500 mm Durchmesser und 720 mm Länge sechs Längsnuten von 25 mm Breite eingearbeitet wurden. Diese in Fig. 95—97 gezeichnete Methode hat sich vorzüglich bewährt in den Fällen, bei welchen der Achsendruck nach unten gerichtet ist, wie bei dem hinteren Lager der Walzenzugmaschine.

Die erwähnten Nuten wirken als Schöpfwerk des Schmiermaterials und bewirken somit ein gutes, regelmässiges Schmieren der unteren Lagerschale.

Die Kurbel.

Hier können besonders drei Umstände eintreten:

1. das **Lockerwerden** der Kurbel auf der Achse,
2. **Bruch** der Kurbel,
3. **Federn** (Zittern) der Kurbel infolge zu schwacher Konstruktion.

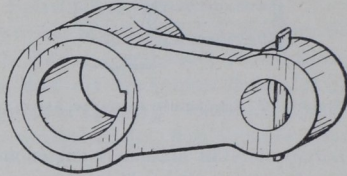


Fig. 98. Kurbel.

Sehen wir von gusseisernen Kurbeln ab, welche nur noch bei einigen ganz alten Maschinen vorzufinden sind.

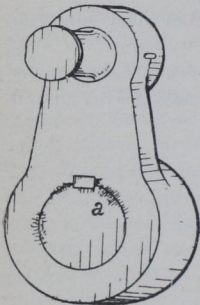


Fig. 99. Sogen. blutende Kurbel.

Die Kurbeln werden **warm auf die Achse** aufgezogen; dadurch kommt dieselbe so fest zu sitzen, dass der Keil nur der Sicherheit wegen eingebracht wird.

Leider geschieht das Aufziehen häufig in sehr leichtfertiger Weise, und die Kurbel wird nach kurzer Betriebszeit locker.

Bei einer gut aufgezogenen Kurbel kann man die Stossfugen *a* (Fig. 99) kaum erkennen, während eine schlecht aufgezogene, bzw. locker sitzende **Kurbel blutet**, d. h. durch die Stossfugen *a* quillt Öl.

Eine gebrochene Kurbel zu reparieren, dürfte selten gelingen.

19tes Beispiel. (Bruch der Kurbel.)

Der nicht nach Seite 14 gesicherte Kreuzkopfkeil einer 50pferdigen Maschine löste sich während des Ganges der Maschine und fiel schliesslich, da sich niemand im Maschinenhause befand, ganz aus dem Kreuzkopfe heraus. Der Kreuzkopf selbst kam von der Kolbenstange ganz

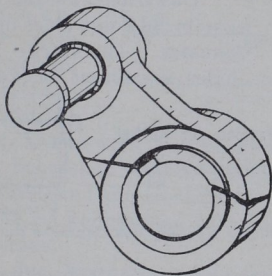
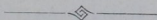


Fig. 100. Bruch der Kurbel.

herunter, jedenfalls dadurch, dass der Kolben durch den Dampf nach dem hinteren Cylinderdeckel geworfen wurde. Beim Zurückkommen des Kreuzkopfes durch den Schwung, welchen die Maschine noch hatte, führte sich der Kreuzkopf nicht wieder richtig auf die Kolbenstange, weil die Stopfbüchse etc. stark ausgeleiert waren, sondern stiess gegen die Kolbenstange, und war die Folge davon, dass die gusseiserne Kurbel zerbrach. Der Bruch ist in Fig. 100 dargestellt.



Der Kurbelzapfen.

1. Lockerwerden des Kurbelzapfens,
2. Fressen, bezw. Heisslaufen des Zapfens,
3. Bruch des Zapfens,

sind die am häufigsten eintretenden Erscheinungen.



Fig. 101. Kurbelzapfen.

Das Lockerwerden des Kurbelzapfens ist stets die Folge eines unrichtig gewählten Conusses. Zu starke Neigung des Conusses veranlasst Lockerwerden.

Kurbelzapfen der Kurbel

$$\text{Conicität } c = \frac{1}{24} l$$

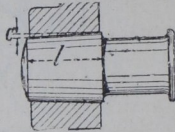


Fig. 102. Richtige Neigung des Conusses der Kurbelzapfen.

Stark gefressene Lagerläufe beseitigt man am besten durch Erneuerung des Zapfens und der Lager.

Das Einpassen eines neuen Kurbelzapfens an Ort und Stelle ist eine nicht zu leichte Aufgabe. Man hilft sich auch wohl auf folgende Weise:

Der gefressene Kurbelzapfen wird mittelst der Holzkluppe (Fig. 103) geglättet, indem man zuerst mit einem Gemisch von Öl und Schmirgel oder feinem Sand, dann noch mehrere Stunden mit Öl allein nachhilft.



Fig. 103. Holzkluppe.

Ein Bruch des Kurbelzapfens ist in den meisten Fällen die Folge schlechten Materials.

20tes Beispiel.

Eine Compoundmaschine von 1200 Hub war etwa 8 Jahre im Betrieb, als an der Niederdruckseite wegen zu

starken Verschleisses ein neuer Kurbelzapfen eingesetzt werden musste. Dieser Zapfen gab 2 Jahre lang zu Unannehmlichkeiten keinen Anlass.

Eines Freitags abends machte sich ein leichter Schlag im Gestänge bemerkbar, der aber vom Maschinisten nicht weiter beachtet wurde und die Maschine ruhig laufen liess. Samstags abends 6 Uhr erfolgte ein heftiger Stoss und ein Krachen, worauf der

Dampf abgestellt wurde, und nun sah man die Bescherung. Der Kurbelzapfen war nach Fig. 104 abgebrochen, die obere Schlittenführung durchschlagen

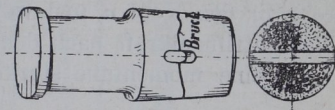


Fig. 104. Gebrochener Kurbelzapfen, (poröses Material).

und die Pleibstange verbogen. Nachdem man sich vom ersten Schrecken erholt, wurden die Teile nach der Fabrik befördert und die Hochdruckseite mit dem Auspuffrohr verbunden, so konnte man jetzt noch mit 15 Mühlen statt mit 25 arbeiten.

Die Dauer der Reparatur und Instandsetzung der Niederdruckseite betrug zehn Tage.

Schmierer der Kurbelzapfen.

In früheren Zeiten wurden zum Schmieren der Kurbelzapfen fast ausschliesslich Schmiertöpfe auf den Köpfen der Pleibstangen angebracht wie in Fig. 105

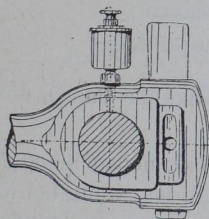


Fig. 105. Einfachste Schmierung.

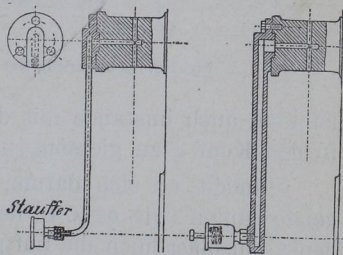


Fig. 106—107.

dargestellt. Diese unvollkommene Methode des Schmierens hat den Nachteil, dass man während des Betriebes nicht erkennen kann, ob der Schmiertopf richtig funk-

tioniert, also ob das Öl in den gewünschten Mengen regelmässig an die zu schmierenden Flächen gelangt.

Die genannten Mängel führten zur Konstruktion der Schmiervorrichtung (Fig. 106–108).

Das Schmiergefäss (Fig. 108) arbeitet mit sichtbaren Öltropfen; letztere gelangen durch das Schmierrohr in den Kopf *a* und werden von hier aus durch die Centrifugalkraft nach dem Kurbelzapfen getrieben. Falls eine momentane starke Schmierung erwünscht,

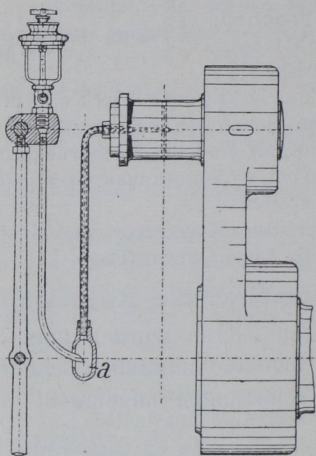


Fig. 108. Schmierung der einfachen Zapfen.

ist man auch imstande mit der Ölkanne das Öl direkt in den Kopf *a* zu giessen.

Handelt es sich darum, **zwei** nebeneinanderliegende Zapfen (wie es z. B. der Fall ist, wenn bei Kondensationsmaschinen die Luftpumpe vom verlängerten Kurbelzapfen aus angetrieben wird) zu schmieren, so empfiehlt sich die in Fig. 109 gezeichnete Vorrichtung.

Die zwei Tropföler SS_1 , mit sichtbaren Öltropfen, führen das Öl durch die Schmierröhrchen rr_1 in den

Doppelkopf *a*, von hier aus gelangen die Ölmengen getrennt nach dem Zapfen *Z* und *z*. Durch Beobachtung des Schmiertopfes *S* überzeugt man sich von der

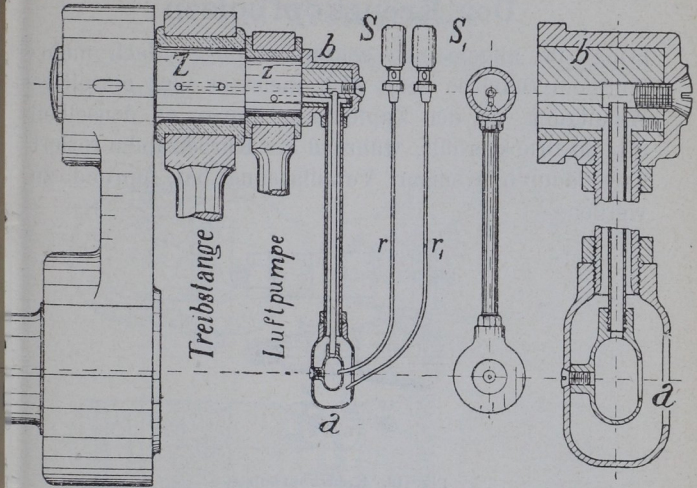
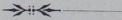


Fig. 109—111. Schmierung der Doppelzapfen.

Schmierung des Zapfens *Z*, während am sichtbaren Öltropfer des Schmiertopfes *S*₁ die Menge Schmieröl für den Zapfen *z* zu erkennen ist.



Der Kreuzkopfbolzen

bringt im allgemeinen selten Störung. Nach mehrjährigem Betriebe zeigt sich meistens eine einseitige Abnutzung, da der Zapfen nur immer an denselben Stellen Druck erhält, während der Kurbelzapfen rotiert und dadurch weniger Veranlassung hat, unrund zu werden.

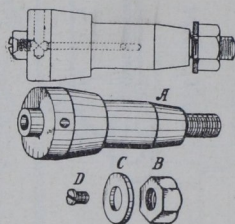
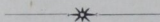


Fig. 112. Kreuzkopfbolzen.

A Kreuzkopfbolzen, *B* Mutter, *C* Unterlegscheibe, *D* Stiftschraube.

Bei eintretenden Stößen im Kreuzkopfbolzen genügt es in den meisten Fällen, denselben **um 90° zu drehen** und so neue Flächen zum Anliegen zu bringen.

Eine Erneuerung des Kreuzkopfbolzens bietet ja auch keine Schwierigkeiten.



Die Treibstange.

Ein Bruch der Treibstange veranlasst längere Betriebsstörung.

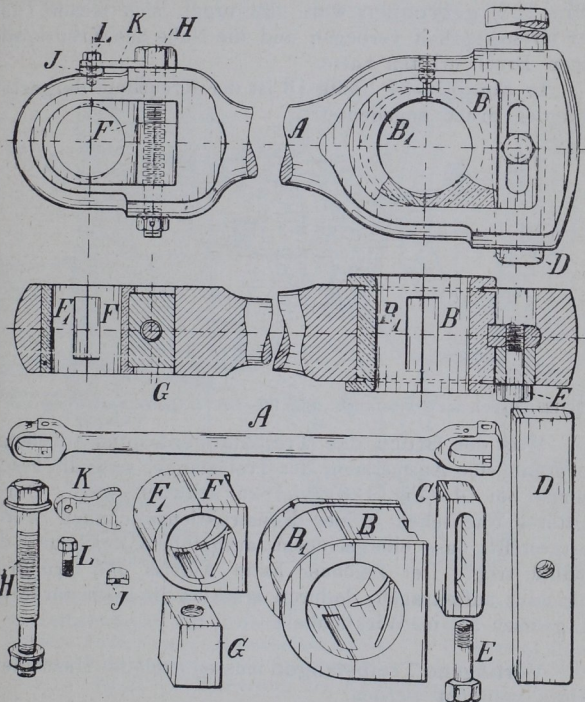


Fig. 113—125. Treibstange mit Kurbelzapfen- und Kreuzkopfbolzenlager. A Schaft der Treibstange. Kurbelzapfenlager: BB_1 Lager-
schalen, C Passstück, D Keil, E Stellschraube. Kreuzkopf-
bolzenlager: FF_1 Lagerschalen, G Stellkeil, H Stellschraube,
J Unterlegscheibe, K Schraubensicherung, L Schraube.

Mangelhafte Konstruktion und fehlerhaftes Material sind die Ursachen der Brüche.

21tes Beispiel. (Gebrochener Treibstangenkopf.)

Eine 60 pferdige Eincylindermaschine war drei Wochen im Betrieb, als eines Tages der Maschinist durch unheimliche Schläge der Maschine sich veranlasst sah, das Dampf-einlassventil schleunigst zuzudrehen; die Maschine stand nach einigen Umdrehungen still.

Die Besichtigung ergab, dass der geschlossene Treibstangenkopf für den Kurbelfinger bei *A* (Fig. 126 und Fig. 127—128) **gebrochen** war. Es ergab sich ferner, dass der Krenzkopfkeil verbogen und die Nabe des Kreuzkopfes einen Bruch erlitten hatte.

In Fig. 30—31, Seite 13 ist der Kreuzkopf dargestellt und der Bruch angedeutet.

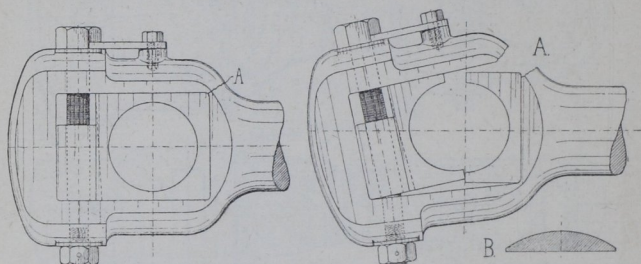


Fig. 126. Bruch der Treibstange. Fig. 127—128. *B* Querschnittsform von *A*.

Was den **Bruch des Treibstangenkopfes** anbelangt, so ergab eine Ausmessung der Treibstange, dass die Eisenstärke bei *A* (Fig. 126) viel zu schwach war. Durch späteres Nachsehen in der Konstruktionszeichnung wurde festgestellt, dass eine schlecht ausgeführte Zeichnung die Schuld trug. Der Zeichner hatte Aufriss und Grundriss unrichtig aufgetragen, dadurch erschien die Eisenstärke bei *A* grösser als in Wirklichkeit.

Verbogene Treibstangen müssen nach der Maschinenfabrik gebracht werden.

22tes Beispiel. (Verbogene Treibstange.)

Die infolge Festfressens der Kreuzkopfgabel verbogene Treibstange im Beispiel Seite 19 wurde zum Richten nach der Fabrik gebracht und konnte nach zwei Tagen wieder eingebaut werden.

Der Dampfkolben.

Die Konstruktion der Kolben und Kolbenringe ist eine sehr vielseitige, und wollen wir hier in Fig. 129 bis 139 die z. Z. gebräuchlichste Ausführung wiedergeben.

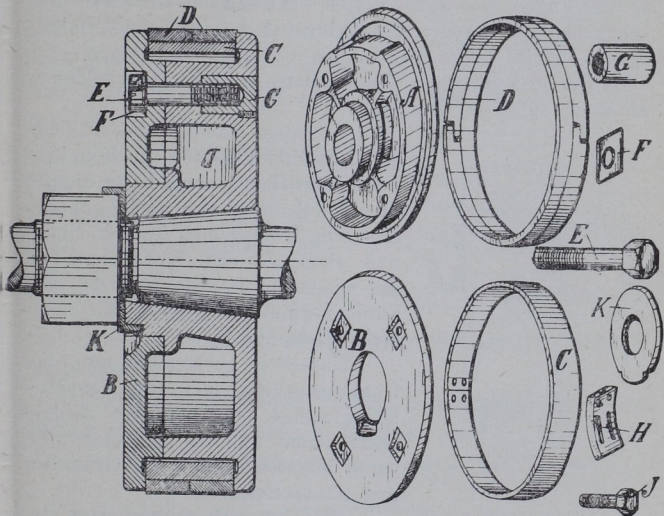


Fig. 129—139. Dampfkolben für Maschinen über 400 Cylinderdurchmesser.
A Kolbenkörper. *B* Kolbendeckel. *C* Innerer Federring.
D Aussere Federringe. *E* Deckelschrauben. *F* Sicherung dazu.
G Büchse mit Gewinde. *H* Spanschluss. *J* Kopfschrauben
 zu *H*. *K* Sicherung der Kolbenmutter.

Hier handelt es sich besonders um folgende Krankheiten:

1. **Klatschen der Kolbenringe,**
2. **Undichte Kolben,** daher Dampfverlust,
3. **Bruch** der Kolbenringe,
4. **Bruch** des Kolbens.

Das **Klatschen der Kolbenringe** hat seine Ursache

1. in zu viel Kolbenüberlauf,
2. in Wasseransammlung im Cylinder und Kolben.

23tes Beispiel. (Klatschen der Kolbenringe.)

Eine 70 pferdige Maschine zeigte **starkes Klatschen** der Kolbenringe, und ergab die Untersuchung folgendes:

Die Kolbenringe sind nicht sachgemäss aufgeschliffen, so dass nach dem notwendigen Anziehen der Kolbendeckelschrauben die Ringe **festgeklemmt** werden, sich infolgedessen nicht mehr gegen die Cylinderwand legen und Dampfverlust erzeugen. Dieses hatte ein besonders schlauer Monteur auf dem Gewissen.

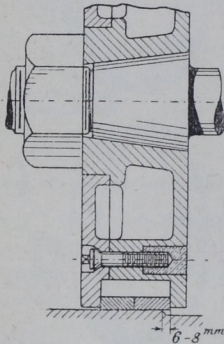


Fig. 140. Zu viel Überlauf.

Nachdem nämlich die Kolbenringe stark klatschten, auch einige Male gebrochen waren, hatte er einfach den Kolbendeckel nachgeschabt, dann die Kolbenringe festgeklemmt, und siegesbewusst betrachtete er die wieder in Betrieb gesetzte Maschine, weil die Kolbenringe nicht mehr klatschten!

Natürlich gebrauchte nun die Dampfmaschine fast die doppelte Dampfmenge, da sich die Ringe nicht mehr an die Cylinderwand legen konnten. Und die Ursache des Klatschens?

Wie Fig. 140 zeigt, hatten die Kolbenringe bis 8 mm Überlauf; das ist zu viel. In der Nähe des toten Punktes drückt der Dampf die Ringe zusammen, und dadurch entsteht ein Schlag bzw. das Klatschen der Kolbenringe.

Nachdem ein neuer Kolben mit schmälern Kolbenringen angefertigt und eingebaut war, stellte sich nie wieder ein Klatschen der Ringe ein.

Der Kolbenüberlauf soll nicht mehr als 1 mm betragen.

Wasseransammlung zwischen Kolben und Cylinderdeckel kann ebenfalls Klatschen hervorrufen.

Kolbenkörper und Kolbenringe liegen nicht genau in derselben Mittelachse. In irgend einer Kolbenstellung muss das in Fig. 141 mit *W* bezeichnete Wasser verdrängt werden, wodurch Klatschen entsteht.

Es giebt nun zwei Wege, dieses Klatschen zu verhindern.

1. Man verhöte, dass **Dampf zwischen Kolben und Kolbenkörper tritt**, d. h. man Sorge für dichten Abschluss der Kolbenringe. Dies geschieht nach Fig. 142 bis 144.

Auf die Stirnfläche der Ringe legt man ein **Dichtungsplättchen** aus Rotguss, welches sauber eingepasst wird.

2. Man sorgt dafür, dass das zwischen Ring und Körper **angesammelte Wasser ablaufen kann**.

Dies kann geschehen, indem man an der **unteren Stelle** des Kolbenkörpers **Löcher** (3—4 mm Durchmesser, Fig. 148) einbohrt, oder dass man die Stoss-

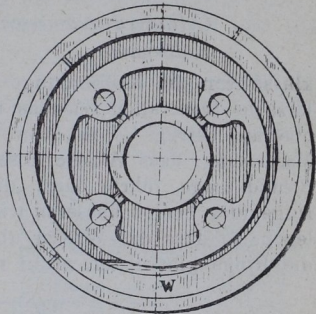


Fig. 141. Doppelfederringe. Wasser im Kolben.



Fig. 141 a. Einfacher Ring. Wasser im Kolben.

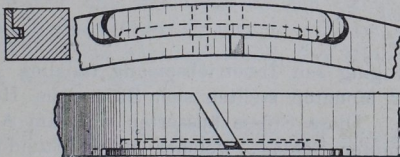


Fig. 142—144. Dichtungsplättchen für Kolbenringe ($\frac{1}{3}$ d. nat. Grösse).

fugen der Kolbenringe, wie in Fig. 145 angedeutet, nach unten legt und fixiert, damit sich die Ringe nicht drehen. In diesem Falle wird auch das ange-

sammelte Wasser durch die Stossfuge aus dem Kolben treten.

24tes Beispiel. (Klatschen der Kolbenringe.)

Bei einer Maschine

Cylinderdurchmesser . . . = 300 mm,

Kolbenhub = 600 „

klatschten die Kolbenringe stark. Man konnte sich die Ursache trotz allen Suchens nicht erklären. Der Kolbenüberlauf betrug $\frac{1}{2}$ mm, war also nicht die Ursache. Die Vermutung, dass **Wasseransammlung**, nach Fig. 141, die Schuld trage, führte dazu, die Überplattung der Kolbenringe (der beiden äusseren wie des inneren) nach unten zu legen, so dass das Wasser ablaufen konnte, und siehe da, die Ringe klatschten nicht mehr.

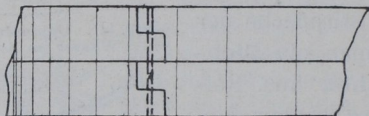


Fig. 145. Überplattung der Kolbenringe untereinander.

Aber auch **zu wenig** Kolbenüberlauf kann Stösse in der Maschine veranlassen.

25tes Beispiel. (Stösse.)

Eine **Compoundmaschine** von

Durchmesser des Hochdruckcylinders . . . 600 mm,

„ „ *Niederdruckcylinders* . . . 900 „

Kolbenhub 1100 „

Umdrehungen 65 pro Min.,

Dampfdruck 10 *Atm.*

mit Auspuff ging seit Inbetriebsetzung tadellos.

Nach 2 Monaten stellten sich **Stösse** im Hochdruckcylinder ein. Diese Stösse äusserten sich am Anfang als leichter dumpfer Schlag, welcher einige Stunden anhielt und dann wieder stunden- oder tagelang nicht vorhanden war. Mit der Zeit gestalteten sich die Schläge immer heftiger und besorgniserregender, trotzdem ging die Maschine tagelang ohne Stoss.

Die Stösse äusserten sich in den meisten Fällen einen halben oder einen ganzen Tag ununterbrochen, um dann,

wie erwähnt, tagelang zu verschwinden. Während der Stösse konnte man eine Bewegung beziehungsweise ein Schwanken des Cylinders bei jedem Kolbenwechsel beobachten. Trotzdem sich die Schläge besonders im Hauptlager bemerkbar machten, lag die Wahrscheinlichkeit nahe, dass im Cylinder ein mechanisches Hindernis auf den Dampfkolben wirke.

Samstags, nach Schluss des Betriebes, wurde der Cylinderdeckel des Hochdruckcylinders abgenommen, der Kreuzkopfkeil gelöst und Kolben und -Stange herausgenommen. Es zeigte sich nun an den beiden Enden der Laufbahn im Cylinder ein Grat bzw. Ansatz in einer Entfernung von $1\frac{1}{2}$ —2 mm. Die Laufbahn im Cylinder ist etwas verschlissen, aber sonst sah dieselbe ganz gut aus.

Man nahm an, dass die Lauflänge des Cylinders zu gross und die Kolbenringe nicht bis ans Ende der Laufbahn gelangten.

Ein Nachmessen ergab:

Kolbenhub	1100 mm
Äussere Ringbreite.	115 „
Zusammen	<u>1215 mm</u>
Die Laufbahn wurde gemessen.	1217 „
Differenz	<u>2 mm</u>

Es wurde nun der Grat in den Cylindern beseitigt und neue Kolbenringe eingebaut. Dieses geschah von Samstag Abend bis Sonntag Abend, des Montags ging die Maschine wieder tadellos.

Gesellt sich zum Klatschen der Kolbenringe noch ein **grosser Dampfverbrauch**, so kann man auf

Bruch der Kolbenringe

schliessen. Schleunige Untersuchung ist dann erforderlich, da sonst die Laufläche im Cylinder ruiniert wird.

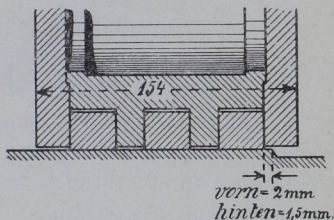


Fig. 146. Mangel an Kolbenüberlauf.

Bei Dampfmaschinen, welche mehrere Jahre im Betrieb sind, tritt ein anfangs kaum vernehmbares, mit der Zeit jedoch stärker hörbares **Klopfen der Kolbenringe** im Cylinder ein. Wenn nun vorausgesetzt wird, dass der Überlauf der Kolbenringe über die Schleiffläche des Cylinders richtig mit 1 bis 2 mm

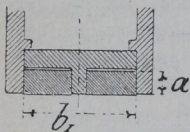


Fig. 147.
Schwedischer Kolben.

bemessen ist, so liegt der Grund dieses hellen, kurzen Klopfens darin, dass die Ringe **nicht mehr die Spannkraft** besitzen, um sich voll an die Cylinderwandung anzuschmiegen.

Die Folge davon ist Dampfüberströmung, welche besonders zu Ende der Expansion eine Verkleinerung des Kompressionsdruckes und dadurch **Stösse in der Maschine** und grösseren Dampfverbrauch mit sich bringen kann.

Verschiedene Konstruktionen wurden bereits ausgeführt, um die Mängel zu beseitigen. Dieselben haben sich teils nicht bewährt, oder finden noch hier und da Anwendung.

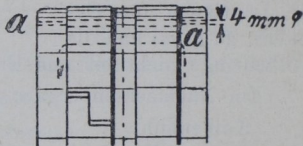


Fig. 148. Eingebohrte Löcher.
Die Löcher bohre man unten in den Kolben, damit das sich ansammelnde Wasser ablaufen kann.

Der einfachste und zweckdienlichste Kolben ist der sogen. **schwedische**

Kolben, welcher in verschiedenen Variationen vielfach verwendet wird (Fig. 147). Tritt bei diesem Kolben eine Verminderung der Spannkraft der Ringe ein, so hilft sich der Monteur gewöhnlich dadurch, dass er bei *aa* ein Loch mit 4 mm Durchmesser bohrt. (Vergl. Fig. 148.)

Im Betrieb strömt durch dasselbe Dampf ein und **presst die Ringe an die Cylinderwandung**.

So einfach dieses Mittel ist, darf dasselbe dort, wo es auf Ökonomie im Dampfverbrauch ankommt, nicht angewandt werden.

26tes Beispiel.

Bei einer erst kurze Zeit im Betrieb befindlichen Maschine trat dieses bekannte charakteristische Klopfen erst unterbrochen, dann fortwährend heftiger auf.

Ein an Ort und Stelle entsandter Monteur half sich auf oben besprochene Weise nach Fig. 148. Die Maschine lief ruhig. Der Besitzer der Maschine wünschte jedoch einen neuen Kolben mit **Spannvorrichtung**; dieselbe wurde nach Fig. 149—151 ausgeführt. Sie besteht aus einer Schraubenspindel mit rechtem und linkem feinen Gewinde;

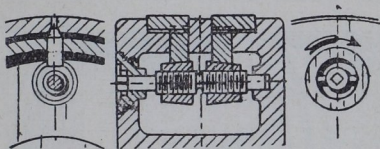


Fig. 149—151. Spannvorrichtung der Kolbenringe.

auf dieser bewegen sich zwei Metallconusse, welche je einen Keil tragen; dieser greift in die Teilungsspalte des Kolbenringes. Durch Drehen der Schraubenspindel werden die Keile in die Ringe gedrückt, diese auseinander gespannt und an die Cylinderwandung gepresst.

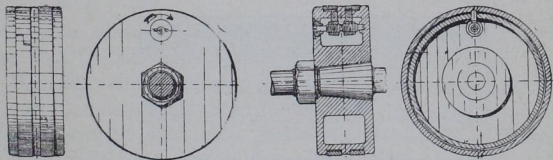


Fig 152—153.
Kleine Löcher im Kolbenkörper.

Fig. 154—155.
Spannvorrichtung.

Diese Spannvorrichtung wurde bereits bei mehreren Kolben von 320—665 mm Durchmesser ausgeführt, ist sehr billig und bewährt sich seit Jahresfrist. Fig. 154—155 stellt dieselbe bei einem von 320 mm Durchmesser dar.

Ein Bruch des Kolbens

führt zu längerer Betriebsstörung.

Die Brüche treten meistens bei sogenannten hohlen Kolben ein.

27tes Beispiel. (Bruch des Kolbens.)

Eine Compoundmaschine mit Kondensation zum Betriebe einer Cellulosefabrik hatte folgende Hauptdimensionen:

Durchmesser des Hochdruckcylinders	= 820 mm,
„ „ Niederdruckcylinders	= 1200 „
Kolbenhub	= 1300 „
Umdrehungen	= 80,
Dampfdruck	= 7 Atm.

Die Maschine ist etwa 6 Monate in Betrieb. Eines schönen Tages wurde dieselbe um 6 Uhr angelassen, sie

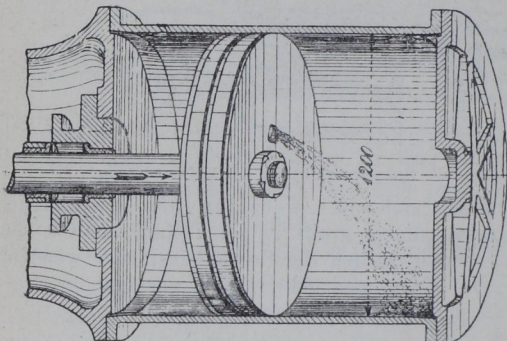


Fig. 156.
Loch
im
Kolben.

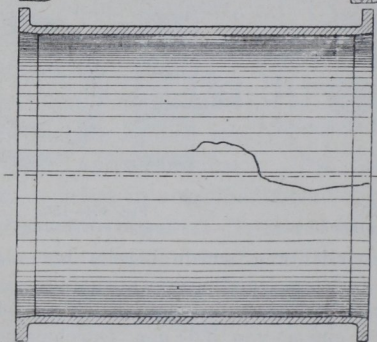


Fig. 157.
Längsriß
im
Cylinder.

arbeitete ohne Kondensation bis 8 Uhr anstandslos, als plötzlich sich so heftige Stöße in der Maschine einstellten, das sämtliche in der Nähe thätigen Arbeiter davon liefen. Der Maschinist hatte jedoch noch die Geistesgegenwart, das Dampfventil schnell zuzudrehen. Alle Rohrleitungen sowie das

Dach erzitterten. Aus dem Auspuffrohr trat eine Staubsäule, ähnlich wie bei einem stark qualmenden Schornsteine.

Was war geschehen?

Nachdem sich die Gemüter einigermaßen beruhigt hatten, wurde der Deckel des Niederdruckcyinders losgenommen und hier sah man die Bescherung.

Im Cylinder fand sich eine Menge (etwa ein Eimer voll) grauen, staubigen Sandes vor. Der Kolben hatte senkrecht über der Kolbenmutter ein Loch, am Dampfcyinder wurde an der untern Seite ein Längsriss von 800 mm Länge beobachtet (Fig. 157). Auch im Gehäuse der Kolbenschieber

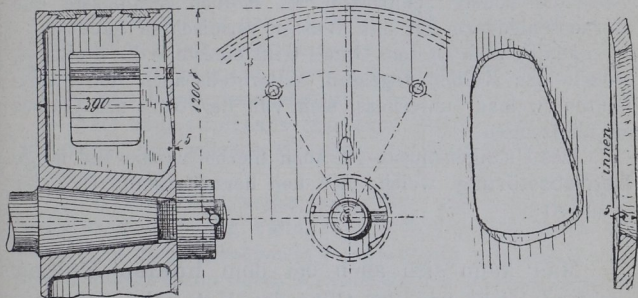


Fig. 158-159. Bruch des Kolbens.

Fig. 160-161. Loch ($\frac{1}{2}$ d. nat. Gr.).

fanden sich grosse Mengen von dem Staubsand. Die Ursache des Unfalls klärte sich folgendermassen auf:

Der aus einem Stück gegossene hohle Dampfkolben hatte an der hinteren Stirnfläche eine zu schwache beziehungsweise zu schlechte Stelle im Guss. Die Wandstärke betrug hier nur 5 mm (Fig 159). Das Loch an dieser schwachen Stelle ist in Fig. 160 in $\frac{1}{2}$ der natürlichen Grösse dargestellt.

Die Beschaffenheit des Loches lässt derauf schliessen, dass das Material an sich an dieser Stelle schon etwas porös war, also die schwache Wandstärke nicht allein die Entstehung der Öffnung veranlasst hat.

Zwei Tage vor dem Unfall hatte man schon einmal den Deckel des Niederdruckcyinders losgenommen, um sich zu überzeugen, ob der Kolben noch fest auf der Stange sass. Das Loch am Kolben war da noch nicht vorhanden, ist also erst kurz vor dem Unfall entstanden.

Den ganzen **Hergang des Unfalles** muss man sich folgendermassen erklären:

Der Kolben hatte ein poröse Stelle, es trat Dampf in den Kolben, dieser kondensierte und so füllte sich **der Kolben** im Laufe der Zeit bis über die Hälfte mit **Wasser**, welches sich mit dem im Kolben befindlichen Formsand mischte. Während des Arbeitens nimmt der Kolben samt seines Inhaltes eine mittlere Temperatur an, welche höher ist als die Temperatur im Cyllinderraum während der Auspuffperiode. Es brach jetzt ein Stück aus der hinteren Stirnfläche. Der Überdruck beziehungsweise die höhere Temperatur im Kolben veranlasste das Herausschleudern des mit Wasser vermischten Sandes.

Die Schuld an dem Unfall trifft einesteils die Giesserei, welche den Kolben gegossen, andernteils auch den Fabrikanten, welcher unterliess, sich von der Güte des Gusses zu überzeugen.

Das Unangenehmste ist auch hierbei wieder die lange **Betriebsstörung**, welche der neu herzustellende Cylinder erfordert.

Man kann sich auch bei dem **hohlen Kolben** nicht so leicht von der Güte des Materials, der richtigen Wandstärke u. s. w. überzeugen. Sehr wichtig ist es, durch eine Anzahl Löcher von 50 mm Durchmesser an den Stirnwänden die Kerneisen und den Formsand vollständig aus dem Kolben zu beseitigen. Ebenso versäume man nicht, die Stirnflächen an verschiedenen Stellen durch kleine Löcher **anzubohren**, um sich über die richtige Wandstärke und die Güte des Gusses Gewissheit zu verschaffen. Erst nachdem dies alles sorgfältig geschehen ist, verschliesse man die Öffnungen durch Gewinde und Schrauben. Ein Nichtbeachten dieser Regel kann sich schwer rächen, wie vorstehender Vorfall zeigt.

28tes Beispiel. (Explosion des Kolbens.)

Ich erinnere mich eines Falles, wo man einen hohlen Kolben von der Kolbenstange entfernen wollte und ihn zu

dem Zweck durch Feuer erwärmte. Nachdem der Kolben bereits eine hohe Temperatur angenommen hatte, erfolgte eine **Explosion**, der Kolben sprang in Stücke, schlug dabei die schmiedeeiserne Platte, auf welcher er lag, durch und ein tiefes Loch in die Erde. Einem Arbeiter wurde dabei der Fuss zerschlagen.

29tes Beispiel. (Unfall durch gebrochene Schraubensicherung.)

„Kommen Sie doch einmal schnell nach unserer Fabrik; die Dampfmaschine will sich nicht drehen!“

„So, was ist denn damit los?“

„Ja, wenn wir das wüssten! Wir haben schon den ganzen Vormittag gesucht und alles Mögliche probiert; wenn man Dampf giebt, dreht sich die Maschine einigemal herum und bleibt dann stehen.“

Also eine streikende Maschine dachte ich und war neugierig, aus welchen Gründen die Maschine sich nicht drehen wollte.

Der Sicherheit wegen nahm ich den Indikator mit; denn es giebt häufig Fälle, wo ein Fehler erst durch umständliche und zeitraubende Untersuchung entdeckt werden kann, während man durch Anwendung des Indikators früher zum Ziele gelangt.

Die **Compoundmaschine**, um die es sich im vorliegenden Falle handelt, hat folgende Hauptdimensionen:

<i>Durchmesser des Hochdruckcyinders</i>	475 mm,
„ „ <i>Niederdruckcyinders</i>	800 „
<i>Kolbenhub</i>	800 „
<i>Umdrehungen</i>	70,
<i>Betriebsdruck</i>	6 <i>Atm.</i>

Die Maschine besitzt an beiden Cylindern Ventilsteuerung für den Einlass und Hahnsteuerung für den Auslass. Ich gab also der Maschine Dampf; das Resultat war, dass sich dieselbe einigemal (etwa 6—8 mal) drehte, um dann stillzustehen; ein Nachhelfen am Schwungrade führte zu keinem Resultat.

Während ich nun meinen Indikator anbringen liess, nahm ich eine **Besichtigung** der Maschine vor, hauptsächlich der äusseren Steuerungsteile, denn das war doch zweifellos, dass die Ursache in der Dampfverteilung liegen musste. Diese Untersuchung ergab jedoch nicht den ge-

ringsten Anhalt. Räder, Hebel u. s. w. sassen fest auf ihren Achsen; eine Verbiegung irgend welcher Art war nicht zu erkennen.

Die eigentümliche Form der Austrittskurve K von a — b giebt zu erkennen, dass der Dampf überhaupt nicht entweichen kann; die ganze Austrittskurve ist eine Kompressionslinie, und zwar beginnt die Kompression schon im toten Punkt bei a und endet am anderen Hubende bei b . Dampfaustritt findet also überhaupt nicht statt.

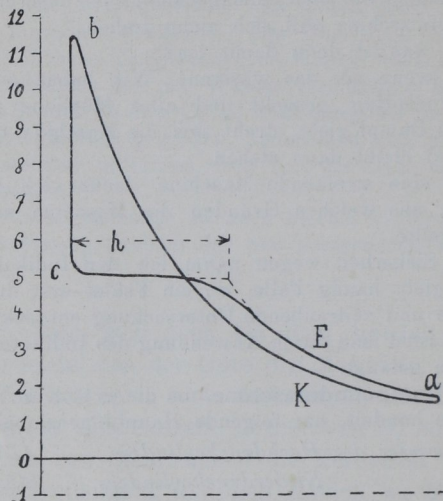


Fig. 162.

Diagramm des Hochdruckcyinders kurz vor dem Stillstand der Maschine.

h Dampfeintrittslinie, E Expansionslinie, K Austrittslinie (im vorliegenden Fall Kompressionslinie), b - c Druckausgleich des Kompressionsdampfes mit dem Kesseldampf.

Durch die genannte Kompression wird ein Druck von $11\frac{1}{2}$ Atm. erzeugt, während der Kesseldruck nur 6 Atm. beträgt.

Am Hubende b öffnet sich das Dampfeintrittsventil, und es tritt der im schädlichen Raum mit 11 Atm. vorhandene Kompressionsdampf solange in die Dampfrohrlleitung beziehungsweise nach dem Kessel zurück, bis ein Druckausgleich mit der Kesselspannung stattgefunden hat, im Diagramm ist der letztere Moment mit c bezeichnet.

Dass sich die Maschine unter diesen Verhältnissen nicht drehen konnte, ist klar, auch dass der Fehler in den Auslasshähnen des Hochdruckcylinders seine Ursache hatte. Der Antrieb dieser Auslasshähne wurde nochmals sorgfältig untersucht, die Hähne herausgenommen und noch immer war nichts zu entdecken.

Nach langem Suchen endlich konnte mittelst eines gebogenen Drahtes durch die langen Gehäuse der Auslasshähne festgestellt werden, dass sich im Auslasskanal ein fremder Körper befand, welcher sich bewegen liess.

Es war nun nötig, den Cylinderdeckel abzunehmen, und so fand sich denn eine gebrochene Schraubensicherung.

Die Sicherung der Kolbenmutterschrauben bestand aus dem bekannten Flacheisenring, durch welchen die vier-eckigen Köpfe der Schrauben gegen Drehung geschützt werden, wie in Fig 163—165 angedeutet.

In welcher Weise nun aber die gebrochene Schraubensicherung die Dampfverteilung so beeinflussen konnte, dass der Austrittskanal stets geschlossen blieb, war immer noch rätselhaft. Die wiederholt vorgenommene Untersuchung ergab keinen Fehler beziehungsweise keine Beschädigung des Antriebes der Auslasshähne.

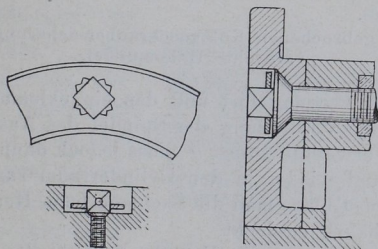


Fig. 163—165. Sicherung der Kolbenmutterschrauben.

Ich musste nun eine Verdrehung der Hahnspindel *b* (Fig. 166) annehmen und diese Annahme stellte sich denn auch als zutreffend heraus. Ohne an der äusseren Beschaffenheit der Spindel das Geringste erkennen zu können, ergab sich, dass dieselbe sich um 35° verdreht hatte.

Da, wie schon erwähnt, die Spindel fast keine Beschädigung aufwies, keilten wir einfach den Hebel neu auf,

so dass der Auslasskanal wieder rechtzeitig sich öffnete und die Maschine arbeitet wieder so zufriedenstellend wie vorher.

Die Untersuchung und das Neu-Aufkeilen des Hebels bedurfte bis zur Wiederinbetriebsetzung 4 Stunden.

Durch welche Umstände kann aber nun das Verdrehen der Spindel hervorgerufen sein? Die einzige Erklärung ist folgende:

Zuerst trat der erwähnte Bruch der Kolbenschraubensicherung ein; ein Stück von dieser Sicherung gelangte in den hinteren Auslasskanal (dieses Stück ist in Fig. 167 angedeutet und mit *a* bezeichnet). Das Steuergestänge

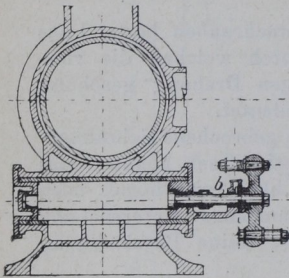


Fig. 166.

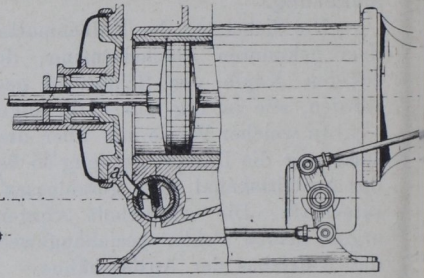


Fig. 167.

a Stück der gebrochenen Kolbenschraubensicherung, *b* um 35° verdrehte Hahnspindel.

setzte seine Bewegung fort und das eingeklemmte Stück *a* veranlasste die Verdrehung der Spindel des Auslasshahnes.

Dieses erwähnte Stück *a* muss jedoch dann aus irgend einem Umstand wieder in den Cylinderraum zurückgelangt sein, denn sonst hätte man die Sachlage beim Herausnehmen der Auslasshähne entdeckt.

Nachdem nun so die Ursache festgestellt, ergab eine nochmalige Besichtigung des Auslasshahnes eine ganz kleine kaum merkbare Beschädigung an der Stelle, an welcher sich das Stück *a* festgeklemmt hatte.

Die Folgerung, die wir aus diesem Unfall zu ziehen haben, heisst also: **Besondere Aufmerksamkeit den Schraubensicherungen bei Dampfkolben.**

Die Kolbenstange.*)

Als am meisten vorkommende Krankheit ist hier das Fressen bezw. das Riefigwerden der Kolbenstange zu erwähnen. Auch bei neuen Maschinen findet man nach kurzer Betriebszeit beschädigte Kolbenstangen.

Die Gründe, welche das **Fressen der Kolbenstange** veranlassen, sind hauptsächlich folgende:

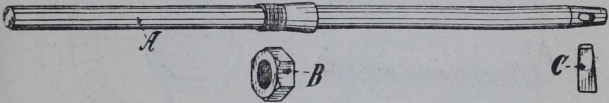


Fig. 168—170. Kolbenstange.

A Kolbenstange, B Kolbenmutter, C Kreuzkopfkeil.

1. Die **Grundringe** und das **Futter** der Stopfbüchse werden zu **eng gebohrt**. Infolgedessen reibt sich die Stange und dadurch tritt das Fressen ein.

2. Die **Schmierung** der Kolbenstange ist eine **mangelhafte** und ungenügende. An den Stopfbüchsen ist meistens ein Schmiergefäß für Dochtschmierung eingegossen. Diese Einrichtung (Fig. 179 u. 188) ist ungenügend, sie versagt zu oft. Man beachte deshalb folgendes:

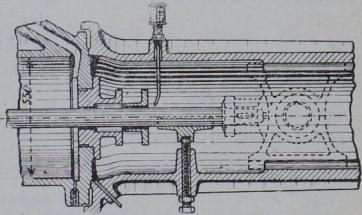


Fig. 171. Anordnung des Tropfölers.

a) die Grundringe und

Stopfbüchs-Fütterung sind 1—2 mm **weiter zu bohren**, als der Durchmesser der Kolbenstange,

b) zum Schmieren der Kolbenstange ordne man hinten und vorn **besondere Schmiergefäße** (Tropföler) nach Fig. 171—174 an.

*) Krummwerden und Festbrennen der Kolbenstange siehe Inhaltsverzeichnis unter K.

Fig. 171 zeigt die Anordnung eines Tropfölers für die vordere Seite der Kolbenstange.

Für Tandemaschinen (also Maschinen mit hintereinanderliegenden grossen und kleinen Cylindern) macht man die Schmierung nach Fig. 172—173.

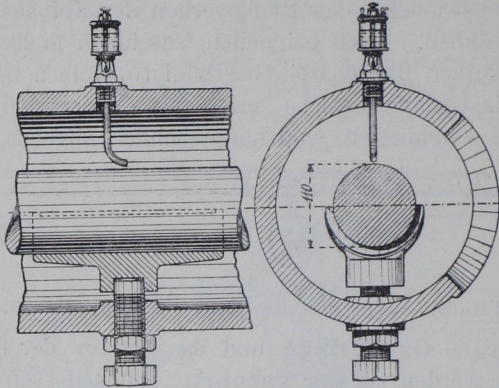


Fig. 172—173. Schmierung der Kolbenstange für Tandemaschinen im Verbindungsstück der beiden Cylinder.

Hat der Lieferant der Maschine unterlassen, die erwähnten Schmiereinrichtungen anzubringen, so geschieht die Befestigung der Tropföler auf irgend eine leicht durchführbare Weise, wie z. B. in Fig. 174 dargestellt ist.

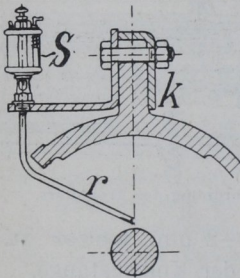


Fig. 174.

Anbringen des Öltropfers für die vordere Kolbenstange.

Man ordnet wohl auch zur besseren Verteilung des Öles eine Bürste an, die das aus dem Öltropfer kommende Öl gleichmässig auf die Kolbenstange verteilt. Diese Methode eignet sich da gut, wo die Kolbenstange besonders stark gefressen hat. Fig. 174 a zeigt, wie man auf diese Weise die hinten durchgeführte Kolbenstange schmiert und wie der Öltropfer und die Bürste befestigt werden.

Ich war früher der Meinung, dass das Fressen der Kolbenstange der schlechten Beschaffenheit des Packungsmaterials

zuzuschreiben sei. Da ich jedoch durch Anordnung der erwähnten Tropföler selbst die riefigste Kolbenstange wieder glatt bekommen habe, so bin ich zu der Überzeugung gelangt:

die **Kolbenstange kann man nur durch richtige Schmierung in gutem Zustande halten.**

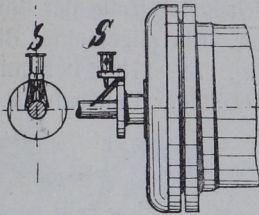


Fig. 174 a.

Anordnung von Tropföler und Bürste für die hintere Kolbenstange.

Ist die Kolbenstange erst spiegelblank, dann kann man die Zuführung von Schmieröl unterlassen, bis eine neue Stopfbüchspackung angelegt wird, oder die Stange aus anderem Grunde zu fressen beginnt.

Natürlich spielt auch hier die Güte des verwandten **Öles** eine Hauptrolle. Bei minderwertigem Öl wird trotz reichlicher Schmierung die Kolbenstange angegriffen.

Verwendet man bestes **Cylinderöl**, vergl. S. 109, welches die Eigenschaft hat, in die kleinsten Poren der Gleitflächen einzudringen, so bleibt die Kolbenstange auch ohne Anbringen der äusseren Schmiergefässe glatt; dagegen wird sich bei Verwendung von minderwertigem Öl, wie man es von Händlern bezieht, stets Beschädigung zeigen.

Über

Krummwerden der Kolbenstange

siehe Inhaltsverzeichnis unter K.

Der Dampfzylinder.

Eins der wichtigsten Teile der Dampfmaschine ist der Dampfzylinder. Ein allgemeines Bild üblicher Ausführung zeigt Fig. 175—178. Der mit *A* bezeichnete Einsatzzylinder (mit der Laufbahn *a* für den Kolben)

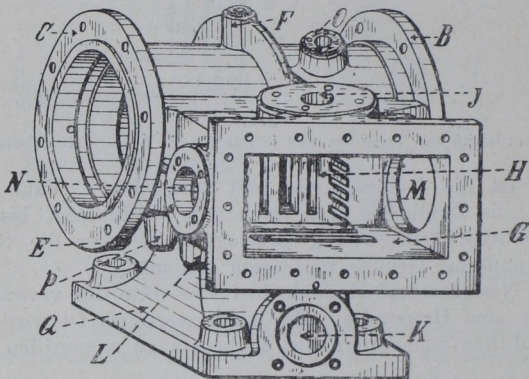


Fig. 175. Dampfzylinder für Schiebersteuerung.

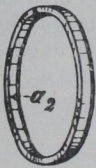


Fig. 176.

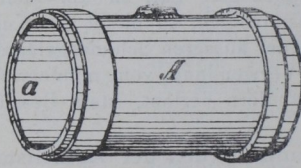


Fig. 177.

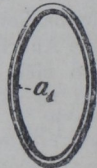


Fig. 178.

A Einsatzzylinder, *a* Lauffläche, *a*₁ Gummischleife zum Dichten des vorderen Teiles des Einsatzzylinders, *a*₂ Kupferferring zum Dichten des hinteren Teiles des Einsatzzylinders, *B* vorderer Cylinderflansch, *C* hinterer Cylinderflansch, *E* und *E*₁ Nocken für Wasserablasshähne (Schlammhähne) für beide Cylinderseiten, *F* Nocken zum Cylinder-schmierhahn, *G* Schieberkasten, *H* Schieberspiegel, *J* Dampfeinlass, *K* Dampfauslass, *L* Nocken zum Wasserablasshahn für den Schieberkasten, *M* Öffnung für die Schieberstangen, *N* hintere Öffnung für die Expansionsschieberstange, *O* Flansch für die Mantelheizung, *P* Wasserablass der Mantelheizung, *Q* Cylinderfuss.

wird in den Cylinder eingesetzt, und an der vorderen Cylinderseite mit Gummidichtung a_1 (Schnur 8 mm Durchmesser) verdichtet, an der hinteren mit Kupferring a_2 verstemmt.

Der vordere Cylinderdeckel (Fig. 179—187) sitzt zwischen Dampfzylinder und Kreuzkopf, die Stopf-

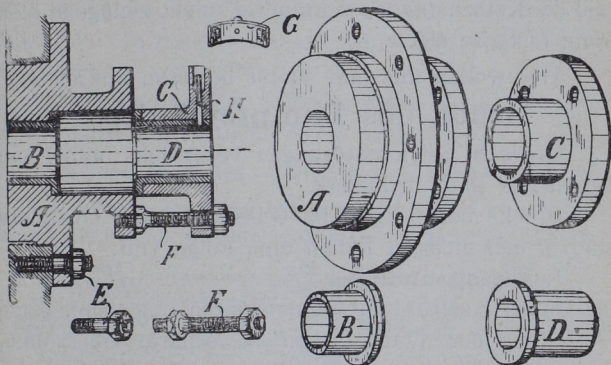


Fig. 179—187. Vorderer Cylinderdeckel (Kurbelseite).

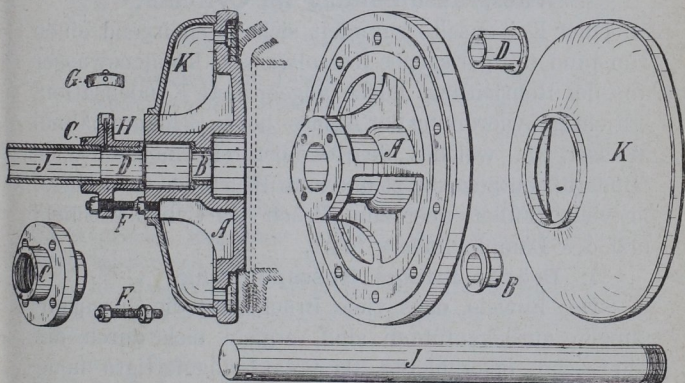


Fig. 188—195. Hinterer Cylinderdeckel (Deckelseite).

Benennungen der Teile Fig. 179—195: *A* Stopfbüchsegehäuse, *B* Grundring, *C* Stopfbüchse, *D* Futter der Stopfbüchse, *E* Stiftschrauben, *F* Stopfbüchsschrauben, *G* Schmiertopfdeckel, *H* Schmierröhrchen, *J* Gasrohr, *K* Schutzhaube.

büchse *C* ist mit Schmierröhrchen *H* versehen, durch welches jedoch eine gute Schmierung der Kolbenstange sich nicht erreichen lässt.

Die gebräuchliche Anwendung des Schutzrohres *J* am hinteren Cylinderdeckel hat den Nachteil, dass man ein Riefigwerden der Kolbenstange nicht gut beobachten und die Kolbenstange, wenn nötig, nicht genügend ölen kann (s. Seite 69).

Wir wollen uns nun zuerst befassen mit dem

Bruch des Dampfcylindeers.

Grössere Betriebsstörungen verursacht immer ein Bruch des Dampfcylindeers.

Brüche bezw. Risse im Gusskörper des Cylinders sind in den meisten Fällen eine Folge von:

1. Gussspannungen

im Material selbst, entstanden durch ungleichmässige Verteilung der Wandstärken zu scharfe Übergänge, durch ungleichmässiges Erkalten des Gussstückes etc.

2. Wasseransammlung im Cylinder,

an einer Kolbenseite sammelt sich durch irgend einen Umstand (mitgerissenes Kesselwasser, Kondenswasser aus der Rohrleitung, falsch angeordnete Kondensation, unrichtige Anordnung der Ablass- bezw. Schlammhähne) Wasser an, welches dem Kolben ein mechanisches Hindernis entgegengesetzt und zum Bruch des Gestänges, in vielen Fällen aber zum Bruch des Cylinderdeckels und des Dampfcylindeers führt.

1. Brüche infolge Gussspannung.

Der Beweis, dass viele Brüche auf die Gussspannungen zurückzuführen sind, ergibt sich durch die Thatsache, dass häufig als Ersatz angefertigte neue Cylinder **an derselben Stelle** wie der erste Cylinder einen Riss oder Bruch zeigen.

Natürlich lassen sich **allgemeine Regeln für die Reparatur** gebrochener Dampfcyliner nicht auf-

stellen. Die Brüche selbst treten an verschiedenen Stellen auf, auch ist die Form der Cylinder je nach Zweck und Konstruktion eine zu verschiedene. Würden alle Reparaturen, welche mit Erfolg und in möglichst kurzer Zeit, sowie solche, bei welchen die Reparatur erfolglos vorgenommen sind, gesammelt, so ergäbe dies wertvolle Anhaltspunkte bei vorkommenden Unfällen, um die grossen Verluste durch Betriebsstörungen möglichst zu vermeiden.

Die **Ursache** der Cylinderbrüche lässt sich auch in manchen Fällen nicht sicher feststellen.

30tes Beispiel. (Bruch des Dampfeylinders.)

Eine **Dampfmaschine**, welche zum Betrieb einer Fabrik feuerfester Produkte diente, hatte folgende Hauptdimensionen:

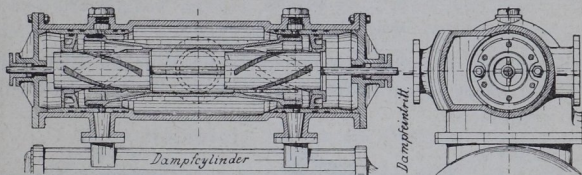


Fig. 196-197. Riederkolbenschieber.

<i>Durchmesser des Dampfeylinders</i>	. 780 mm
<i>Kolbenhub der Maschine</i> 1200 „
<i>Umdrehungen pro Minute</i> 85
<i>Dampfdruck im Cylinder</i> 6 <i>Atm.</i>

Die Maschine arbeitet mit **Auspuff** und besitzt **Kolbensteuerung** nach Fig. 196—197. Letztere wird von einem Hartungschenschen Regulator je nach dem Kraftbedarf der Arbeitsmaschinen eingestellt.

Die Maschine war ungefähr ein Jahr im Betrieb und arbeitete zwar nicht besonders ruhig, jedoch im allgemeinen zufriedenstellend.

Eines Tages **brach** während des Betriebes der **hintere Cylinderdeckel**. Die Stücke flogen etwa 1 m vom Cylinder entfernt zur Erde. Glücklicherweise wurden Menschen nicht verletzt. Durch schleuniges Abstellen des Dampfes am Dampfkessel gelang es, das Ausströmen einer grossen Menge Dampf zu verhindern.

Die Untersuchung ergab, dass nicht nur der Cylinderdeckel, sondern auch der Dampfzylinder einen Bruch nachwies, wie in Fig. 198—200 gezeichnet. Der Stutzen bzw. Dampfkanal, an welchem das Kolbenschiebergehäuse befestigt, war auf der ganzen Hälfte abgebrochen.

Hier war guter Rat teuer. Für einen neuen Cylinder

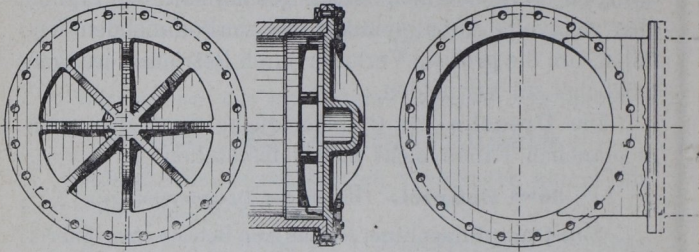


Fig. 198.

Fig. 199.

Fig. 200.

Bruch des Dampfzylinders.

verlangt der Fabrikant immerhin acht Wochen Lieferzeit. Letztere hätte einen enormen Verlust durch Betriebsstörungen verursacht.

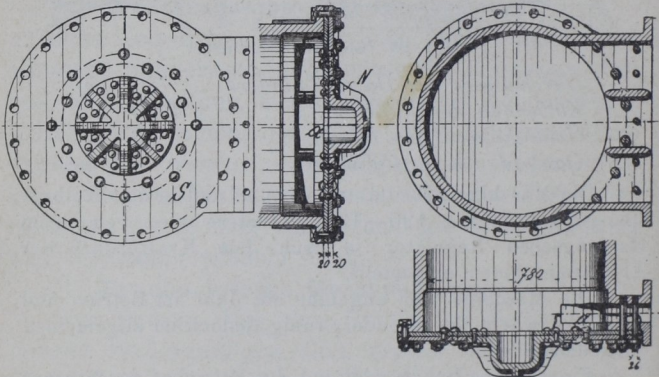


Fig. 203.

Fig. 201—202.

Schmiedeeisener Cylinderdeckel und Reparatur des Dampfzylinders.

„Wir müssen die Maschine reparieren und arbeiten“, sagte der Betriebschef und überliess dem Maschinenmeister das Wie. Letzterer machte sich denn auch an die Arbeit

und nach fünf Tagen fand die Wiederinbetriebsetzung der Maschine statt.

Fig. 201—202 zeigt die **Reparatur des gebrochenen Cylinderteiles** an der Seite des Stutzens (Fig. 202). Man hatte bei *a* fünf Stiftschrauben eingebracht, ebenso die Cylinderdeckelschrauben durch lange Stiftschrauben ersetzt, welche durch den Dampfkanal hindurch mit Gewinde in die hintere Rückwand des Kanalstutzens bei *b* eingeschraubt wurden.

Als Ersatz für den gebrochenen **Cylinderdeckel** hatte man einen solchen aus zwei Lagen **Eisenblech** von je 20 mm Stärke angefertigt. In der Mitte wurde für die Aussparung der Kolbenmutter das Stück *N* von dem gebrochenen gusseisernen Cylinderdeckel verwendet.

Mit dieser so reparierten Maschine konnte denn auch der Betrieb bis zum Einbau des neuen Dampfzylinders aufrecht erhalten werden. Allerdings machte der Cylinderdeckel einen beängstigenden Eindruck. Derselbe bog sich bei jedem Hube **auffallend viel durch**, so dass man unwillkürlich einen Aufenthalt hinter dem Cylinder vermied.

31tes Beispiel. (Bruch des Dampfzylinders.)

Ein neuer, grösserer Rheindampfer mit einer Maschine von 800 indizierten Pferdestärken wurde vor 12 Jahren in Betrieb gesetzt, die Probefahrt ging glücklich von statten. Kurz vor Schluss derselben entstand am Schieberkasten ein **Riss**, durch welchen so viel Dampf entströmte, dass die im Maschinenraum befindlichen Personen schleunigst nach Deck flüchteten.

Den Dampf konnte man noch rechtzeitig abstellen, so dass weiteres Unheil vermieden wurde.

Es war nichts anderes zu machen, als den Cylinder so gut es anging zu reparieren. Dieses geschah mittelst **Zuganker, Laschen und Spannschrauben** und gelang vollständig. Der Riss im Schieberkasten blieb bei der nächsten Probefahrt dicht. Selbstverständlich nahm man sofort einen **neuen Dampfzylinder** in Arbeit. Dieser wurde fertig gestellt, und während er noch in der Montagehalle der Maschinenfabrik lag, stellte sich dort **an derselben Stelle** des Schieberkastens, wie beim alten Cylinder, der Riss ein.

Man fertigte einen dritten Ersatzzylinder an, dieser ist aber bis heute noch nicht eingebaut, da die Maschine mit dem reparierten Cylinder ausgezeichnet arbeitet und der Dampfer als einer der leistungsfähigsten Rheindampfer gilt.

32tes Beispiel. (Bruch des Dampfzylinders.)

Der Cylinder (450 mm Durchmesser) einer Maschine zum Betriebe eines Sägewerkes ist für Ventilsteuerung konstruiert und wie in Fig. 204—205 gezeichnet, der Dampfmantel direkt mit dem Cylinder aus einem Stück gegossen.

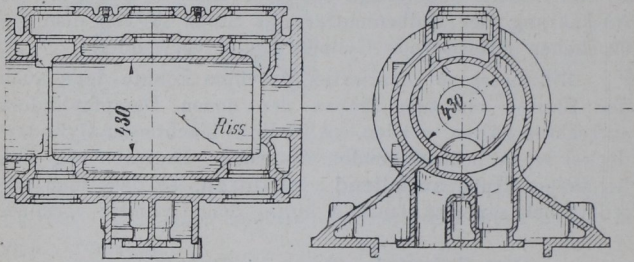


Fig. 204—205. Dampfzylinder (gerissen).

Nach zweimonatlichem Betriebe öffnete man den Cylinderdeckel, um zu sehen, ob der Kolben gut gearbeitet hatte und war sehr erstaunt, als man den in Fig. 204 gezeichneten Riss (1—2 mm breit und 250 mm lang) vorfand.

Auch hier liegt die Ursache in Gussspannung. Wie die Abbildung zeigt, haben wir es mit einem äusserst komplizierten Gussstück zu thun, welches auch verschiedene Wandstärken, an manchen Stellen auch vielleicht ganz scharfe Übergänge besitzt.

Selbstverständlich verlangte der Empfänger einen neuen Dampfzylinder, bei welchem dann der Dampfmantel nicht eingegossen, sondern ein Einsatzzylinder, wie in Fig. 177 gezeichnet, angeordnet wurde.

33tes Beispiel. (Bruch des Zylinderfusses.)

Eine stehende Dreifach-Expansionsmaschine von 700 Pferdestärken war kaum ein Vierteljahr im Betrieb, als der Maschinist an dem einen Fuss, mit welchem der

Cylinder auf dem Rahmen festgeschraubt ist (Fig. 206), einen Riss bemerkte.

Es war der Hochdruckeylinder von:

Durchmesser	600 mm
Hub	700 „
Dampfdruck	11 Atm.

Während des Betriebes konnte man beobachten, wie der Riss, welcher sich auf die ganze Breite des Fusses erstreckte, bei jedem einfachen Kolbenhub um ca. 1 mm auseinander klappte.

Natürlich schien ein weiteres Arbeiten mit dem Cylinder bedenklich, man fertigte eine 26 mm starke, schmiedeeiserne Lasche an und befestigte dieselbe gut mit Kopfschrauben, also das Gewinde in dem gusseisernen Fuss eingeschnitten.

Dieses hielt denn auch ganz gut; jedoch mussten sehr häufig die Schrauben wieder fest nachgezogen werden, da sich dieselben lockerten.

Die Maschine ist jetzt mit dem geflickten Cylinderfuss acht Jahre Tag und Nacht im Betrieb.

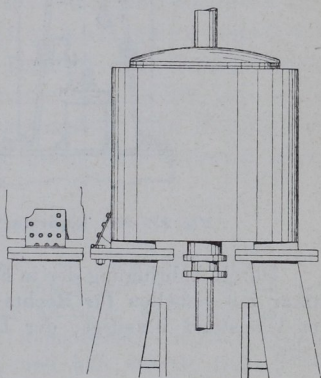


Fig. 206—207.

Reparatur des gesprungenen Fusses.

Das Einbauen des Reservecylinders, welcher fertig bearbeitet auf seine Verwendung harrt, schiebt man so lange wie irgend möglich hinaus, denn die Betriebsstörung würde mindestens über sechs Wochen dauern.

Bei grossen, stehenden Maschinen wird das Einbauen eines Cylinders doppelt so viel Zeit in Anspruch nehmen, als bei einer Horizontalmaschine.

Es kommt auch wesentlich darauf an, wie genau in der betreffenden Maschinenfabrik gearbeitet wird, wie richtig die Stichmasse genommen werden und wie die Einrichtung (Krahne u. s. w.) im Maschinenhaus beschaffen ist.

34tes Beispiel. (Vertikale Gebläsemaschine.)

Bei einem Dampfzylinder von

Durchmesser 800 mm

Dampfdruck 6 Atm.

nach Fig. 208, war bei *a* am äusseren Mantel ein Riss entstanden (der Cylinder hatte Dampfmantel), durch welchen der Dampf ins Freie trat.

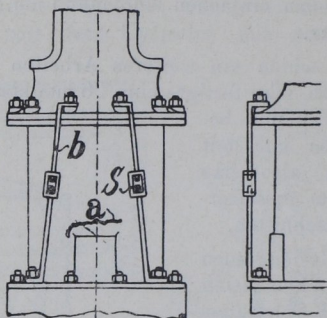


Fig. 208—209. Reparatur des Dampfzylinders.

Durch Anbringung der in Fig. 209 gezeichneten **Spannanker** mit Schellen für Rechts- und Links-Gewinde wurde der Übelstand beseitigt; der Dampfzylinder hielt dauernd dicht.

Reparatur der Längenrisse bei Dampfeylindern.

Die Anwendung sog. **Patentkeile** (Fig. 210—211) ist empfehlenswert, die Reparatur wird billig und bringt in den meisten Fällen vollständige Dichtigkeit.

Die Anwendungsart dieser Keile ist eine sehr verschiedenartige.

Hauptsächlich werden sie zum Zusammenziehen und Dichten von Rissen in den Rohrwänden der Feuerkisten und Rauchkammern von Lokomobilen, sowie auch an **Dampf- und Gasmotoren-cylindern**, bei letzteren namentlich, wenn sie durch Frost zersprengt sind, angewendet. Das Material ist Stahl, und die Herstellung muss eine äusserst sorgfältige sein.

35tes Beispiel. (Längsriss.)

Vor ca. 2 Jahren wurde der **Dampfmantel** eines Dampfeylinders für 6 Atm. Druck auf diese Weise von einem Risse geheilt und zwar an einer sehr schlecht beikömmlichen, heiklen Stelle und hält solcher noch heute vollständig dicht.

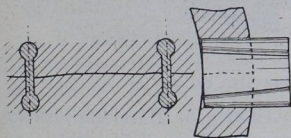


Fig. 210—211.

Die Keile müssen nur in **richtiger Weise** angeordnet und von einem tüchtigen Schlosser **sauber ein-**

gepasst werden. Beim Einsetzen der Keile in **Guss-eisen** muss natürlich etwas vorsichtiger verfahren werden, als bei Schmiedeeisen; jedoch kann auch hier bei sachgemässer Einsetzung Garantie für vollständiges Dichthalten der Risse übernommen werden.

Undichtigkeiten des Dampfzylinders *)

an einer schwer zugänglichen Stelle kann viel Unannehmlichkeiten und unter Umständen Betriebsstörung verursachen.

36tes Beispiel. (Undichtigkeit.)

Eine Compoundmaschine mit Kondensation hatte folgende Hauptdimensionen:

Durchmesser des Hochdruckzylinders 480 mm.

Durchmesser des Niederdruckzylinders 800 mm,

Gemeinschaftlicher Kolbenhub 800 mm,

Umdrehungen pro Minute = 70,

Arbeitsdruck 6 Atm. Überdruck.

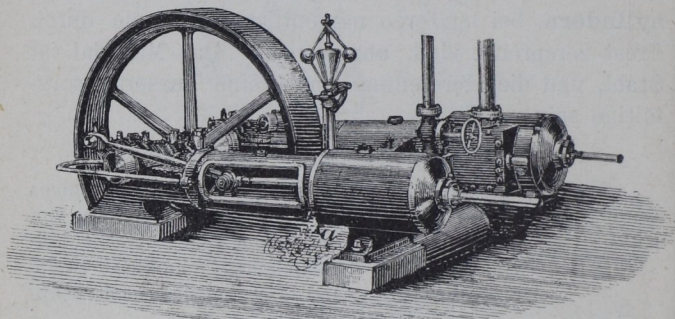


Fig. 212. Undichtigkeiten bei a.

Die Maschine zeigte nach 4jährigem Betriebe starke Undichtigkeiten an der Stelle, wo der Flansch des Bajonettrahmens mit dem Flansch des Dampfzylinders verbunden ist.

Der Dampf blies bei a (Fig. 212) so stark aus, dass dadurch ein weiteres Arbeiten mit der Maschine nicht möglich war.

Hier war guter Rat teuer. Das vollständige Auseinandernehmen (Demontieren) der Maschine incl. Schwungrad, Schwungradachse, Steuerwellen u. s. w. hätte grosse Schwierigkeiten bereitet und längere Betriebsstörungen verursacht.

*) S. auch Seite 73—78.

Alles dieses wäre zu vermeiden gewesen, wenn man den Cylinder (nach Lösen der Fundamentanker und der Verbindungsschrauben zwischen Rahmen und Cylinder) mit einem Flaschenzug hätte hochheben können, wie in Fig. 213 angedeutet.

Aber ob dieses anging, war von aussen nicht zu erkennen, ebenso gab eine Untersuchung innen vom Cylinder aus keinen Aufschluss.

Ich fand nun in meinen Notizen die Skizze einer Verbindung von Rahmen mit Cylinder, welche derselbe Fabrikant, der die Maschine geliefert, früher einmal zur Ausführung gebracht hatte, und ist dieselbe in Fig. 214 dargestellt.

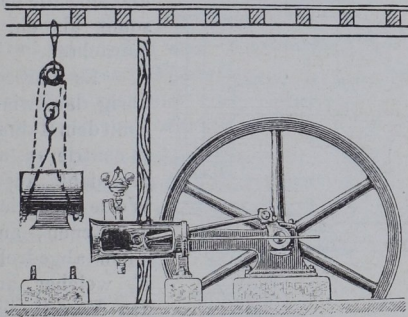


Fig. 213. Hochheben des Cylinders.

Darnach war zu vermuten, dass der Fabrikant bei der vorliegenden Maschine dasselbe Prinzip angewandt hatte, in diesem Falle wäre ein **vertikales Hochheben des Cylinders** möglich gewesen, ohne dass der Rahmen u. s. w. von seinem Fundament abgenommen zu werden brauchte.

Zu diesem Zweck betrachten wir uns Fig. 214 näher und suchen uns in den Gedanken hinein zu arbeiten, welcher dem Fabrikant gerade zur Ausführung dieser Konstruktion vorgeschwebt haben mag.

Aus der Zeichnung ist unzweifelhaft zu erkennen, dass der Konstrukteur die Absicht hatte, eine Ausführung zu liefern, welche gestattet, den **Dampfcyylinder vertikal hochzuheben**, ohne dass der Rahmen aus seiner Lage entfernt zu werden braucht.

Denken wir uns Kolben und Kolbenstange herausgenommen, entfernen wir ferner das Stopfbüchsengehäuse *S*, nehmen den Blechmantel (also die Umkleidung des Cylinders) ab, beseitigen die Schrauben *b*, schlagen den Ring *R* zurück (nach dem Rahmen zu), so steht nichts im Wege, den Cylinder vertikal hochzunehmen.

Interessant ist noch, auf welche Weise der Konstrukteur das Centrieren von Rahmen mit Cylinder bewerkstelligt hat.

Das mit acht Schrauben *a* auf den Cylinderflansch aufgeschraubte Zwischenstück *Z* centriert nach innen mit dem Cylinder und sind die beiden Teile somit als ein Stück zu betrachten.

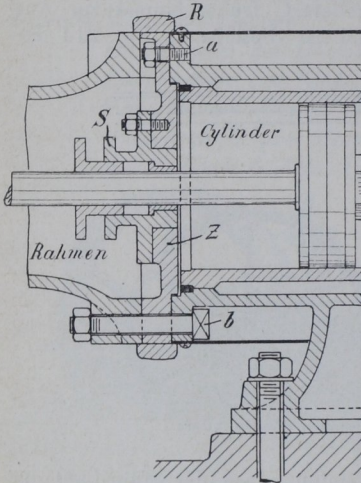


Fig. 214.

Verbindung von Rahmen und Cylinder.

Es bleibt also noch übrig, das Zwischenstück *Z* mit dem Rahmenflansch zu centrieren, und dieses geschieht auf einfache Weise durch den schmiedeeisernen, aussen und innen abgedrehten Ring *R*, welcher auch noch den Vorteil bietet, die Stoskanten des Blechmantels (der Umkleidung) zu verdecken und übrigens sehr elegant auszu sehen.

Ich gab nun dem Maschinenmeister Anweisung, den Ring *R* beiseite zu schlagen und die Schrauben *b* zu lösen.

Als ich am andern Tag wieder an Ort und Stelle war, fand ich, dass man meine Anweisung nicht richtig aufgefasst hatte, der Ring *R* war nach dem Cylinder zu geschoben, dadurch waren die Leute natürlich ausser stande, die Verbindungsschrauben *b* zurück zu schlagen, weil die Köpfe derselben durch die Wärmeschutzmasse festgehalten wurden.

Man hatte dann versucht durch Wegmeisseln eines Stückes vom Fundament den Cylinder nach hinten zu

schieben, natürlich vergeblich, denn festgegossene Fundamentanker geben nicht nach.

Wir schlugen nun den Ring (mit Hülfe von Holzklötzchen und schwerem Hammer) nach der Rahmenseite zu, lösten die Umkleidung (den Blechmantel), entfernten an der betreffenden Stelle die Wärmeschutzmasse, schlugen die Schrauben *b* heraus und hingen den Cylinder mittelst des in Fig. 213 dargestellten Flaschenzuges und Ketten auf.

Vor dem Hochziehen des Cylinders war es natürlich nötig, den Rahmen nach allen Richtungen durch Hölzer gehörig abzusteifen, wie dies auch in Fig. 213 angedeutet ist.

Es musste ferner vor dem Hochheben darauf geachtet werden, ob nicht etwa der Cylinderfuss mit irgend einem Maschinenteil verbunden war. Im vorliegenden Falle hatte man den Fuss mit einer Fundamentplatte verschraubt, welche letztere dem Regulator und einer Steuerwelle als Sohlplatte diente. Die Schrauben wurden also gelöst.

Nachdem der Cylinder soweit hochgehoben war, wie die Fig. 213 andeutet, wurde er um 90° gedreht, auf Holzunterlagen gesetzt, und es war ein Leichtes, die Zwischenplatte *Z* loszuschrauben und statt der undichten Packung eine neue einzubringen.

Das Herunterlassen, wieder Festschrauben und Unterhängen des Cylinders bot keine Schwierigkeiten.

Es sei hier noch bemerkt, dass, wie die Untersuchung vor dem Losnehmen des Cylinders ergab, ein Setzen des Teiles des Fundamentes, auf welchem der Cylinder ruhte, stattgefunden haben muss, denn die Wasserwaage, welche in den Cylinderlauf eingelegt wurde, zeigte 6 Strich Fall nach hinten (der Maschinist sprach übrigens schon vorher davon, dass sich das Fundament nicht unbedeutend gesetzt haben müsste).

Ob nun dieses Einfluss auf die oben besprochene Undichtigkeit hat, ist nicht ganz sicher.

Undichtigkeiten

stellen sich häufig an den Verschraubungen beziehungsweise Dichtungsstellen der Dampfzylinder ein. Der Grund ist in den meisten Fällen in einer falschen

Anordnung der Stiftschrauben zu suchen. Besonders bei Dampfdrücken über 5 Atm. sollte man das Gewinde der Stiftschrauben **nicht bis in den Dampfraum bohren**.

37tes Beispiel. (Undichtigkeiten.)

Bei einer Maschine mit Ventilsteuerung

Cylinderdurchmesser . . . 600 mm,

Hub 1000 „

Dampfdruck 10 Atm.

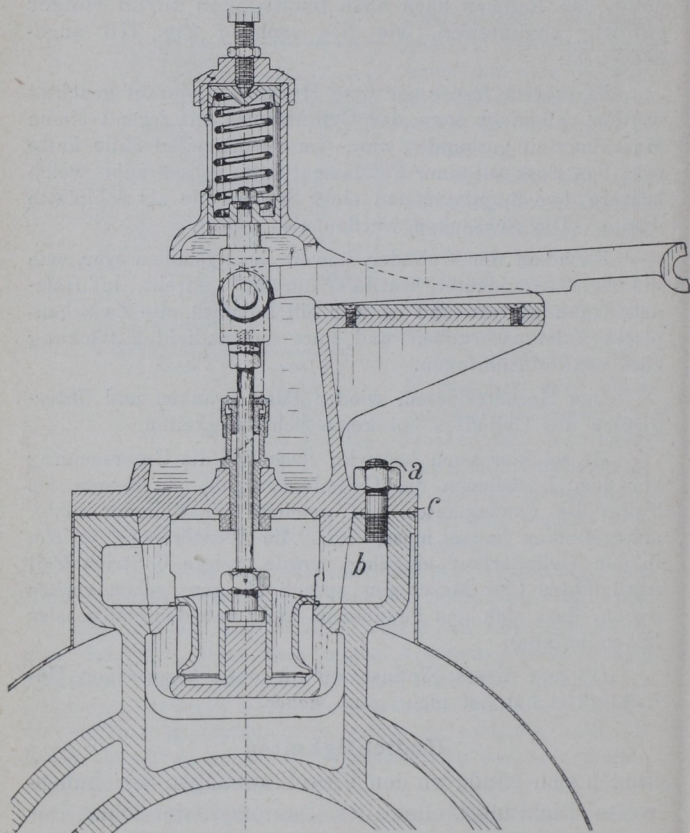


Fig. 215. Einlassventil mit undichten Schrauben der Ventildeckel.

zeigten sich sämtliche Stiftschrauben am Einlassventil **undicht**. An den Muttern *a* (s. Fig. 215) aller 8 Stiftschrauben trat eine braune Brühe (Öl und Dampfgemisch) heraus. Die Flanschen *c* waren vollständig dicht, es musste deshalb angenommen werden, dass die Schmiere vom Dampfraum *b* aus durch das Gewinde der Stiftschrauben direkt nach oben tritt. Die Schrauben wurden nachgezogen, hielten aber nicht dicht, so dass es unbedingt nötig ward, die jetzigen Schrauben durch neue zu ersetzen.

Als **fehlerhaft** ist es stets zu bezeichnen, wenn man das Gewinde für die Stiftschrauben **in den Dampfraum** treten lässt.

Im **Kesselbau** lässt es sich allerdings kaum vermeiden, aber dort wird das Gewinde nicht so leicht undicht, dieses hat auch vielleicht darin seinen Grund,

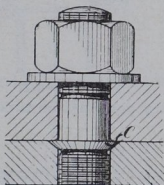


Fig. 216. Stiftschrauben mit Bund zum Verstemmen.

dass dort das Gewinde für die Stiftschrauben in Schmiedeeisen oder Stahl eingeschnitten, zudem auch die Verschraubungen nicht häufig oder überhaupt nicht gelöst werden.

Bei stark porösem Material ist es äusserst schwierig, die Stiftschrauben sicher einzubringen. Zudem gebraucht man im Kesselbau folgende Vorsicht:

Die Stiftschraube erhält einen **Bund** *e* (Fig. 216), welcher nach ganz festem Einschrauben sauber verstemmt wird. Auch bei **Gusseisen** empfiehlt sich diese Methode, selbst dann, wenn das Gewinde nicht bis in den Dampfraum tritt.

Welch unangenehme Folgen unrichtig angeordnete Stiftschrauben haben können, zeigt nachstehender Fall:

38tes Beispiel. (Undichtigkeiten.)

Bei einer Maschine von

<i>Cylinderdurchmesser</i>	. . .	400 mm,
<i>Hub</i>	700 „
<i>Umdrehungen</i>	100,
<i>Dampfdruck</i>	7 <i>Atm.</i>

blies der Dampf an dem vorderen Cylinderdeckel bei *g* (Fig. 217) stark aus, alles Nachziehen der Muttern war vergebens.

Nach zweijährigem Betrieb war das Gewinde *f* im Guss ganz zerfressen und musste das $\frac{3}{4}$ "-Gewinde durch

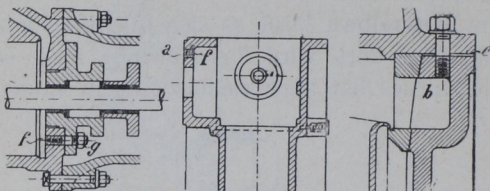


Fig. 217—219.

Unrichtige Anordnung der Stiftschrauben bei Dampfzylindern.

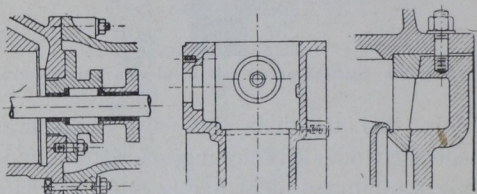


Fig. 220—222.

Richtige Anordnung der Stiftschrauben bei Dampfzylindern.

1" ersetzt werden. Bei solchen Reparaturen an Ort und Stelle lässt sich natürlich nicht sauber arbeiten.

Die neu angebrachten Schrauben hielten zwar dicht, aber schon nach kurzer Zeit stellte sich das alte Übel wieder ein, so dass nach Verlauf eines Jahres das Gewinde wieder durch ein grösseres ersetzt werden musste und so fort, bis schliesslich nach neunjährigem Betriebe 2"-Schrauben zur Verwendung gelangten.

Man soll also schon beim Konstruieren des Dampfzylinders an den Stellen, an welchen Stiftschrauben zu sitzen kommen, durch genügende Verstärkung des Ma-

terials dafür sorgen, dass selbst bei Unachtsamkeit des Bohrers die Löcher für das Gewinde nicht bis in den Dampfraum gelangen.

In vorstehenden Figuren (Fig. 217—222) sind einige Fälle dargestellt und zwar unrichtige Konstruktion (Fig. 217—219) und richtige (Fig. 220—222).

Undichtigkeiten können aber auch ihre Ursache in **mangelhaft eingepassten Ventilsitzen** haben. Besonders bei hohen Dampfdrücken, 10 Atm., muss das Einpassen der Ventilsitze mit grösserer Sorgfalt geschehen, als bei niederen Dampfdrücken.

39tes Beispiel. (Undichtetes Einlassventil.)

Bei einer Compoundmaschine:

<i>Hochdruckcylinder-Durchmesser</i>	. 500 mm,
<i>Kolbenhub</i> 900 „
<i>Dampfdruck</i> $10\frac{1}{2}$ Atm.
<i>Umdrehungen</i> 65

machten sich am Ventilgehäuse in Fig. 223 Undichtigkeiten bemerkbar.

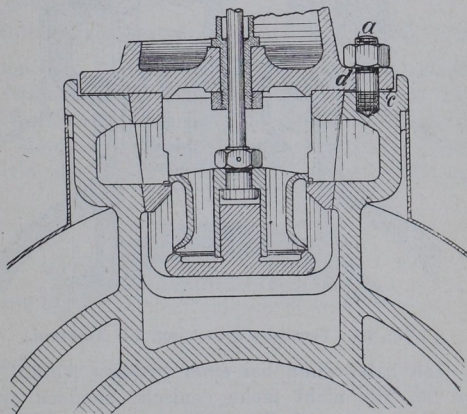


Fig. 223. Undichter Ventilsitz.

Während des Betriebes trat an den Stiftschrauben bei *a* eine braune mit Dampf vermengte Flüssigkeit heraus, welche auch durch festes Anziehen der Stiftschrauben nicht

beseitigt werden konnte. Die Untersuchung ergab, dass das Ventilgehäuse nicht gut genug in den Cylinderrumpf eingepasst war. Der Dampf kam durch den Conus d und trat von dort aus durch das Schraubenloch in den Ventildeckel, bei a ins Freie. Beseitigte man die Undichtigkeiten bei d durch Verpackung, so zeigten sich dieselben bei c . Mit Müh' und Not gelang das Abdichten, jedoch nur für einige Wochen, und das alte Übel stellte sich wieder ein.

Unter Hinweisung auf den obigen Vorfall machte uns ein Fachgenosse folgende Mitteilung:

40tes Beispiel. (Ventilsitz.)

Ich hatte früher auch dieselben Erscheinungen bei Anwendung von Dampf über 6 Atm. und kam zu der Überzeugung, dass das Einpassen des Ventilsitzes mit Conus sich nicht sauber genug ausführen lässt und der hohe Dampfdruck das Eintreten von Undichtigkeiten unter-

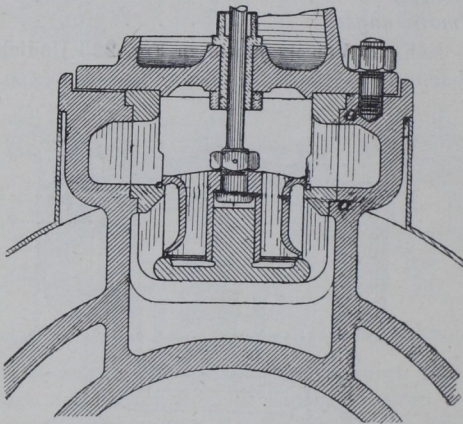


Fig. 224. Ventilsitz cylindrisch mit Ansätzen.

stützt. Ich habe dann bei einer grossen Anzahl von Maschinen den Sitz nicht mehr conisch, sondern cylindrisch mit Ansätzen $a a$ nach Fig. 224 ausgeführt. Diese so eingepassten Ventilsitze haben bis jetzt immer dicht gehalten und kann ich diese Ausführung bestens empfehlen.

Wasser im Dampfzylinder.

Wasser im Dampfzylinder kann schwere Betriebsunfälle zur Folge haben, denn das Wasser ist nicht elastisch. Findet der Kolben am Hubende eine grosse Menge Wasser vor, so muss es „biegen oder brechen“; meist tritt beides ein.

41tes Beispiel. (Wasser im Dampfzylinder.)

Auf die Nachricht „Cylinder der neuen Maschine lose, Schlag im Kreuzkopf“ wurde der Monteur abgesandt.

Es handelte sich im vorliegenden Falle um eine einzylindrige **Walzenzugmaschine** (Auspuff) von

<i>Cylinderdurchmesser</i>	. 900 mm,
<i>Kolbenhub</i> 1300 „
<i>Schwungraddurchmesser</i>	8000 „
<i>Schwungradgewicht</i>	. . 35000 kg

mit Riderkolben-Schiebersteuerung nach Fig. 196–197.

Dieselbe ist, wie aus Fig. 225 und 231 ersichtlich, auf einen Grundrahmen aufgebaut und mit einer Turbine von 100 Pferdestärken durch Schleppbügel verbunden, so dass beide Motoren auf eine gemeinschaftliche Achse arbeiten, welche die Kraft unmittelbar an drei Walzenpaare abgibt.

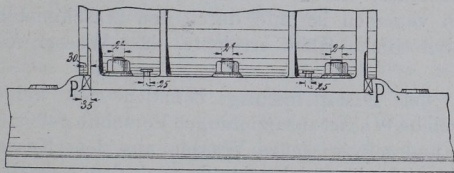


Fig. 225.

Bei Ankunft des Monteurs sagte ein Betriebsbeamter des Werkes: „Wir haben uns schon selbst geholfen; die **Passstücke** des Cylinders (in Fig. 225 mit *P P* bezeichnet) waren etwas **locker** geworden, so dass sich der Cylinder

in der Kolbenstangenrichtung hin und her bewegte und wurde durch Antreiben derselben das Übel behoben. Der Schlag am Kreuzkopf wurde durch Anziehen des Treibstangenkeiles beseitigt.

Thatsächlich lief die Maschine nach wie vor äusserst ruhig, doch belehrte ein Blick auf das **Treibstangengeschloss**, dessen Keil um ca. 50 mm höher getrieben worden war, dass dasselbe unter einem gewaltigen Druck gelitten hatte, und war es dem Monteur sofort klar, dass dieser **nur durch Wasser**, welches auf irgend eine Weise in den Cylinder gelangte, verursacht sein könne.

Diese Annahme wurde durch die Aussage des Maschinisten bestätigt, der den Vorgang folgendermassen beschrieb:

„Nach einer kleinen Pause setzte ich die Walzenstrecke durch die Turbine in Betrieb und liess, da auf derselben nicht gleich gearbeitet wurde, die Maschine mitschleppen. Nach etwa 10—15 Minuten öffnete ich das Dampfeinlassventil, und in demselben Moment **erbebte die ganze Maschine** samt Rohrleitung unter einem Schlag im Cylinder, lief jedoch weiter, nur zeigte sich bei jedem Hubwechsel ein **Ruck im Kreuzkopf** und später gesellte sich dazu die Bewegung des Cylinders.“

Hieraus konnte man schliessen, dass sich in dem inneren Rohr des Wasserabscheiders, der auf dem Ventil steht, sowie in letzterem eine Wassersäule angesammelt haben musste, welche beim plötzlichen Öffnen des Dampfweges in den Cylinder drang und den verhängnisvollen Druck erzeugte.

Möglich ist es indessen auch, dass der Wasserstand im Abscheider, der an tiefster Stelle mit einem $\frac{3}{4}$ " Ablasshahn versehen ist und durch den Maschinisten bedient wird, eine solche Höhe erreichte, dass Wasser mitgerissen wurde.

In der **Dampfleitung** befinden sich keine Säcke, durch welche Wasseransammlungen Vorschub geleistet werden könnte, und mitgerissenes Wasser aus dem Kessel konnte ebenfalls nicht im Spiel sein, da nach dem einmaligen Stoss sich kein Wasser im Cylinder mehr bemerkbar machte. Zur Zeit des Vorfalles sollen alle Wasserablassventile geöffnet gewesen sein; es befinden sich deren zwei am Steuer-cylinder, zwei an den Dampfkanälen und zwei an den Cylinderringen.

Die Maschine hat doppelte Führung; die Treibstange einen geschlossenen Kopf nach der Kurbelzapfenseite und einen offenen mit Kappe nach der Kreuzkopfseite. Das Herausnehmen des Treibstangengeschlösses des letzteren konnte nur unter Zuhilfenahme des Vorhammers bewerkstelligt werden und zeigten die Keile die in Fig. 226—227 dargestellte Beschaffenheit.

Das Geschlöss hatte sich also nicht nur durchgebogen, sondern die mit Krampen versehenen Keile hatten sich auch da, wo sie einerseits an den Zugstangenkopf, andererseits an der Kappe anlagen, um 1,5 bzw. 1,2 mm eingedrückt. Andere mitgenommene Maschinenteile fanden sich nicht vor.

Das Geschlöss wurde durch Geraderichten (in warmem Zustande) und Einpassen in einen halbwegs brauchbaren Zustand gebracht, wobei noch zu erwähnen ist, dass die Krampenkeile sich unter dem Druck gereckt hatten und fassten die Krampen nicht mehr passend um die Kappe.

Die Maschine wurde wieder in Bewegung gesetzt und dem Maschinisten nochmals die grösste Aufmerksamkeit dringend anempfohlen.

Für Neuanfertigung des Geschlösses wurde sofort Sorge getragen.

Acht Tage später. Telegramm:

„Wieder dasselbe Unglück, Monteur kommen!“

Diesmal fand der Monteur die Maschine ausser Betrieb gesetzt vor und wurde ihm auf sein Befragen erklärt:

„Sie will überhaupt nicht mehr über den Hub.“

Der Maschinist schilderte den Vorfall wie folgt:

„Nach dem Schichtwechsel, abends, will ich die Maschine in Betrieb setzen. Die Kurbel steht oben, ich gebe Dampf auf und die Maschine macht $\frac{1}{4}$ Drehung bis auf den hinteren Hub (Maschine links umlaufend). Hier wird die Bewegung nicht nur gehemmt, sondern es dreht sich auch noch das Schwungrad entgegengesetzt. Mit Hülfe des Schaltwerkes wurde die Ma-

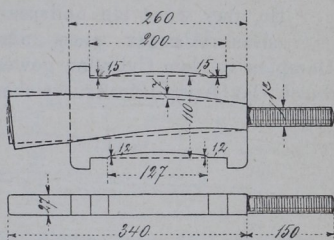


Fig. 226—227.

Keile des Treibstangengeschlösses.

schine über diesen Punkt gebracht, wobei aussergewöhnlich viel Kraft angewendet werden musste, und zeigte das Rad immer wieder das Bestreben, etwas zurück zu laufen. Wieder Dampf aufgegeben geht die Maschine vorwärts und bleibt am Ende des Hubes mit einem Ruck stehen. Es waren während der ganzen Zeit alle Ablassventile offen und war vorher noch das kondensierte Wasser gründlich abgelassen worden.“

So, das wäre ein anderer Fall.

„Das Wasser muss also schon vor Eintritt des Dampfes in dem Cylinder gewesen sein und kann also nur durch das **Auspuffrohr**, welches in einen Vorwärmer führt,

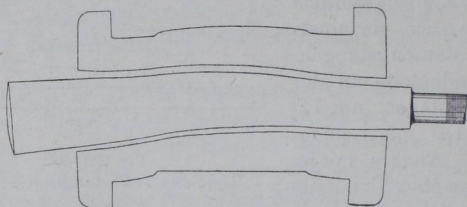


Fig. 228. Verbogenes Treibstangengeschloss.

in den Cylinder gelangt sein. Bevor wir jedoch näher auf die Feststellung der Ursache dieser Wasserzuführung eingehen, wollen wir uns die **Schäden**, welche dadurch entstanden sind, einmal ansehen.

Fig. 228 stellt den Abriss des Treibstangengeschlosses dar, welches zur Genüge besagt, welch ein gewaltiger Druck zwischen Kolben und Cylinderdeckel, zwischen

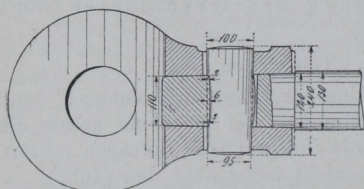


Fig. 229. Gebrochener Kreuzkopfkeil.

Cylinder, Kurbel und Schwungradwellenlager stattfand. Ferner hatte sich die **Kolbenstange** am Kreuzkopf gelöst und war der Befestigungskeil, wie aus Fig. 229 ersichtlich, krumm gebogen und das Material desselben (Stahl) auf beiden Seiten eingescheert; überhaupt haben alle Keillöcher sehr gelitten, auch ist die **Kappe** der Treibstange aufgebogen und zeigt bei *a* (Fig. 230) einen Knick, ebenso hat sie sich in der Bohrung (*b*) etwas ausgeweitet, so dass diese Teile erneuert werden müssen.

Der vordere Treibstangenkopf zeigte keinerlei Schäden, desgleichen auch der Kolben, der nach Wegnahme des hinteren Cylinderdeckels in tadellosem Zustand befunden wurde.

Sonst wurden, Dank des vorzüglichen Materiales, welches bei Anfertigung der Maschine, die erst sechs Wochen im Betrieb ist, zur Anwendung kam, keine weiteren Beschädigungen aufgedeckt.

Auch die Cylinderbefestigung hatte diesmal dem Druck widerstanden, und sei hierbei erwähnt, dass die infolge des ersten Ereignisses stattgefundene gleitende Bewegung des Cylinders dadurch hervorgerufen wurde, dass sich unter dem unnatürlichen Druck die etwas keilförmigen Passstücke *PP* (Fig. 225) zusammengepresst hatten und locker wurden, dem Cylinder also Spiel gebend.

Wenden wir uns nunmehr der Ursache des Wasserzudranges zu.

Fig. 231 stellt die Lage der Abdampf-Rohrleitung, sowie des Vorwärmers zur Maschine dar. Ich muss jedoch

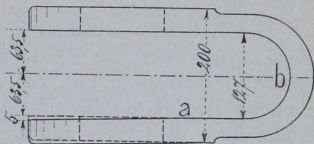


Fig. 230. Kappe der Treibstange.

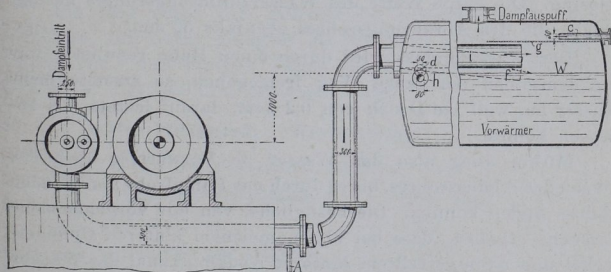


Fig. 231. Anordnung des Vorwärmers.

vorausschicken, dass mir die innere Beschaffenheit des Vorwärmers der schon über ein ehrwürdiges Alter verfügte und jedenfalls eine sehr bewegte Vergangenheit hinter sich hat, bis dahin nicht bekannt war, auch die Rohrleitung bei der Montage der Maschine vom Personal des Geschäftes für eigene Rechnung angebracht wurde.

Durch Rohr *e* wird dem Vorwärmer das Speisewasser zugeführt, welches einem Teiche, dessen Wasserspiegel ca. 2 m über dem Normalwasserspiegel im Vorwärmer *W* liegt, entnommen wird. Der Rohrstützen *d* dient zur Wasserüberschussabführung, Rohr *f* zeigt die Anordnung des Dampfrohres, *g* die des Siebes.

Wie auf den ersten Blick ersichtlich, liegt hier die **Quelle des Übels** und ist es nur ein blindes Spiel des Zufalls gewesen, dass das Malheur nicht schon früher eingetreten ist.

Bei Normalwasserstand im Vorwärmer lag die **Mündung des Dampfrohres** zur Hälfte des Querschnittes unter dem Spiegel desselben (in Fig. 231 punktiert angedeutet). Wenn nun auch der tiefste Punkt des Abdampfrohres immerhin noch 50 mm über dem Wasserspiegel lag, so war die Gefahr des Wasserziehens doch eine sehr grosse, indem, wenn mit hoher Expansion gearbeitet (der Regulator lässt einen vollständigen Dampfabschluss zu und verharrt häufig in dieser höchsten Stellung, wenn im Betrieb auf allen drei Gerüsten kleine Pausen eintreten, dabei die Turbine mitangreift) oder die Maschine ausser Betrieb gesetzt wurde und dann der Dampfkolben als Luftpumpe wirkte.

Doch das war nur das kleinere Übel und weniger von Bedeutung. Die lichte Weite des Wasserzuführungsrohres beträgt 50 mm, die des Abführungsrohres ebenfalls 50 mm.

Der Wassereinlass wird durch einen Hahn reguliert; war nun demselben der ganze Weg freigegeben, so strömte mehr Wasser zu, weil ein Druck von 0,2 Atm. darauf lastete, als abfliessen konnte.

Mithin stieg also das Wasser im Vorwärmer über das Niveau des Abflussrohres, bis es durch das Dampfrohr genügenden Abfluss finden konnte. Diesbezügliche, von mir vorgenommene Versuche ergaben, dass bei abgenommenem hinteren Cylinderdeckel und offen gestelltem hinteren Abdampfkanal das **Wasser sich in Strömen aus demselben ergoss**, trotz stets offener Wasserabführung an tiefster Stelle *A* des Abdampfrohres.

Genau dieselben Umstände, welche diesem Versuche zu Grunde lagen, müssen im Augenblick der verhängnisvollen Inbetriebsetzung obgewaltet haben, da sonst das eingeströmte Wasser abfliessen konnte, auch erklärt sich hieraus der Umstand, dass beim Drehen des Rades über den Hub mittelst der Drehvorrichtung Kompression im Cylinder war.

Der Wasserspiegel des Vorwärmers liegt 1 m über Mitte Maschine, dass also das Innere des Steuercylinders, soweit es mit dem Abdampfrohr kommuniziert, sowie die hintere Dampfzylinderhälfte unter einem Wasserdruck von 0,1 Atm. stand. Der einströmende Dampf trieb den Kolben zurück, bis durch die Steuerung der hintere Abdampfkanal geschlossen wurde und Kompression eintrat, welche den Rückwärtslauf der Maschine bewirkte, in dem Masse, bis der hintere Abdampfkanal wieder etwas offen stand, also wieder Wasser nachströmen konnte. Dann wurde die Maschine mittelst der Drehvorrichtung gedreht und das hinter dem Kolben sitzende Wasser setzte demselben Widerstand entgegen, weil durch den Kolbenweg mehr Wasser verdrängt werden konnte, als durch die Ablassventile (Kanal und Cylinder) zum Ausströmen kam. Auf dem vorderen Hub wiederholte sich die Kompression genau unter denselben Verhältnissen, richtete aber auf demselben mehr Schaden an, weil durch den längeren Kolbenweg im Schwungrad mehr Kraft aufgespeichert war.

Um wieder flott zu werden, wurden die Schäden der Maschine gründlich ausgebessert, beziehungsweise die beschädigten Teile erneut und der „kranke“ Vorwärmer insofern kuriert, dass er bis zur Fertigstellung eines modernen Röhrenvorwärmers seine Schuldigkeit thun kann.

Fig. 231 zeigt die getroffenen Abänderungen: *h* erweitertes und tiefer gelegtes Abflussrohr, *i* richtig gelegtes Dampfrohr. Seit einigen Tagen befindet sich die Maschine wieder in Betrieb und arbeitet ruhig.

42tes Beispiel. (Wasserschlag.)

Eine Eincylinder-Auspuffmaschine von

<i>Cylinderdurchmesser</i>	. 450 mm,
<i>Kolbenhub</i> 730,
<i>Touren per Minute,</i> 70,
<i>Betriebsdruck</i> 6 Atm..

mit einer Eismaschine direkt gekuppelt, in einer Bierbrauerei machte sich durch zeitweise Stöße, welche etwa 10 Minuten andauerten und dann wieder verschwanden, bemerkbar.

Die Maschine war erst kurze Zeit in Betrieb und der Lieferant noch verantwortlich. Letzterer sandte Monteure, Meister und Ingenieure, welche Tag und Nacht arbeiteten,

die Hauptachse aushoben, Lagerschalen nachschabten u. s. w. und nach jeder Reparatur klopfte die Maschine nach wie vor.

Da der Termin der Zahlung des „letzten Drittels“ immer näher rückte, wurde ich als Gutachter zugezogen und fand folgendes:

Die Schlammhähne *h* (Fig. 232) am Kolbenschiebergehäuse, welche zum Entwässern der beiden Zylinderenden dienen, tropften auffallend Wasser während des Auftretens der Stösse und musste ich auf das Vorhandensein von **Wasser im Dampfzylinder** schliessen. Weitere Nachforschungen ergaben, dass der Kondensstopf *C* im vor-

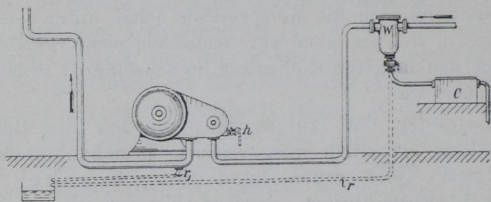


Fig. 232. Disposition der Rohrleitung.

hergehenden Winter durch Frost gesprungen und deshalb nicht mehr funktionierte. Das in dem Wasserabscheider *W* angesammelte Kondenswasser wurde deshalb von Zeit zu Zeit in grösseren Partien nach der Maschine gerissen.

Des weiteren stellte sich das Fehlen der Entwässerung der Abdampfleitung heraus. Nach Entfernung des Kondensstopfes *C* wurde ein Röhrchen *r* eingeschaltet und der Hahn am Wasserabscheider während des Betriebes etwas offen gehalten. Ferner wurde am Auspuffrohr ein $\frac{3}{4}$ "-Röhrchen *r*₁ (ohne Hahn) angebracht, und von Stund' an kehrte der Schlag in der Maschine nicht wieder.

Der Stoss war also auf diese einfache Weise beseitigt, während vorher auf unnütze Weise hunderte von Mark ausgegeben waren.

Der Monteur einer grossen Maschinenfabrik berichtet folgenden Vorfall:

43tes Beispiel. (Wasserschlag.)

Die Nachricht, dass der Dampfzylinder der erst seit einigen Tagen auf einem benachbarten Eisenwerke in vollem Betrieb befindlichen Maschine über Nacht gesprungen sei, überraschte mich früh morgens keineswegs aufs angenehmste, denn wenn ich als Monteur der Anlage auch ein reines Gewissen hatte, so wusste ich doch, dass ein solcher Fall für alle Beteiligten nur Unannehmlichkeiten bringen konnte und dass bei solchen Gelegenheiten gewöhnlich dem Monteur mit in erster Linie einige Federn gerupft zu werden pflegen.

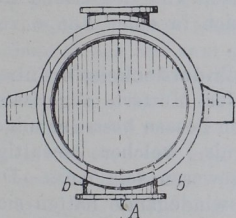


Fig. 233.
Gebrochener Dampfzylinder.

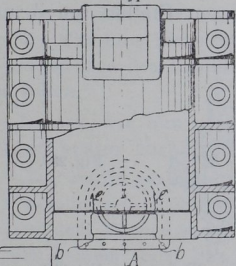


Fig. 234.

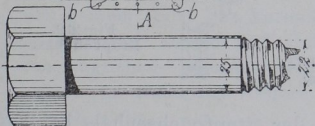


Fig. 235.
Gerissene Schrauben.

Die einzylindrige Walzenzugmaschine hat folgende Hauptdimensionen:

Durchmesser des Dampfzylinders	1170 mm,
Kolbenhub	1400 „
Umdrehung pro Minute	60 (im Mittel),
Dampfdruck	6 bis 7 Atm.,
Gewicht des Schwungrades	55000 kg.

Die Maschine ist mit Ventilsteuerung versehen und hat Einspritzkondensation, deren Luftpumpe vom Kreuzkopfbolzen aus angetrieben wird.

Rasch zur Stelle, fand ich die in Fig. 233—238 dargestellten Schäden vor.

Der Dampfeylinder zeigte an seinem hintern Ende klaffende Risse, diese sind in Fig. 233—234 mit *bb* bezeichnet. Das Stück *A*, welches Cylinderflansch und Auslasskanalwand bildet, war vollständig abgerissen, jedoch noch gehalten von den krummen, gebogenen, Cylinder und Auslassventilgehäuse verbindenden Stiftschrauben.

Die Sprünge *ee* (Fig. 236) gehen von den Ecken der Auslassöffnung aus und verlieren sich in einer Länge von 200 mm.

Die untere Partie der Cylinderdeckelschrauben (14 Stück) sind dicht unterhalb der Muttern abgerissen. Die Bruchflächen dieser 1" Schrauben liessen bestes sehniges Eisen erkennen und gaben Zeugnis, welcher gewaltige Druck die Ursache dieser Brüche gewesen sein muss. Die den Brüchen zunächst liegenden Gewindegänge hatten sich gedehnt und die Schrauben an diesen Stellen um 3 mm dünner gezogen (Fig. 235).

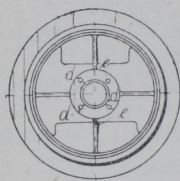


Fig. 236.

Gebrochener Cylinderdeckel.

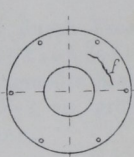


Fig. 237.

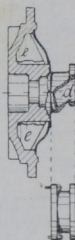


Fig. 238.

Fig. 239.
Stopfbüchse.

Am Cylinderdeckel war der Stopfbüchsenhals bei *dd* (Fig. 236 u. 238) zur Hälfte ausgebrochen und zwei der Verstärkungsrippen bei *ee* gerissen, auch hatte die guss-eiserne Deckelbekleidung (Fig. 237) bei *f* einen 250 mm langen Sprung davongetragen.

Die Aussagen über die den Bruch begleitenden Umstände gingen in verschiedenen Punkten wesentlich auseinander. Mögen die beiden wichtigsten und zuverlässigsten in Betracht gezogen werden.

Der Maschinist, gegen dessen Anstellung ich schon einige Tage vorher gelegentlich eines Vorkommnisses geringerer Tragweite der Betriebsleitung gegenüber meine Bedenken äusserte und der jedenfalls nicht befähigt war, seinem Posten voll und ganz vorzustehen, sagte folgendes aus:

„Es war abends 9 Uhr, zum Kühlen der Walzen trat auf der Walzenstrasse eine Pause ein; hierbei liess man die Maschine langsam laufen. Der Kondensator arbeitete mit.

Die Kessel hielten zur Zeit 6 Atm.

Überdruck, das Absperrventil war nur wenig geöffnet. Nach kurzer Zeit blieb in einem unbewachten Augenblick die Maschine stehen und zwar so, dass die Kurbel in ihrer oberen Stellung die Vertikale hinter sich hatte (Fig. 240).

Das Einlassventil war durch die Steuerung geschlossen und ging ich daran,

das vordere Einlassventil (Maschine links umlaufend) von Hand zu öffnen, um die Maschine wieder in Gang zu bringen. Vorher hatte ich das Absperrventil mehr geöffnet, trotzdem aber wollte sich die Maschine nicht drehen. Ich schickte zum Maschinenmeister, sperrte den Dampf ab und liess bis zu dessen Ankunft alles ruhen.“

Lassen wir nun den **Maschinenmeister**, der einige Minuten später zur Stelle kam, weiter erzählen:

„Ich wurde gerufen unter der Angabe, der Dampfcylinder habe sich in seiner Befestigung etwas gelockert und bewege sich auf dem Fundamentrahmen. Ich heisse den Maschinisten, der mit keinem Wort das Voraufgegangene erwähnt, die Maschine in Betrieb setzen und richte mein ganzes Augenmerk auf den fraglichen Umstand. Der Maschinist giebt Dampf auf und öffnet von Hand das vordere Einlassventil. Die Maschine rührte sich nicht.

Die Kurbel steht ca. 45° vom toten Punkte entfernt, das hintere Einlassventil lasse ich von Hand öffnen, (!) worauf die Maschine eine $\frac{1}{4}$ Umdrehung rückwärts macht. Hier angelangt, drehte sich die Maschine ohne weiteres selbstthätig in ihrer Laufrichtung (links) und, auf dem hinteren toten Punkt angelangt, ein **dumpfer Schlag** — und es war geschehen.

Ich ahnte sofort, dass nur Wasser die Ursache sein könne, der Maschinist hatte das in der Übergangsleitung von Maschine

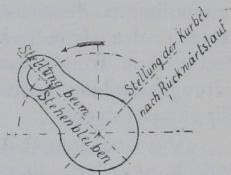


Fig. 240. Stellung der Kurbel beim Unfall

nach Kondensator sitzende Wechselventil nicht umgeschaltet. Nach der ihm streng anbefohlenen Weisung hätte er dieses vor jedem Stillsetzen oder sofort nach jedem Stillstehen thun müssen.“

Bevor wir nun zur näheren Ermittlung der eigentlichen Ursache schreiten, seien noch einige ins Gewicht fallende Umstände erwähnt.

Das zur **Kondensation** benötigte Wasser wird einem Teiche entnommen. Der Wasserspiegel des Teiches liegt zeitweilig in demselben Niveau wie der Wassereingangsstutzen des Kondensators, das Wasser kann also zu Zeiten dem Kondensator zulaufen (!). Die Mitte der Saugleitungsmündung liegt in einer Ebene mit der Mitte des Eingangsstutzens.

Die Übergangsleitung (400 mm lichte Weite) ist unterirdisch angelegt, das Wechselventil zum Umschalten des Dampfes befindet sich unmittelbar am Kondensator.

Diese Leitung ist mit einem **Belüftungsapparat** versehen, das Ventil des Apparates schliesst sich durch Dampfdruck, Letzterer wird unterhalb des Absperrventiles dem Einlassventilgehäuse entnommen.

Luftpumpen- und Dampfcylindermitte liegen in einer Ebene (die Luftpumpe steht also über Flur). Der Dampfcylinder ist dicht oberhalb der Auslassventile mit **Sicherheitsventilen** versehen, die 90 mm lichte Weite haben und bei 8 Atm. abblasen.

Die **Steuerung** ist dermassen eingestellt, dass die grösste Cylinderfüllung — bei niedrigster Regulatorstellung — 0,4, die geringste Füllung 0,01 beträgt. Die Voröffnung der Einströmung beginnt 5 mm vor Ende des Kolbenhubes; der Dampfaustritt beginnt, wenn der Kolben noch 75 mm zurückzulegen hat, die Kompression bei einem Kolbenweg von 1300 mm.

Suchen wir nunmehr an der Hand der gewordenen Aussagen nach der **Ursache des Unfalles**. Die durch das Absperrventil bewirkte zu grosse Drosselung des Dampfes hatte das Stehenbleiben der Maschine auf einem Punkte zur Folge, bei welchem beide Einlassventile geschlossen waren. In welcher Weise bis zu diesem Moment der Belüftungsapparat funktionierte, lässt sich mit Sicherheit nicht feststellen. Doch ist anzunehmen, dass stets Luft eintreten konnte, so lange die Steuerung die Einlassventile offen

hielt. Der in diesen Perioden auf dem Belüftungsventil lastende Dampfdruck war zu gering, dasselbe zu schliessen.

Während der Expansion dagegen genügte der Dampfdruck im Einlassventilgehäuse, den Apparat ausser Thätigkeit zu setzen. (Die Belastungsfeder war schwach gewählt, um auch bei der zeitweilig herrschenden geringen Kesselspannung zu genügen.) Ferner ist eine geringe Anfangsspannung des einströmenden Dampfes anzunehmen, welche also bei der Expansion unter 1 Atm. sank; demnach schon bei Beginn der Ausströmung ein gewisses Vakuum im Cylinder herrschte. Andernfalls wäre die Maschine wohl nicht zum Stehen gekommen. Der Belüftungsapparat konnte von diesem Moment an nicht mehr in Thätigkeit sein.

Die durch den Kondensator auf der hintern Seite des Cylinders bewirkte Luftleere zog das Kondensationswasser an und füllte sich der Cylinder in kurzer Zeit (nach den Ermittlungen in etwa 3—5 Minuten). Jetzt gab der Maschinist mehr Dampf und öffnete das vordere Einlassventil, um die Maschine in der Laufrichtung in Gang zu setzen. Die Maschine kam jedoch nicht in Bewegung. Das vor dem Kolben sitzende Wasser setzte Widerstand entgegen, denn das Auslassventil war nur wenig mehr geöffnet, das Wasser konnte nicht entweichen.

Dasselbe Manöver wiederholte sich 10 Minuten später in Gegenwart des Maschinenmeisters; dann öffnete man, heisst es weiter, das hintere Einlassventil und die Maschine drehte sich eine $\frac{1}{4}$ Drehung rückwärts, um, in dieser Stellung angelangt, sofort von selbst ihre Laufrichtung anzunehmen, und zwar, um nicht nur auf dem hinteren toten Punkte den Cylinder zu zertrümmern, sondern auch noch einige Umdrehungen zu machen.

Hier eben liegt das Unklare des angeblichen Sachverhaltes, denn wie eine nähere Betrachtung der Umstände ergeben wird, fehlt dann jede natürliche Erklärung für die Kraftäusserung der Maschine auf diesem Wege.

Der durch das vordere Einlassventil eingeströmte Dampf konnte nicht entweichen, da auf dieser Seite das Auslassventil geschlossen war, er muss sich aber rasch verdichtet haben durch die von der im hinteren Cylindertheil stehenden kalten Wassersäule bewirkten Abkühlung der Cylinder- und Kolbenwände; da anders beim Öffnen

des hinteren Einlassventils die Maschine sich unmöglich hätte rückwärts bewegen können.

Auffallend und doch erklärlich ist die grosse Kraftentwicklung auf der hinteren Cylinderseite. Durch das um 10 mm geöffnete Auslassventil konnte das Wasser nicht rasch genug entweichen. (Spätere an derselben Maschine gemachte Erfahrungen ergaben, dass bei 3 mm Auslassventilöffnung, ca. 25 mm Einlassventilöffnung und 4,5 Atm. Dampfdruck die Maschine nicht in Gang zu bringen war.) Gesetzt aber auch den Fall, es hätte bei der Rückwärtsbewegung vor dem Kolben durch die noch im vorderen Cylinder vorhandenen Dämpfe eine Kompression von 8 Atm. stattgefunden, welche den umgekehrten Gang der Maschine in der Laufrichtung herbeigeführt hätte, so ist es doch absolut unmöglich, dass dieselbe soviel Kraft entwickeln konnte, als zur Zertrümmerung des Cylinders und zum Weiterlauf der Maschine gehörte.

Es muss vielmehr sofort, nachdem die Rückwärtsbewegung der Maschine stattgefunden hatte, das vordere Einlassventil geöffnet worden sein und zwar, ehe das nachströmende Wasser den hinteren Cylinderteil wieder anfüllen konnte; und da das Öffnen der Einlassventile beim Rückwärtslauf der Maschine durch die Steuerung nicht bewirkt werden kann — es hebt sich statt dessen der Regulator in diesem Fall — so kann es nur von Hand geschehen sein.

Jedenfalls ist dieses dem Maschinenmeister entgangen, er legte dem allen kein Gewicht bei und bleibt bei seiner Behauptung.

Der Umstand, dass die Maschine beim Lüften des vordern Einlassventiles nicht in Gang zu bringen war, hätte ihn doch stutzig machen müssen. Auch durch den Maschinisten war keine Klarheit in die Sache zu bringen, da er in einem Atemzug zugab und bestritt. Derselbe hatte sich jedenfalls schon vor dem Unfall in hochgradiger Aufregung befunden, und hatte ihn beim Eintritt des Meisters das Erinnerungsvermögen vollständig verlassen.

Nach 12 Stunden zeigten die gusseisernen Bruchflächen noch den reinsten Glanz und waren nicht im geringsten mit den bekannten Rostflecken angesetzt. Dies brachte einen der Herren Ingenieure zu der Annahme, es könne überhaupt kein Wasser im Spiel gewesen sein, doch fanden sich hierfür nicht die geringsten Beläge, da

alle sonstigen Maschinenteile in schönster Ordnung befunden wurden.

Vom Dampf event. mitgeführtes Wasser kann ebenfalls nicht in Betracht gezogen werden, da das auf diese Weise in den hintern Cylinderteil gelangte Wasser hinreichend Zeit gefunden hätte, durch das geöffnete Auslassventil zu entweichen.

Die weitere Aussage des Maschinisten, er habe den an der tiefsten Stelle des Überströmrohres angebrachten 1" Ablasshahn geöffnet und durch diesen sei lange Zeit Wasser entströmt, behebt jeden Zweifel an der Ursache des Cylinderbruches; denn dieses Wasser musste sich zur Zeit desselben schon in der Leitung befunden haben, da sofort nach dem Unfall das Wechselventil durch den Maschinenmeister umgestaltet, also die Verbindung des Cylinders mit dem Kondensator unterbrochen wurde.

Der Bruch trat jedenfalls kurz nach völligem Schluss des Auslassventils — 1300 mm Kolbenweg — ein, indem das Sicherheitsventil nicht imstande war, das verdrängte Wasser zu entführen.

14 Schrauben rissen, 6 Schrauben hielten den Deckel am oberen Teil des Cylinderflansches fest und so wurde der Deckel „über Eck“ aus der Cylinderbohrung gepresst und die Stopfbüchse einseitig an die Stange gedrückt, infolgedessen das Stopfbüchsenfutter (Fig. 237 — 238) ausbrach.

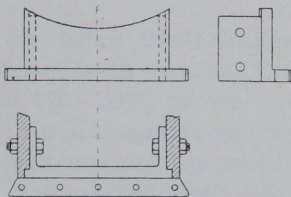


Fig. 241—243. Reparatur des Dampfeylinders.

Um den Betrieb wieder möglichst bald aufnehmen zu können, wurde der Cylinder in der Fig. 241—243 gezeichneten Weise geflickt und auch der Deckel durch Aufschrauben eines neuen Stopfbüchsenfutters (Fig. 239) wieder brauchbar gemacht. Beides ist auch einigermaßen betriebsfähig geworden, doch bietet diese Flickerei natürlich nicht

die geringste Sicherheit gegen irgend welche stärkere Kompression, und ist die Neuanschaffung eines Cylinders und Deckels ein Gebot der Notwendigkeit.

Um aber für die Zukunft eine **Wiederholung** dieses Falles gänzlich auszuschliessen, wird die Lage der Verbindungsrohrleitung dahin gehend abgeändert, dass es dem Kondensationswasser absolut unmöglich gemacht wird, in den Dampfcylinder gelangen zu können.

Übrigens hätte das Malheur nicht vorzukommen brauchen, wenn der „Maschinist“ nicht so gänzlich kopflos gehandelt hätte. In Anbetracht der Gefahr, welche bei solchen Anordnungen besteht, waren die beiden Maschinisten immer und immer wieder strengstens angewiesen worden, das Wechsel- und das **Wasserregulierventil** ja richtig zu handhaben, und musste der Maschinist nach den ihm gewordenen Instruktionen wissen, was er im vorliegenden Falle zu thun hatte; nämlich, sofort nach dem Stehenbleiben der Maschine das **Wechselventil** umzuschalten und den Ablasshahn in der Verbindungsrohrleitung zu öffnen, um dem event. eingedrungenen Wasser Abzug zu verschaffen. Auch hätte unter keinen Umständen ein Rückwärtslaufen der Maschine veranlasst werden dürfen.

Natürlich ist nunmehr für die Folge die Wartung der Maschine in andere Hände gelegt.



Das Fressen der Schieberspiegel. *)

Bevor wir diesen Punkt näher behandeln, sei folgendes vorausgeschickt:

Cylinderöl.

Zum Schmieren der inneren Dampfzylinderorgane werden heute ausschliesslich **Mineralöle** verwendet. Das Cylinderöl muss eine höhere Verdampfungstemperatur haben, als der Dampf. Hierauf muss man bei Verwendung von **überhitztem Dampf** besonders achten.

Temperaturen des gesättigten Wasserdampfes.

Dampfdruck-	2	4	6	8	10	12	14	Atm. Überdruck
Temperatur	133	151	164	174	183	191	196	Grad Celsius.

Siedetemperatur des Cylinderöles.

Galizier Cylinderöl, Siedetemperatur	230°	Celsius,
Russisches „	260°	„
Amerikan. „	310°	„

Gerade an der hohen **Siedetemperatur** ist die Güte eines Cylinderöles zu erkennen. Minderwertiges Öl verdampft bei 170–200°, die besseren Öle bei 300 bis 320°. Sobald ein Öl eine niedrigere Siedetemperatur hat, als der Dampftemperatur entspricht, ist es unbrauchbar; die **Schmierfähigkeit hört auf**, sobald das Öl verdampft.

Es ist wohl an dieser Stelle angebracht, auf das ausgezeichnete Buch vom Chemiker A. Künkler, „Die Maschinenschmierung“ hinzuweisen. Das Buch ist leichtverständlich geschrieben, wovon nachfolgende Probe von allgemeinem Interesse sein wird.

*) s. auch Anhang I S. 268 u. s. w.

Man unterscheidet nach ihrer Herkunft:

1. deutsche Mineralöle,
2. englische „
3. galizische „
4. amerikanische „
5. russische „

1. Die deutschen Mineralöle.

Die aus der erdigen Braunkohle gewonnenen deutschen Mineralöle fanden vor Entdeckung der amerikanischen und russischen Erdölquellen als Zusatz zu den Pflanzenölen oder auch für sich allein vielfach Verwendung. Ihre Zähflüssigkeit und Schmierfähigkeit ist sehr gering, so dass sie sich nur zum Schmieren bei ganz geringem Drucke eignen. Infolge ihrer lösenden Eigenschaft verhindern sie als Zusatz zu den Pflanzenölen deren Krustenbildung an den Gleitflächen. Sie sind durch die amerikanischen und russischen Mineralöle ganz verdrängt worden, und nur das sogenannte Fettöl wird noch als Spindelöl und zur Herstellung konsistenter Maschinenfette verwendet.

Die aus dem schweren elsässer Erdöl gewonnenen zähflüssigen Schmieröle sind zwar hinreichend schmierfähig, aber infolge ihres Paraffingehaltes ebenso, wie das aus dem leichten elsässer Erdöl gewonnene Spindelöl nicht kältebeständig. Mit Rücksicht auf den billigen Preis und die überlegene Qualität namentlich der russischen Schmieröle ist ihre Herstellung nicht lohnend und die Qualität daher gering.

Die Ölheimer Schmieröle zeichnen sich gegenüber den elsässer Ölen durch grosse Kältebeständigkeit aus, stehen aber den russischen Ölen, mit Ausnahme der Cylinderöle, an Zähflüssigkeit nach. Da das Vorkommen des Ölheimer Erdöles nicht bedeutend und seine Aufarbeitung wegen des geringen Gehalts an Leuchtöl nicht lohnend ist, so ist die Produktion an Ölheimer Schmierölen ebenfalls gering.

2. Die englischen Mineralöle.

Das von den deutschen Braunkohlenteerölen Gesagte gilt im wesentlichen auch für die aus der Bogheadkohle gewonnenen englischen Öle. Diese sind indessen zähflüssiger und waren als Spindelöle in Deutschland früher sehr häufig im Gebrauch. Sie zeichnen sich, wie auch die Braunkohlenteeröle, vor den anderen Mineralölen durch stärkeren Geruch aus.

3. Die galizischen Mineralöle.

Die galizischen Öle werden in Deutschland wenig oder gar nicht verwendet. Sie sind nicht sehr kältebeständig und auch nicht sehr zähflüssig bzw. schmierfähig. Sie unterscheiden sich von den übrigen Mineralölen dadurch, dass den meisten hellen Schmierölen der blaue Schimmer fehlt; diesen haben nur die zähflüssigeren Öle (Cylinderöle).

4. und 5. Die amerikanischen und russischen Mineralöle.

Die amerikanischen und russischen Mineralöle sind die in Deutschland am meisten gebrauchten; ihnen gegenüber kommen die vorher genannten kaum in Betracht. Durch ihre physikalischen Eigenschaften sind sie wesentlich von einander unterschieden.

Farbe: Die amerikanischen hellen Maschinenöle sind ausnahmslos heller wie die russischen; bei den amerikanischen ist der grünliche Schimmer, bei den russischen der blaue vorherrschend.

Den amerikanischen hellen fehlt der blaue Schimmer, welcher bei den russischen Cylinderölen sehr stark ist.

Geruch: Die amerikanischen Öle sind nahezu geruchlos; die russischen Öle, namentlich die hellen, unterscheiden sich von ihnen wie von den übrigen Mineralölen durch ihren stärkeren süßlichen Geruch.

Gewicht: Die leichten amerikanischen Spindelöle haben nahezu gleiches spezifisches Gewicht, wie die gleich zähflüssigen russischen Spindelöle.

Die hellen amerikanischen Maschinenöle sind bei gleicher Zähflüssigkeit schwerer wie die russischen und auch bei geringerer Zähflüssigkeit mindestens ebenso schwer. Die amerikanischen dunkeln Maschinenöle, sowie die dunkeln und hellen Cylinderöle sind sämtlich leichter als die gleichen russischen Öle.

Erstarrungspunkt: Die amerikanischen Öle erstarren ihres hohen Paraffingehaltes wegen leicht bei niederen Temperaturen und scheiden schon bei Temperaturen über 0° C. Paraffin aus; die Cylinderöle sind bei gewöhnlicher Temperatur meistens schon sehr dickflüssig. Dagegen sind die russischen Öle sehr kältebeständig und auch bei niederen Temperaturen noch flüssig.

Zähflüssigkeit: Die amerikanischen Spindelöle und dunklen Maschinenöle haben die gleiche, die amerikanischen hellen Maschinenöle eine weit geringere Zähflüssigkeit, als die gleichen ebenso schweren russischen Öle.

Dagegen sind die amerikanischen Cylinderöle bedeutend zähflüssiger als die russischen.

Flamm- und Brennpunkte: Die amerikanischen Spindelöle und dunklen Maschinenöle haben ebenso hohe, die amerikanischen hellen Maschinenöle fast so hohe Flamm- und Brennpunkte, wie die gleichen russischen Öle.

Dagegen haben die amerikanischen Cylinderöle weit höhere Flamm- und Brennpunkte als die russischen.

Ausser den auf Seite 62, 63 und 64 genannten sind für die amerikanischen und russischen Mineralöle noch folgende Eigenschaften charakteristisch.

In Rücksicht auf die verschiedene Zähflüssigkeit, Kältebeständigkeit und den Preis werden in Deutschland die amerikanischen Cylinderöle und leichten Spindelöle vor den gleichen russischen Ölen und die russischen Maschinenöle vor den amerikanischen Maschinenölen bevorzugt.

Der billige Preis der Maschinenöle, sowie die Eigenschaft, sich unter dem Einflusse der Luft und Wärme nicht zu verändern, nicht zu harzen und sauer zu werden, sind die Ursachen, dass die Tier- und Pflanzenöle in Deutschland besonders durch die russischen und amerikanischen Mineralöle grösstenteils verdrängt worden sind.“

Obwohl nun diese Erkennungszeichen so deutlich wie möglich angegeben sind, ist es doch äusserst schwierig, durch Augenscheinnahme sich über die **Güte des Öles** ein Urteil zu bilden.

Man muss sich vollständig auf den Lieferanten verlassen. Es mögen einige Ölhändler sehr gewissenlos zu Werke gegangen sein, so dass jetzt die Fabrikanten besserer Öle, wie z. B. „**Vacuum-Oil-Comp.**“ und A. das Öl überhaupt nicht an Händler liefern, sondern nur direkt an Konsumenten abgeben. Dem Konsumenten bietet sich hierdurch der Vorteil immer dasselbe gute Öl preiswert zu bekommen.

Preise der Cylinderöle:

Wer die Verhältnisse der Ölgewinnung und Ölfabri-

kation in Amerika kennt, gewinnt die Überzeugung, dass gutes Öl teurer sein muss, als minderwertiges.

Die im Handel vorkommenden Cylinderöle für 30 bis 50 Pfg. per kg dürften minderwertig und für halbwegs hohen Dampfdruck ungeeignet sein; das Schmieren mit denselben wird teuer, da man zu viel Öl verwenden muss, ausserdem werden dem Cylinder Substanzen zugeführt, welche die **Flächen ruinieren**, die **Reibungswiderstände erhöhen** und **Dampfverlust** zur Folge haben.

Während der Drucklegung dieses Bogens hatte ich eine Anzahl Maschinen in Behandlung, welche an **Fressen der Schieberspiegel** kranken und werde ich am Schluss dieses Buches in einem besondern Artikel (Anhang I) auf die **Schmierfrage** zurückkommen. Im besonderen sollen auch dort die Flachschieber einer eingehenden Prüfung unterzogen werden.

Ist die Maschine mit **Oberflächen-Kondensation** versehen und führt man das Kondensat in den Dampfkessel zurück, so wähle man ein säurefreies Öl. Marke „**600 W. Mineral**“ dürfte sich eignen.

Für

hoch überhitzten Dampf

verwendet man **Hippotermolin** von Emil Folzer. Dieses hat einen Siedepunkt von 350⁰ Cels.



Das Fressen des Schieberspiegels.*)

Der Flachschieber, welcher sich seit 100 Jahren als Steuerungsorgan der Dampfmaschinen im allgemeinen gut bewährt, ist auch jetzt noch der bequemste und einfachste Dampfverteiler.

In den letzten Jahren jedoch hat er viel Unheil angerichtet, dem Fabrikanten und Empfänger der Maschine viel Unannehmlichkeiten, Sorgen und Ärger bereitet.

Bei vielen neuen Maschinen mit Flachschieber stellt sich nach kurzer Betriebszeit, häufig schon in der ersten Woche, ein **Fressen des Grundschieberspiegels** ein.

Besondere **Erkennungszeichen** des Fressens sind folgende:

1. **Brummen oder Rauschen** im Schieberkasten,
2. **Würgen der Steuerung,**
3. **Schlagen der Excenter,**
4. Austreten von **schwarzgefärbtem Schmieröl** aus den Stopfbüchsen und dem Austrittsrohr.

(Diese Erscheinung tritt auch beim Fressen der Kolbenringe ein, dazu ein Rauschen im Cylinder.)

Auch beim Indizieren tritt diese zähe, schwarze Brühe in den Indikatorcylinder, und man ist häufig nicht imstande, ein richtiges Diagramm zu nehmen, da der Indikatorkolben durch das mit Eisen vermischte Schmieröl sich festklemmt, dadurch unrichtige Linien (besonders in der Gegend der atmosphärischen Linie) erzeugt.

Der Zweck dieses Artikels soll nun sein, die Ursache des Fressens zu ergründen und Mittel zur Beseitigung desselben zu finden.

*) Ausführlicher behandelt im Anhang I; während der Drucklegung dieses Bogens ergaben sich noch wichtige Gesichtspunkte.

Die Ursache des Fressens am Schieberspiegel.

Aus dem Umstand, dass gerade in neuerer Zeit der Schieberspiegel viel Störungen veranlasst, während derselbe in frühern Zeiten weniger Unannehmlichkeiten brachte, lässt folgende Ursachen vermuten:

Der **Dampfdruck** ist ein **höherer** geworden, die Maschinen laufen schneller, dadurch **grössere Kanäle** und grössere Schieber.

Die Cylinder werden **mangelhaft** vom Formsand **gereinigt** und die Frischdampfleitung nicht genügend ausgeblasen.

Das **Cylinderschmieröl**, welches im Handel 30 bis 50 Pfg. pro kg kostet, verdient überhaupt nicht den Namen Cylinderöl.

Der hohe Dampfdruck ist nun einmal da, und müssen wir denselben in Kauf nehmen, ebenso lässt sich die grosse Schieberspiegelfläche nicht reduzieren.

Es bleibt uns deshalb nichts anderes übrig, als unser Augenmerk auf folgende Punkte zu richten:

1. **Gründliche Reinigung** des Dampfeylinders sowie der Rohrleitung.
2. **Geeignetes** (also dichtes) **Material** für den Schieberspiegel.
3. Möglichste **Entlastung** des Schiebers.
4. Verwendung geeigneten und **schmierfähigen Cylinderöles**.
5. **Richtige Zuführung** des Cylinderöles.

1. Das Reinigen des Cylinders.

Häufig dürfte die Ursache des Fressens in **mangelhafter Reinigung** der Cylinder vor der Inbetriebsetzung der Maschine liegen. Die dem Guss anhaftenden Formsandkörner sind in der Werkstatt nicht sorgfältig entfernt und der Cylinder nicht genügend mit Dampf ausgeblasen. Während des Betriebes lösen sich die Sandkörnchen, reiben sich auf den Schieberflächen und erzeugen den erwähnten Missstand.

Man öffne deshalb schon 2—4 Tage nach Inbetriebsetzung den Schieberkastendeckel sowie die Cylinderdeckel und reinige den Cylinderdeckel gründlich von etwaigem Schmutz, Formsand u. s. w.

2. Das Material des Schieberspiegels.

Bei der jetzt üblichen Ausführung ist der Schieber Spiegel mit dem Cylinder aus einem Stück gegossen. Man verwendet zum Cylinder gewöhnliches Gusseisen, welches im Rohguss gegossen etwa 22 Pfg. pro kg kostet. Ein Cylinder aus besonderer Gusseisenmischung, durch welche ein sehr dichter Guss erzielt wird, kostet aber im Rohguss ca. 40 Pfg. Diese grosse Preisdifferenz des Gusses zwingt uns, hiervon abzusehen.

Eine zweite Lösung wäre die Anwendung eines **extra aufgesetzten Schieberspiegels** aus besonders dichtem Guss oder Stahlpatte, wie auf Seite 115 u. 116 näher beschrieben; wir wollen davon absehen.

3. Die Entlastung der Schieber.

Für stationäre Maschinen werden dieselben seltener angewandt. Sie funktionieren nicht immer sicher.

Wir wollen also auch hiervon absehen.

Es bleiben uns also noch Punkt 4 und 5 übrig, und wenn wir dieselben richtig beachten, wird sich auch ein Fressen des Schiebers bei Dampfdrücken bis 7 Atm. nicht*) einstellen. Diese sind:

4. Die Verwendung geeigneten schmierfähigen Cylinderöles.

Hierin liegt der Schwerpunkt unserer Betrachtung. Die Praxis hat eine grosse Anzahl Fälle gezeigt, bei welchen durch Verwendung minderwertigen Cylinderöles (pro kg 40 Pfg.) die Schieberfläche in kurzer Zeit ruiniert wurde. Ohne nun am Schieberspiegel besondere Arbeiten vorzunehmen, konnte man nach An-

*) s. Anhang I „Das Fressen des Schieberspiegels.“

wendung von **bestem Cylinderöl** eine auffallende Besserung des Schieberspiegels beobachten.

5. Richtige Zuführung des Cylinderöles.

Reichliche Schmierung und gutes Öl schützt jedoch nicht immer gegen Fressen. Es muss **an der richtigen Stelle eingeführt werden**.

44tes Beispiel.

Eine falsche Einrichtung zeigt Fig. 244—246. Das Öl wurde an einer nicht vom Dampfstrom berührten Stelle in den Dampfraum eingeführt und sammelte sich hier an. Nachdem die Ansammlung gross genug, wurde mit einem Male ein Klumpen Öl vom Dampf mitgerissen. Infolge dieser **unregelmässigen Schmierung** trat ein Fressen des Dampfkolbens ein.

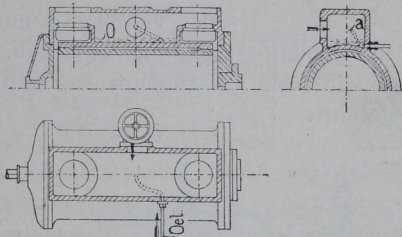


Fig. 244—246. Zuführung des Cylinderöles.

Diesen Übelstand beseitigte man zum Teil durch Anbringung des in der Zeichnung punktierten Röhrchens *a*, letzteres wurde so gebogen, dass durch den Dampfstrom die von der Schmierpumpe gelieferten Öltropfen mitgerissen und regelmässig dem Dampfeylinder zugeführt wurden.

Eine **regelmässige und gute Schmierung** erreicht man am besten, wenn das Schmierrohr der Ölpumpe in die Frischdampfleitung einmündet und dort noch um ein Stück *r* hineinragt, dann findet eine gute Mischung des Dampfes mit dem Cylinderöl statt (Fig. 247).

Um nun Betriebsstörungen infolge Fressens des Schiebers vorzubeugen, hat man bei neu in Betrieb

gesetzten Maschinen für reichliche Schmierung Sorge zu tragen und sich häufig zu überzeugen, dass die Schieberfläche in Ordnung ist.

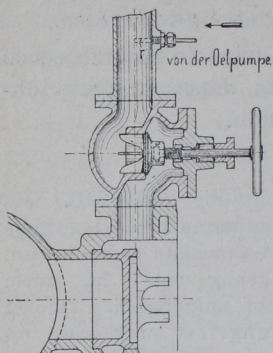


Fig. 247.

Da man in vielen Fällen wie schon erwähnt, der **mangelhaften Schmierung** das Fressen beimisst, finden sich auch Einrichtungen, bei welchen das Öl direkt zum Schieber Spiegel geführt wird.

Dies geschieht entweder mit Doppelkücken, nach Fig. 250, indem man von Zeit zu Zeit eine Partie Öl einbringt oder vermittelt einer mechanischen Schmierpumpe nach Fig. 248—249. Im letzteren Falle wird das Öl tropfenweise dem Schieber Spiegel zugeführt.

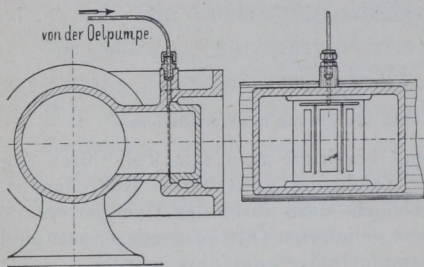


Fig. 248—249. Schmieren der Schieberfläche.

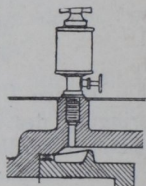


Fig. 250.

Sobald sich die auf Seite 110 angegebenen Erkennungszeichen einstellen, ist eine **reichliche Zuführung** von Cylinderöl oder **Talg** nötig. Am sichersten ist es jedoch, wenn die Maschinen stillgestellt und die beschädigten Flächen nachgearbeitet werden.

Eine zu **stark abgenutzte** Schieberfläche lässt sich unter Umständen nicht wieder brauchbar her-

richten und macht die Anfertigung eines neuen Dampfzylinders oder das Aufsetzen eines neuen Schieber spiegels notwendig.

In manchen Fällen sucht man die durch Fressen beschädigte Schieberfläche durch **Nachschaben** oder **Nachhobeln** auszubessern. Ist die Beschädigung nicht zu stark, so gelingt es häufig durch reichliches Schmieren mit besserem Öl, den Schieber wieder gut zum Tragen zu bringen.

45tes Beispiel.

Bei ganz grossen Abnutzungen (wie z. B. der in Fig. 251—152 dargestellte Schieber einer Lokomotive, bei

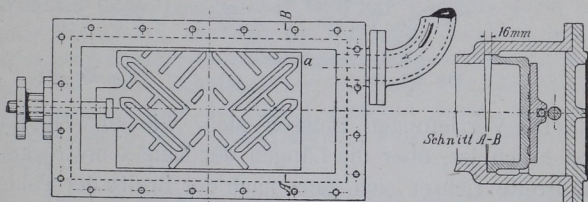


Fig. 251—252. Verschleiss von Schieber und Schieberspiegel um 16 mm.

welcher die Schieberfläche an einer Seite und zwar oben um 16 mm verschlissen!) kann durch Nachschaben und Nachfeilen an Ort und Stelle wenig erreicht werden; in solchen Fällen ist das Nachhobeln des Schieberspiegels unerlässlich.

Das Aufsetzen eines Schieberspiegels

hat mit grösster Vorsicht zu geschehen, da sich sonst Undichtigkeiten einstellen. Am sichersten hat sich folgende Methode bewährt:

Der Schieberspiegel wird rechtwinklig, sowie auch horizontal zur Kurbelachse abgerichtet. (Letzteres kann an Ort und Stelle geschehen, wenn der Schieberkasten auf den Cylinder extra aufgeschraubt ist, also Schieberkasten und Cylinder nicht in einem Stück gegossen sind.)

Man befestige einen Bohrwinkel zum Anbringen einer Knarre oder Handbohrmaschine in den Schrauben-

löchern, womit der Schieberkasten an den Cylinder geschraubt ist, bohre mittelst Centrumbohrers in die sogen. Felder *a*, *b*, *c* und *d* (Fig. 253) des Schieber spiegels Löcher von wenigen Millimeter Tiefe und arbeite mittelst Meissels und Feile die gebohrten Löcher zu Vertiefungen (Nuten) aus (Fig. 257).

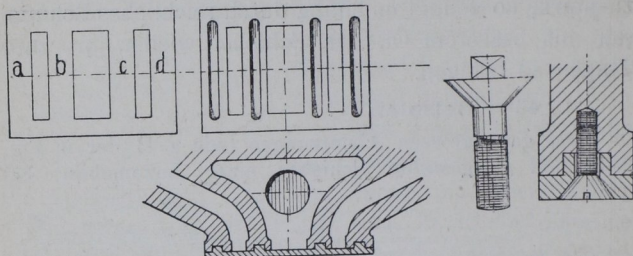


Fig. 253—255.

Fig. 256—257.

Die Vertiefungen müssen sich, wie aus Fig. 254 ersichtlich ist, über die Längen der Kanäle erstrecken, die Breite richtet sich ganz nach der Breite der Felder und würde $\frac{1}{3}$ derselben genügen. Die Vertiefungen, welche durch Ansätze an der aufzuschraubenden Platte ausgefüllt werden, haben den Zweck, den Arbeitsdruck des Schiebers aufzuheben und vermindern den Dampfverlust bei einem etwaigen Undichtwerden der Platte am Schieber Spiegel.

Die **aufzusetzende Platte**, die vor dem Anschrauben auf der zu dichtenden Seite mit gut geklopftem Mennige zu streichen ist, ist am besten aus **Aluminiumbronze** zu wählen, da dieses Metall allen Ansprüchen scheinbar genügt; die Widerstandsfähigkeit gegen Abnutzung ist gross, die Bearbeitung eine leichte, die Ausdehnung minimal.

Die zum Aufschrauben zu verwendenden **Schrauben** sind von gleichem Metall zu nehmen und werden zum Einschrauben am versenkten Kopf mit Vierkant versehen (Fig. 256), welcher nach sehr festem Anziehen

entfernt werden muss. Die Anzahl der Schrauben wie auch der Durchmesser derselben und wie dieselben an den Schieberspiegel verteilt werden, hängt ganz von der Grösse und Beschaffenheit der Fläche ab.

Es ist verständlich, dass, nachdem die Platte gegengeschraubt ist, dieselbe mit dem abgerichteten Grundschieber zusammen auftuschiert wird, und dass man sich bald überzeugt, wie Schieber und aufgeschraubte Platte zusammen arbeiten.

46tes Beispiel. (Unfall durch mangelhaftes Schmieren.)

Das Rheinschraubenboot Heinrich, im Jahre 1891 zu Rotterdam erbaut, war am 17. März 1892 auf einer Probefahrt, nachdem es vorher in Homberg behufs Reparatur in einer Maschinenwerkstätte gewesen. An Bord befanden sich: Schiffsbesitzer, Kapitän, der Maschinenfabrikant, welcher das Schiff repariert hatte, zwei Maschinenmeister, ein Stocher, ein Steuermann und ein Schiffsjunge.

Bei der Rückfahrt von der Probe ereignete sich nun ein eigentümliches Unglück, welchem sechs Menschen zum Opfer fielen. Es war in der Nähe von Duisburg, als nachts um 11 Uhr der Schieberkastendeckel des Niederdruckcyinders platzte und der herausströmende Dampf vier im Maschinenraum befindliche Menschen sofort tötete. Die fünfte Person, ein Heizer, war in seiner Todesangst unter die Feuerung gekrochen und wurde noch lebend vorgefunden, starb jedoch nach sechs Stunden. Der Kapitän, welcher vom Deck aus nach dem Maschinenraum zur Hülfe eilen wollte, kam nur halb die Treppe hinunter, als auch er vom Dampf erreicht wurde; man fand ihn auf der Treppe mit verbranntem Unterleib; er lebte noch bis früh 6 Uhr, wo auch ihn der Tod von seinem qualvollen Leiden erlöste. Die Gesichter der armen Umgekommenen waren ganz weiss gebrüht, Spuren von Verletzung zeigte nur einer der Verunglückten.

Die Ursache des Unglückes war der gebrochene Schieberkastendeckel des Niederdruckcyinders bzw. das Ausströmen des Dampfes durch denselben.

Fig. 258. Aufriss der Schiffsmaschine.

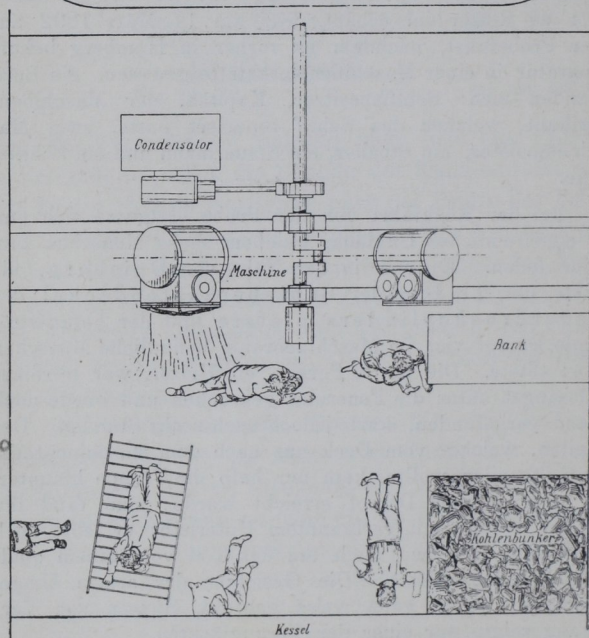
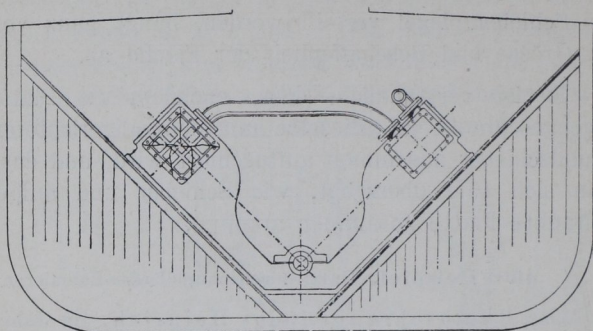


Fig. 259. Grundriss des Maschinenraumes.

Diesen Schieberkastendeckel habe ich nach der Natur aufgenommen, und ist derselbe in Fig. 260—263 dargestellt.

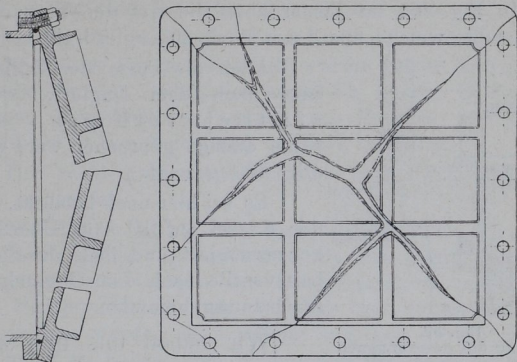


Fig. 260—261. Der gesprungene Schieberkastendeckel nach der Natur aufgenommen.

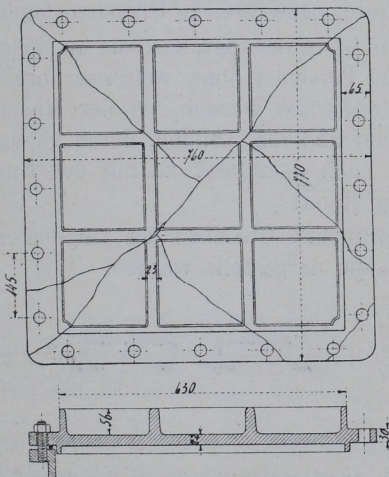


Fig. 262—263. Der gesprungene Schieberkastendeckel, die einzelnen Stücke zusammengelegt.

Das Material des Schieberkastendeckels war, den Bruchflächen nach zu urteilen, ein gutes, und ergibt

die Berechnung, dass der Deckel etwa bei 10 Atmosphären Dampfdruck hätte brechen müssen.

In Fig. 264 ist ferner noch die Art der Verpackung dargestellt, welche aus 8 mm starkem Kupferdraht bestand.

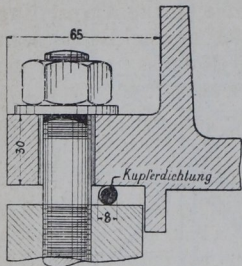


Fig. 264.
Dichtung des gesprungenen
Schieberkastendeckels.

Auch die Form der **Schrauben** nach dem Unglück, welche sämtlich verbogen, jedoch keine einzige gebrochen war, ist in Fig. 260 gezeigt.

Es sei hier noch bemerkt, dass der Kessel auf 10 Atm. Überdruck konzessioniert und dass die Sicherheitsventile nach dem Unglück sich in Ordnung befanden.

Wir haben uns nun zwei Fragen zu beantworten.

1. Wie war es möglich, dass der Schieberkasten-
deckel platzte, bzw. welche Ursachen lagen hier vor?
2. Wie ist es denkbar, dass die im Maschinenraum
befindlichen Personen ohne weiteres durch die hohe
Temperatur getötet wurden, da der Maschinenraum,
wie auch auf anderen Schiffen, durch genügend weite
Dachluken nach dem Deck zu mit der Aussenluft in
Verbindung stand?

Die wirklichen Ursachen des Unglückes sollen in nachstehendem dargestellt werden.

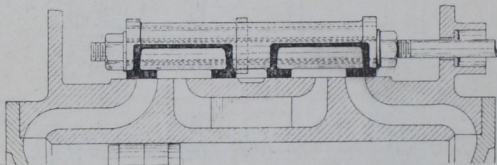


Fig. 265. Anordnung der Schieber im Hochdruck-Cylinder.
(Massstab 1 : 12.)

Der Niederdruck-Cylinder, von welchem der Schieberkastendeckel geplatzt war, zeigte nicht die geringste Unregelmässigkeit.

Die Steuerung des Hochdruck-Cylinders bestand aus getheilten Muschelschiebern, wie in Fig. 265 dargestellt, von welchen der eine Schieber gebrochen war.

In Fig. 266—269 ist dieser gebrochene Schieber dargestellt und ist daraus ersichtlich, welche starke Abnutzung derselbe an der Gleitfläche trotz der kurzen Betriebszeit aufwies. Der Schieber bestand aus Rotguss und ist die Bruchlinie in der Zeichnung schwarz markiert.

Der nicht gebrochene Schieber war übrigens ebenso stark abgenutzt.

Wunderbar ist es, dass man diese starke Abnutzung nicht früher entdeckt hat, da das Schiff doch des unregelmässigen Ganges der Dampfmaschine wegen von dem Maschinenfabrikanten, welcher mit verunglückt ist, nachgesehen wurde. Man scheint sich also die Mühe nicht genommen zu haben, den Schieberkastendeckel des Hochdruck-Cylinders einmal zu entfernen!

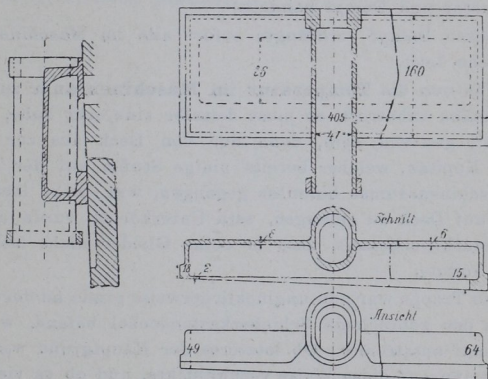


Fig. 266—269. Gebrochener Schieber (Hochdruckseite) 10 Atm.

Um nun auf die Ursache des Schiffunglücks zurückzukommen, sei folgendes bemerkt:

Durch den Bruch des Schiebers am Hochdruck-Cylinder konnte der hochgespannte Dampf direkt durch den Receiver (Rohr zwischen Hochdruck- und Niederdruck-Cylinder) in den Schieberkasten des Niederdruck-Cylinders gelangen und hat dort den erwähnten Bruch des Schieberkastendeckels verursacht.

Hier sei jedoch noch bemerkt, dass das **Absperrventil** auf Deck geschlossen wurde, als noch 4—5 Atm. Druck im Kessel vorhanden war. (Bei Bruch des Schieberkastendeckels hatte der Kessel einen Druck von 10 Atm.) Das Wasser war am Morgen nach dem Unglück im Wasserstandsglase, etwa an der Grenze des niedrigsten Wasserstandes, noch sichtbar.

Bei Besichtigung des Maschinenraumes zeigte der Manometer am Kessel **nur 4 Atm.**, der Boden des Maschinenraumes war etwa **6 Zoll hoch mit Wasser** bedeckt. Der Wasserstand am Kessel stand an der untersten Marke des niedrigsten Wasserstandes.

Es sind in einer ganz kurzen Zeit (schätzen wir $\frac{1}{2}$ Minute) etwa **600 Liter Wasser verdampft**, also ca. 200 cbm Dampf ausgeströmt, während der Maschinenraum selbst nur etwa 50 cbm Inhalt hatte.

(Es wird natürlich durch die schnelle Dampfentwicklung eine Menge Wasser mitgerissen worden sein, also ein Überkochen stattgefunden haben, so dass es sich um ein Gemisch von Wasser und Dampf handelt.)

Dieser Dampf verdrängte sofort alle im Maschinenraum befindliche Luft.

Was nun die **Temperatur im Maschinenraum** zur Zeit des Unfalles anbetrifft, so muss dieselbe eine sehr hohe, sagen wir 120° , gewesen sein, denn der von Deck aus zur Hülfe eilende Kapitän, welcher bereits einige Stufen auf der Treppe des Maschinenraumes hinunter gegangen, war nicht imstande, wieder auf Deck zu gelangen, sein Unterkörper wurde also im Nu so stark verbrannt, dass er seine Glieder nicht mehr benutzen konnte.

Die Treppe war nun unglücklicherweise grade an der Stelle, wo sich der gebrochene Schieberkastendeckel befand, wo also der Dampf ausströmte. Ob letzteres der Hauptgrund war, dass der Kapitän auf diese Weise verunglückte, und ob es vielleicht noch andern der im Maschinenraum befindlichen Personen gelungen wäre, auf Deck zu flüchten, wenn der Treppenaufgang nicht durch den ausströmenden Dampf versperrt gewesen wäre, ist schwer zu sagen; es kommt eben darauf an, ob die Temperaturerhöhung im Maschinenraum eine plötzliche war, oder ob dabei einige Zeit (etwa $\frac{1}{4}$ Minute) vergangen ist.

Nach alledem ist also anzunehmen, dass die verunglückten Personen durch die **hohe Temperatur im Maschinenraum verbrannt sind**; allerdings behaupten Personen, welche sich in

einem mit Dampf gefüllten Raum aufgehalten, das Gefühl des Erstickens gehabt zu haben, glauben also, dass in solchen Fällen Ersticken die Ursache des Todes ist. Dagegen hat man Beispiele, dass Leute, welche sich aus einem mit heissem Dampf gefüllten Raume retten konnten, sich sehr wohl und munter befanden, bis nach 1—2 Tagen Krankheitserscheinungen und Tod eintraten. Dieses lässt vermuten, dass das **Einatmen von heissen Dämpfen** den Atmungsorganen schädlich sein kann, und zwar in der Weise, dass die schädlichen Wirkungen sich erst in einigen Tagen einstellen.

Wie bei allen derartigen Unfällen, bringen die Lokalblätter die wunderbarsten Berichte, so schreibt ein rheinisch-westfälisches Blatt über die Ursache des Unfalles:

Nach Aussage der Sachverständigen ist das Unglück dadurch entstanden, dass der Dampfkessel nicht ordentlich festgelegt und der Dampf dadurch stossweise in die Maschine gelangt sei, wodurch der Schieberkasten platzte!

Die Steuerung.

a) Schiebersteuerungen.

1. Die einfache Schiebersteuerung.

In Fig. 270 ist die Arbeitsweise einer Maschine mit einfachem Muschelschieber dargestellt. Der Kolben befindet sich in der Mittelstellung, so dass auf die hintere Kolben-

seite der Frischdampf drückt, während der bereits ausgenützte Dampf der vorderen Kolbenseite durch das Auspuffrohr *a* ins Freie gelangt.

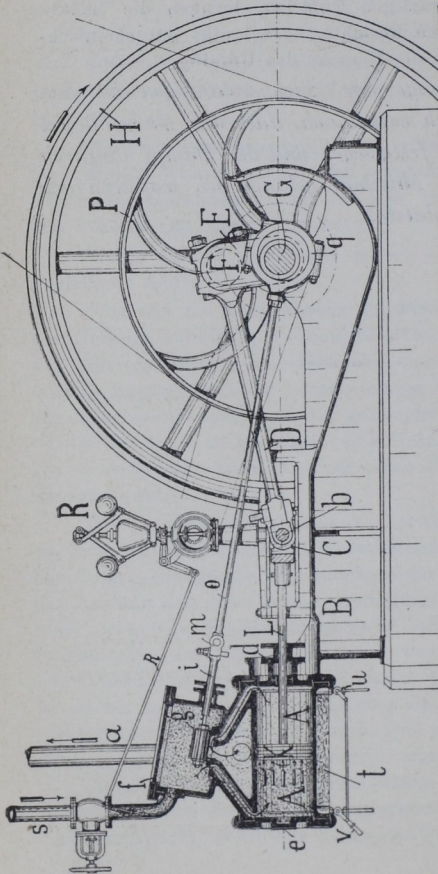
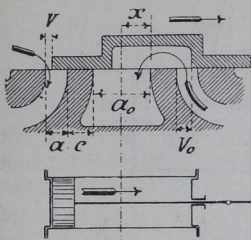


Fig. 270.

Maschine mit eintachtem Muschelschieber und Drosselklappe.

- | | | | |
|-------------------------|---------------------------|----------------------------|----------------------------|
| <i>A</i> Dampfcylinder, | <i>K</i> Dampfkolben, | derdeckel, Cylind- | <i>q</i> Excenter, |
| <i>B</i> Rahmen, | <i>L</i> Kolbenstange, | <i>e</i> hinterer, Cylind- | <i>r</i> Regulatorge- |
| <i>C</i> Kreuzkopf, | <i>P</i> Riemenscheibe | derdeckel, | stänge, |
| <i>D</i> Treibstange, | zum Antrieb, | <i>f</i> Schieberkasten, | <i>s</i> Dampfzuleitungs- |
| <i>E</i> Kurbelarm, | <i>R</i> Regulator, | <i>g</i> Schieber, | <i>t</i> Umhüllung, [rohr, |
| <i>F</i> Kurbelzapfen, | <i>a</i> Auspuffrohr, | <i>i</i> Schieberstange, | <i>u</i> Kondensähne, |
| <i>G</i> Kurbelwelle, | <i>b</i> Kreuzkopfbolz, | <i>m</i> Gelenk, | <i>v</i> Hebel zum Öffnen |
| <i>H</i> Schwungrad, | <i>d</i> vorderer Cylind- | <i>o</i> Excenterstange, | derselben. |

Die Wirkungsweise des einfachen Schiebers.



Kolben links im todt. Punkt,
linker Einlaßkanal um v ,
rechter Auslaßkanal um V_0
geöffnet.

$$x = e + v$$

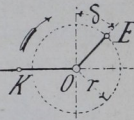
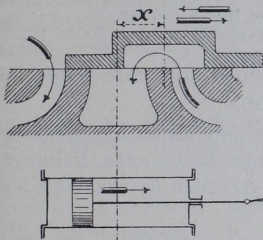


Fig. 271-272.



Schieber in äußerster
Stellung rechts.

$$x = r$$

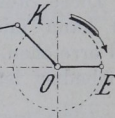
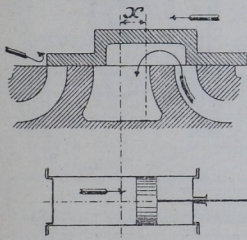


Fig. 273-274.



Schluss der Einströmung,
Beginn der Expansion.

$$x = e$$

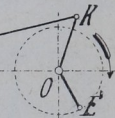
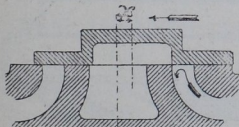


Fig. 275-276.



Schluss der Ausströmung,
Beginn der Compression.

$$x = i$$

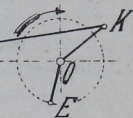


Fig. 277-278.

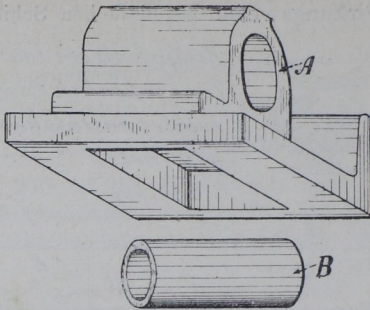


Fig. 279—280. Gewöhnlicher Muschelschieber.
A Dampfschieber, B Gasrohr zu A.

2. Meyersche Schiebersteuerung mit fixer Expansion.

Diese Steuerung besitzt nur einen Expansionsschieber. Man kann mit derselben nur einen bestimmten Füllungsgrad erreichen, ein ökonomisches Arbeiten bei wechselndem Kraftbedarf ist ausgeschlossen.

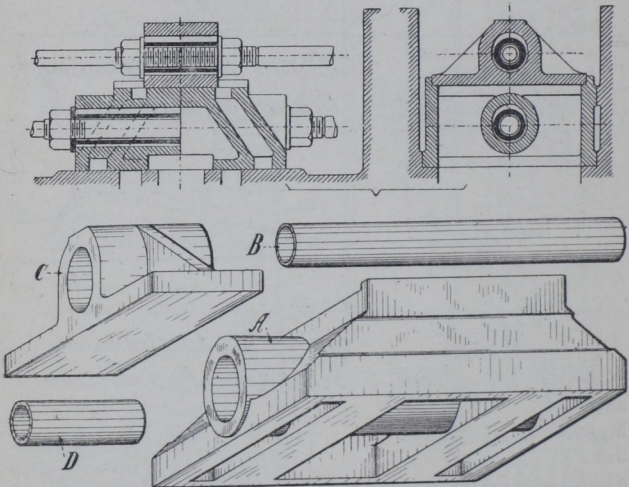


Fig. 281—285. Teile zur Doppelschiebersteuerung mit fixer Expansion.
A Grundschieber, B Gasrohr zu A, C Expansionsschieber,
D Gasrohr zu C.

3. Meyersche Schiebersteuerung mit von Hand verstellbarer Expansion.

Diese Steuerung ist der vorhergehenden mit fixer Expansion sehr ähnlich, sie hat jedoch zwei Expansionschieber C und C_1 . Die Expansionschieberstange S_1 ist drehbar und hat Rechts- und Linksgewinde. Dreht man nun das Handrad R , so dass sich die Expansionschieber C, C_1 von einander entfernen, so wird der Füllungsgrad kleiner und umgekehrt.

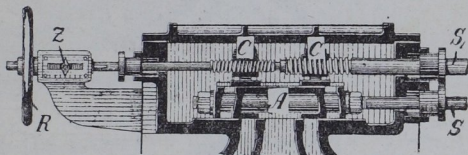


Fig. 286. Meyerscher Schieber mit verstellbarer Expansion.
 R Handrad, Z Zeiger, welcher die jeweilige Füllung anzeigt
 C und C_1 Expansionschieber.

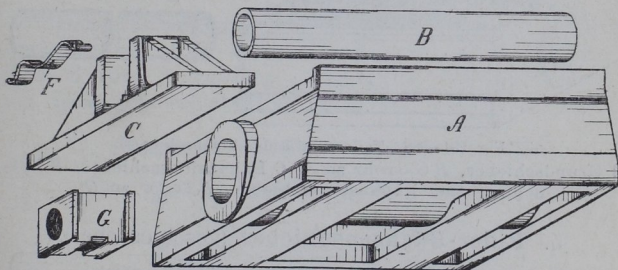


Fig. 287—291. Teile zur Meyer-Steuerung.
 A Grundschieber, B Gasrohr zu A , C zwei Expansionschieber,
 F Feder zu C , G zwei Spindelmuttern.

Die Ridersteuerung.

Die Ridersteuerung unterscheidet sich von der Meyerschen Steuerung dadurch, dass die Expansionsplatten durch einen Trapezschieber ersetzt werden. Durch

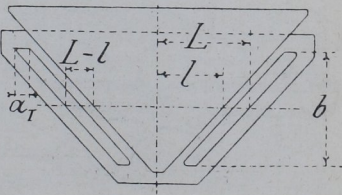


Fig. 293. Riderschieber.

Drehung der Expansionschieberstange wird die Kantenentfernung $L-l$ variabel.

4. Rider-Flachschieber (vom Regulator beeinflusst).

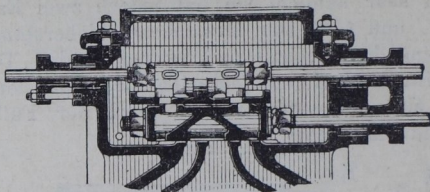


Fig. 293. Rider-Flachschieber.

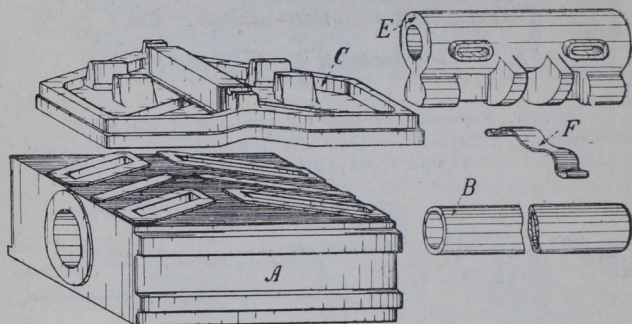


Fig. 294-298. Teile zum Rider-Flachschieber.

A Grundschieber, *B* Gasrohr zu *A*, *C* Expansionschieber, *E* Mitnehmer zum Expansionschieber, *F* Feder zu *C*.

5. Rider-Büchsenschieber (geschlossener).

Der Grundschieber hat flachen Schieberspiegel, während der Expansionschieber eine Büchse mit schräg eingearbeiteten Kanälen bildet.

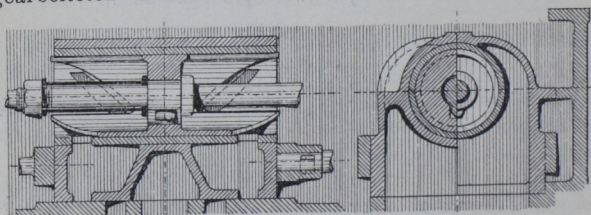


Fig. 299-300. Geschlossener oder Büchsenschieber.

6. Guhrauer-Steuerung.

Dieselbe ist eine Abart der Meyer-Steuerung.

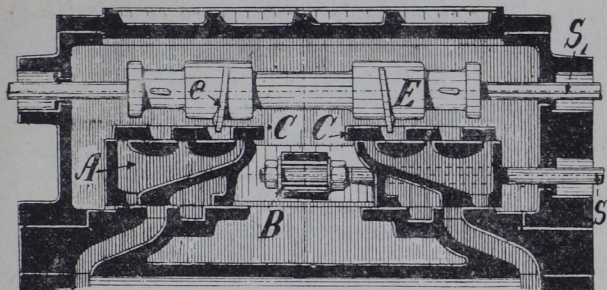


Fig. 301. Guhrauer-Steuerung.

S Grundschieberstange, *E* Spindel bezw. Mitnehmer, *C* Expansionschieber, *S₁* Expansionschieberstange, *A* Grundschieber, *e* Schraubengang.

Kolbenschieber.

Diese finden hauptsächlich bei grösseren Maschinen über 700 mm Hub und bei grösseren Dampfdrücken (über 6 Atm.) Anwendung. Man sucht durch Anwendung von diesen Rundschiebern die Schieberreibung zu verringern.

7. Einfacher Kolbenschieber Fig. 302.

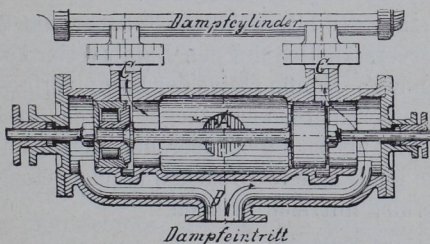


Fig. 302. Kolbenschieber.

CC sind die nach beiden Cylinderseiten führenden Kanäle, bei *B* tritt der Frischdampf ins Schiebergehäuse.

8. Kolbenschieber mit Trickschem Kanal

(Fig. 303 und 304), ausgeführt für die Niederdruckseite einer Compoundmaschine.

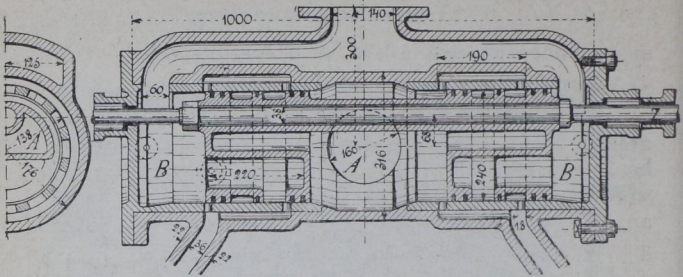


Fig. 303—304. Kolbenschieber für 610 Cylinderdurchmesser. 1:15.
A Abdampf, B Frischdampf.

9. Kolbenschieber

mit vom Regulator beeinflusster Expansion, der Expansionschieber ist ein Rider-Büchenschieber.

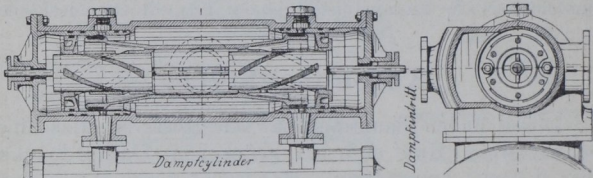


Fig. 305—306. Kolbenschieber.

Undichte Steuerorgane.*)

a) Schieber.

Das auf Seite 110 erwähnte **Fressen der Schieber** hat selbstverständlich auf den Dampfverbrauch ungünstigen Einfluss. Häufig steigt der Dampfverbrauch einer Maschine, deren Schieberspiegel durch Fressen beschädigt ist, bis zu 50% über den normalen.

Aber auch andere Ursachen können einen starken Dampfverlust mit sich bringen.

47tes Beispiel.

Eine neue Dampfmaschine hatte folgende Hauptdimensionen:

Cylinderdurchmesser	235 mm,
Kolbenhub	470 „
Tourenzahl	70 pro Minute.

*) S. auch Seite 87, 115, 121.

Sie war mit einfachem Muschelschieber und **Expansionsapparat** versehen und kostete fertig montiert 2370 Mk.

Die Untersuchung ergab folgendes:

1. Die **Regulievorrichtung** ist eine mangelhafte, die grossen Schwankungen in der Umdrehungszahl der Maschine bei verschiedener Belastung sind unstatthaft. Die Ursache war mangelhafte Wirkung des Expansionsapparates. (Expansionsapparate leiden übrigens sehr häufig an diesem Übel.)

2. Verursacht der **Dampfschieber Geräusch** in der Weise, dass derselbe sich bei jedem Hub vom Schieber Spiegel abhebt und mit einem Schlag wieder aufschlägt.

(Rätselhaft ist die Thatsache, dass weder der Lieferant noch der „Vermittler“ des Geschäftes gefunden hat, wo der Schlag sitzt.) Durch dieses zeitweise Abheben des Schiebers entsteht ausserdem Dampfverlust. Die Ursache ist zu suchen in mangelhafter Konstruktion und, da der Schieber (wie eine Besichtigung bei abgenommenem Schieberkastendeckel ergab) von selbst die in obenstehender Fig. 307 angedeutete Lage einnahm.

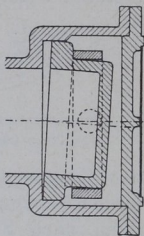


Fig. 307.
Abklappen des Schiebers.

Erforderlich ist hier die Anbringung einer richtigen **Schieberfeder** und, wenn das nicht ganz genügt, Verminderung der Kompression, letztere unterstützt das Abheben des Schiebers, da während der Kompressionsperiode im Schieberkasten (welcher im vorliegenden Falle zum Expansionsraum gehört) nicht Vollspannung herrscht.

(Bei vielen Schiebermaschinen hört man während des Stillstellens der Maschine im Schieberkasten einen Schlag; dieser ist ungefährlich; durch die Kompression hebt sich der Schieber ab, da das Absperrventil zum Teil oder ganz geschlossen und im Schieberkasten wenig oder gar kein Dampfdruck vorhanden ist.)

Doch auch

Klemmen und Ecken

in den Schieberstangen beziehungsweise Schieber kann undichte Schieber zur Folge haben.

48tes Beispiel. (Klemmen des Schiebers.)

Der Grundschieber einer neuen Maschine war schon in der Werkstatt unrichtig eingebaut. Das Mittel der Schieberstange stimmte nicht mit dem des Schieberspiegels überein. In einer gewissen Schieberstellung trat ein **Klemmen der Schieberstange** und des Grundschiebers ein, und durch letzteren Umstand erfolgte ein Abheben des Schiebers vom Schieberspiegel. Der auf dem Schieber lastende Dampfdruck und die Schieberfeder vermochten dies nicht zu verhindern. Letztere war ohnehin sehr schwach und fast unwirksam. Auf diese Fehler,

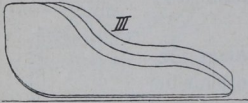


Fig. 308. Diagramm.

also Klemmen des Schiebers und teilweises Abheben vom Schieberspiegel, ist zu schliessen, wenn die Diagramme die Form nach Fig. 308 haben, also die Expansionskurve in ihrem Verlaufe eine Erhöhung zeigt.

Sehr häufig bringt auch

falsche Konstruktion der Schieber

Dampfverluste mit sich.

Das Bestreben, besonders bei grossen Maschinen, den Schieber und den Schieberspiegel **möglichst klein**

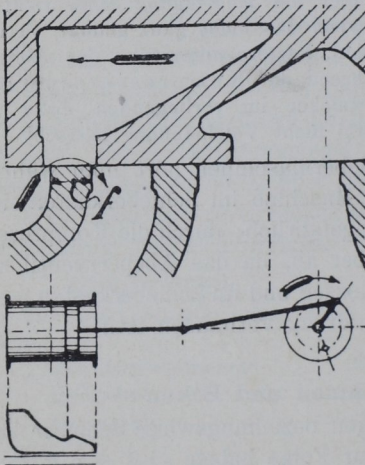
Fig. 309.
Zu schmaler Steg *f*.

Fig. 310.

zu halten, giebt manchem Konstrukteur Veranlassung, den äusseren Steg *f* (Fig. 309) sehr schmal zu machen.

In der in Fig. 309 gezeichneten Stellung des Schiebers tritt dann nochmals Dampf in den Cylinder. Die entsprechende Kolbenstellung zeigt Fig. 310 mit dem Diagramm, bei letzterem ist das Nachströmen des Dampfes markiert.

Der Dampfverlust, welchen dieser Fehler nach sich zieht, ist nicht sehr gross, er kann etwa 5% betragen.

49tes Beispiel. (Falsche Konstruktion.)

Etwas grösseren Dampfverlust giebt folgender falsch konstruierter Schieber (Fig. 311), welcher für eine Maschine von 340 mm Cylinderdurchmesser ausgeführt wurde. Der Schieber hat den Fehler, dass er in der äussersten Stellung rechts dem austretenden Dampf nicht genügenden Durchgangsquerschnitt bietet.

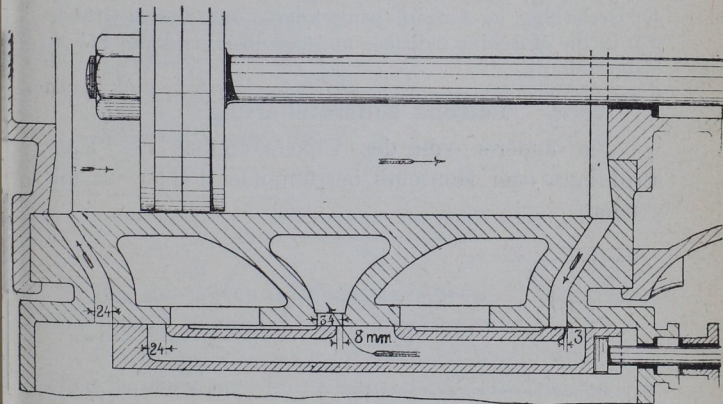


Fig. 311. Falscher Schieber.

Aus Fig. 311 ist die Ursache der Verengung ohne weiteres ersichtlich. Der Kolben bewegt sich nach rechts und muss der Austrittsdampf durch die 3 mm breite Spalte in den Austrittskanal und von da weiter ins Freie gelangen. In der gezeichneten Stellung müsste der Dampf eine Ge-

schwindigkeit von 250 m pro Sekunde annehmen. (Bei ganz geöffnetem Austrittskanal ergibt sich 30 m Dampfgeschwindigkeit.) Die Folge davon ist, dass der Abdampf **zusammengedrückt** wird und sich der **hohe Gegendruck** gegen Mitte des Kolbenhubes ergibt.

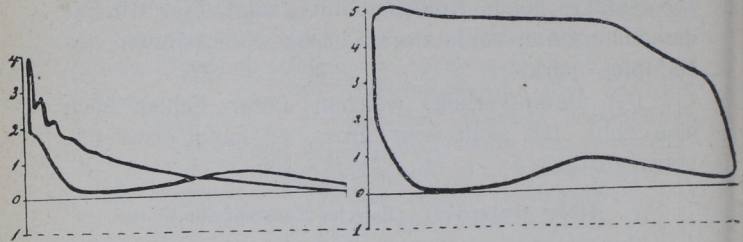


Fig. 312. Leerlauf.

Fig. 313. Vollbetrieb.

Auf den Gang der Maschine hatte dieser Fehler wenig Einfluss. Nur die Art des **Auspuffes** war eigentümlich, die Maschine puffte erst kräftig, dann leise und wieder kräftig während jedes Hubes aus. Es machte sich also ein **Dreischlag** im Auspuff bemerkbar. Aus diesem Grunde wurde die Maschine indiziert und der oben erwähnte Fehler festgestellt.

Falsche Ridersteuerung.

Ein anderer von der Unachtsamkeit des Konstrukteurs oder Monteurs herrührender Fehler ist folgender :

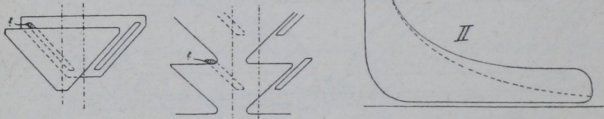


Fig. 314—315.
Expansionsschieber zu weit verdreht.

Fig. 316.
Nachströmen.

Für kleine Füllungsgrade wird der **Expansionsschieber zu weit verdreht**, so dass derselbe überhaupt nicht mehr ganz abschliesst, und die in Fig. 314—315 schraffierte Fläche offen bleibt. Das Diagramm hat dann die Form nach Fig. 316.

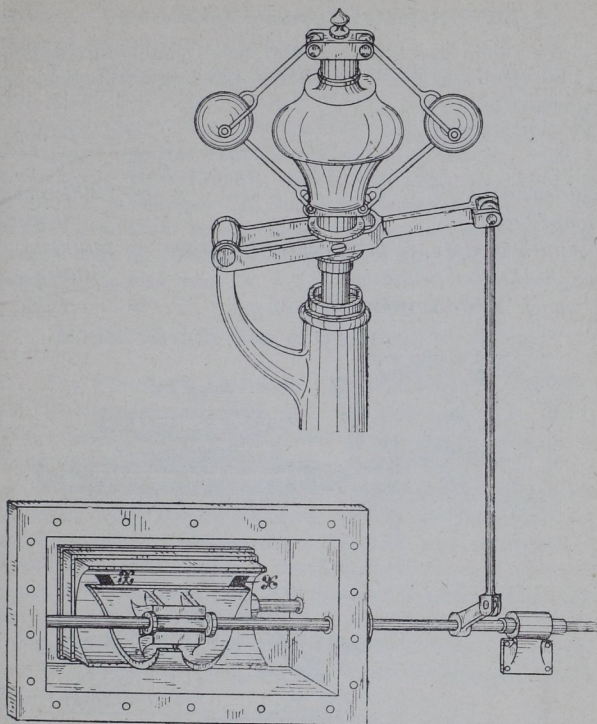


Fig. 317. Schieber zu weit verdreht, bei X tritt Dampf ein in höchster Regulatorstellung.

Bis zu welcher Maschinengrösse kann man überhaupt Flachschieber anwenden?*)

Dieses ist eine sehr oft aufgeworfene Frage. Alle Theorie lässt uns hierbei im Stich, und wollen wir deshalb unsere Folgerungen aus der Praxis ziehen.

Je minderwertiger das **Schmieröl** und je höher der **Dampfdruck**, desto mehr muss man grosse Schieber vermeiden (s. Seite 111 und Anhang).

*) Vergl. auch Anhang I.

50tes Beispiel. (Grosser Schieber.)

Für eine Maschine von 400 mm Cylinderdurchmesser und 800 Hub war der in Fig. 318—320 dargestellte Schieber angewandt.

Länge des Schiebers	$L =$	540 mm,
Breite „ „	$A =$	370 „
Schieberfläche 54×37	$=$	2000 qcm,
Dampfdruck	$=$	6 Atm.,
Demnach Druck auf den Schieber 6×2000	$=$	12000 kg,
Tragfläche des Schiebers	$=$	1000 qcm,
Demnach Flächendruck pro qcm	$=$	12 kg.

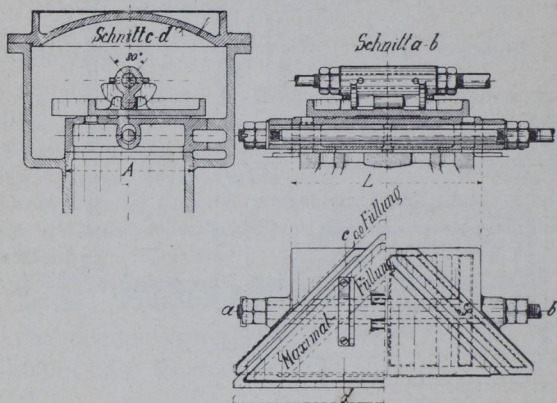


Fig. 318—320. Schieber einer Maschine von 400 mm Cylinderdurchmesser.

Nach kurzer Betriebszeit zeigte sich ein Fressen des Schiebers auf der Schieberfläche. Hierdurch stieg die zum Bewegen des Schiebers nötige Kraft so hoch, dass die Excenterstange in der Nähe des Excenters durchbrach. Die Excenterstange wurde erneuert, Schieber und Schieberspiegelfläche, so gut es ging, an Ort und Stelle nachgearbeitet und die Maschine wieder in Betrieb gesetzt. Die Beschaffenheit der Schieberfläche besserte sich zusehends. Man führte fleissig Öl zu und sah die Schieberfläche häufiger nach. Jetzt ist die Maschine etwa 6 Monate in Betrieb; aus den Diagrammen ist ein vollständig dichter Abschluss des Schiebers erkenntlich. Auch das früher in

starkem Masse aufgetretene Zucken und Würgen des Steuergestänges tritt nicht mehr auf.

Die Ursache des Fressens ist vermutlich (wie in fast allen derartigen Fällen) in den Unreinigkeiten des Dampfzylinders oder Verwendung minderwertigen Zylinderöles und der Frischdampfleitung zu suchen. Man hat unterlassen, Dampfkanäle und Rohrleitung vom Formsand gründlich zu reinigen und vor der Inbetriebsetzung der Maschine gründlich auszublasen. Nach kurzer Betriebszeit fanden sich im Schieberkasten grosse Mengen mit Öl vermishten Sandes vor.

Konstruktion des erwähnten Schiebers.

Die Schieberdimensionen (Fig. 318—320), besonders die Schieberlänge L , sind viel zu gross gewählt. Meine Erkundigungen, wodurch dieses gekommen, erklärte der Konstrukteur folgendermassen:

Er habe sich für einen flachen Trapezschieber entschlossen, denselben unter Berücksichtigung der nötigen Kanallänge und der Verschiebung aufgezeichnet. Sodann habe er durch den Punkt S (Fig. 320 Grundriss des Schiebers) den Durchlasskanal gelegt, und somit war ihm die **Grösse des Schiebers gegeben!!** Der mittlere Austrittskanal fiel hierdurch zu gross aus, und ordnete er daraufhin einen Steg, wie aus Schnitt $a-b$ ersichtlich an. Man sollte diese Art und Weise der Konstruktion fast für unmöglich halten.

Der grosse Schieber gab natürlich auch einen aussergewöhnlich grossen Schieberkasten, und dieser fiel mir bei der Besichtigung der Maschine zuerst auf.

Man hätte den Schieber bequem mit einer Länge $L = 350$ mm konstruieren können, dann ergäbe sich eine Schieberfläche von $35 \times 37 = 1295$, also ein Druck auf den Schieber $6 \times 1295 = 7770$ kg statt 12000 kg.

Um nun nochmals auf die **überhaupt zulässige Schiebergrösse** zurückzukommen, müssen wir das Vorhergehende in Betracht ziehen, woraus hervorgeht, dass man ganz gut eine Maschine von 12000 kg Schieberdruck ausführen kann, wenn dabei der Flächendruck der **Tragfläche 12 kg nicht übersteigt**, (letzteres

geschieht leider bei Dampfdrücken über 7 Atm.) und man für

gute Bearbeitung der Schieberfläche, gründliche Reinigung des Dampfzylinders von Schmutz und Formsand und

gleichmässige und richtige Zuführung eines guten schmierfähigen Zylinderöles mittelst Schmierpumpe sorgt.

Je grösser der Flachschieber, desto mehr Sorgfalt erfordert die Schmierung desselben und desto grösser ist der **Kraftverlust** durch Schieberreibung. Über letztere sind nur wenig Versuche angestellt. Folgende Werte dürften der Wirklichkeit nahe kommen.

Kraftbedarf der Flachschiebersteuerung bei Einzylindermaschinen für ca. 6 Atm. Betriebsdruck.

Cylinderdurchm.	300	400	500	600	700	800	mm
Kraftbedarf d. Steuer.	0,6	1,1	1,7	2,5	3,5	4	PS.

Hierzu kommt noch die Reibung der Excenter und des Steuergestänges.

Der **Kraftbedarf** der Flachschiebersteuerung beträgt also ca. 3% der Normalleistung.

Über Flachschieber s. auch Anhang I.



Das sogenannte
Rundwerden des Schieberspiegels
 und des Schiebers.*)

Es ist auffallend (aber wahrscheinlich eine Schmierfrage, s. Seite 110), dass dieses Rundwerden sich nur

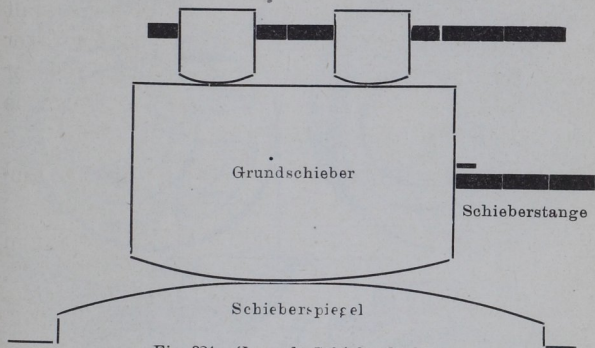


Fig. 321. Unrunde Schieberflächen.

bei einigen Ausführungen zeigt, dahingegen andere Schieberflächen selbst nach jahrelangem Betrieb genau eben bleiben und einen dichten Abschluss bieten.

In Fig. 321 ist eine **unrunde Schieberfläche** schematisch dargestellt. Wir erkennen daraus, dass der Grundschieber beim Hin- und Hergehen nur immer an einer Stelle anliegt.

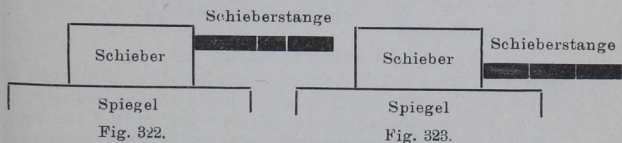


Fig. 322.

Fig. 323.

Es ist zweifellos, dass die **Art des Schieberstangenangriffes** Einfluss auf das Rundwerden der

*) Vergl. auch Anhang I.

Schieberfläche hat. Lassen wir z. B. wie in Fig. 322 gezeichnet, die Schieberstange oben am Schieber anfassen, so hat der Schieber das Bestreben zu kanten, Lassen wir jedoch die Schieberstange tiefer (nach Fig. 323) angreifen, so tritt dieses Bestreben weniger auf. Hieraus folgt, dass der Angriff der Schieberstange **so nahe wie möglich** am Schieberspiegel erfolgen soll.



Das Steuergestänge.

Fassen wir hier zuerst die **Schiebermaschine** ins Auge und beginnen mit dem

Excenter.

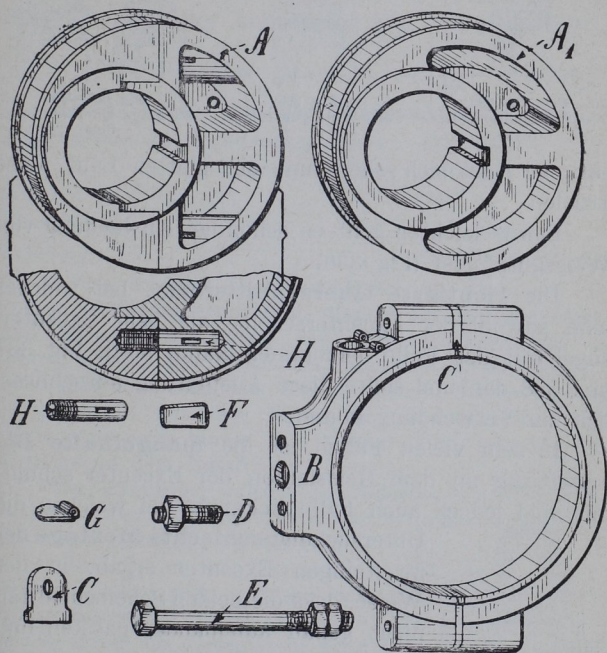


Fig. 324—333. Excenter mit Bügel.

A geteilte Excenterscheibe, *A*₁ Excenterscheibe (ungeteilt), *B* Excenterbügelhälften, *C* Zwischenlage, *D* Schrauben zur Verbindung von Excenterbügel mit Stange, *E* Schrauben zur Verbindung der Excenterbügelhälften, *F* Keil, *G* Schmiertopfdeckel, *H* Keilschraube zur Verbindung der Excenterscheiben *A*.

Die Querschnittsform der aufeinandergleitenden Ringflächen wird in den meisten Fällen nach Fig. 334

und 335 ausgeführt und muss als durchaus unrichtig und verfehlt hingestellt werden. Die Bearbeitung des Bügels ist sehr schwierig, weil der Dreher den Gleitflächen mit der Feile nicht beikommen kann.

Befindet sich z. B. am Punkt *a* irgend ein harter fremder Körper im Guss oder ist das Material etwas

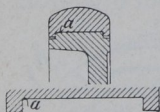


Fig. 334-335.
Falsche Querschnittsform.



Fig. 336.
Mit Weissgussfutter.

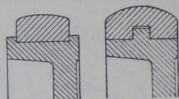


Fig. 337-338.
Richtige Querschnittsform.

hart, so lässt sich überhaupt ein glatter Lauf nicht erzielen.

Etwas leichter geht es schon bei Anwendung von Weissgussfutter (Fig 336).

Die **richtigste Querschnittsform**, bei welcher man sowohl der Excenterscheibe als dem Excenterbügel mit der Feile beikommen kann, stellt Fig. 337 und 338 dar und sollte diese Ausführung ausschliesslich zur Verwendung kommen.

In sehr vielen Fällen ist die **mangelhafte Bearbeitung** an dem Heisslaufen der Excenter schuld; mir sind jedoch auch Fälle bekannt, bei welchen die Untersuchung **schlechte Montage** der zweiteiligen Excenter ergab, in der Weise, dass die beiden Scheibenhälften nicht genau aufeinander passten und ein Reiben an dem Vorsprung *b* und Heisslaufen des Excenters verursachte (Fig. 339).

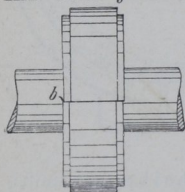


Fig. 339.
Falsches Aufkeilen.

Das Klopfen bzw. Schlagen

in den Excentern ist selbstverständlich auch die Folge schlechter Bearbeitung der Excenter. Abhilfe ist hier nur zu schaffen durch Nachschaben an den Stellen des Excenterlaufes, welche sich bei Besichtigung als Ur-

sache der zu starken Reibung erkennen lassen. Viel Zeit und Geld wird natürlich gespart, wenn man das Excenter, wie vorher erwähnt, richtig konstruiert und bearbeitet.

Auf die **Befestigung des Excenters** wird häufig wenig Wert gelegt, weil dasselbe geringe Kraft zu übertragen hat. So findet man den Keil ohne Nute oder Fläche in der Achse nach Fig. 340 ausgeführt.

51tes Beispiel. (Excenter lose.)

Es handelt sich um eine Compoundmaschine von
Durchmesser des Hochdruckcyinders . 600 mm,
 „ „ *Niederdruckcyinders 900 „*
Kolbenhub 1200 „
Dampfdruck 7 Atm.,
Leistung 450 indiz. Pferdest.

Eines schönen Tages, während die Maschine ihre normale Leistung verrichtete, **platzte der Schieberkasten** und Schieberkastendeckel des Niederdruckcyinders mit lautem Knall. Der Maschinist drückte sich, so schnell es eben ging, lief nach dem Kesselhaus und drehte dort das Absperrventil auf dem Kessel zu. Die Maschine blieb dann auch nach kurzer Zeit stehen. Und was war die Ursache an dem Unfall?

Das **Excenter**, welches den Schieber (sogen. geteilter Schieber, Fig. 343) des Niederdruckcyinders antreibt und mit einem **Hohlkeile** auf der Hauptachse befestigt ist, war lose geworden und stand still, während sich die Achse weiter drehte. Zum Unglück stand das Excenter in einer Lage, welche der **Mittelstellung** des Schiebers entsprach, so dass beide Kanäle im Schieber Spiegel des Niederdruckcyinders abgesperrt waren. Es konnte also kein Dampf aus dem Schieberkasten des letzteren

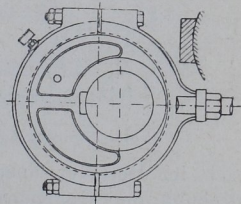


Fig. 340—341. Excenter.

entweichen und ebenso keiner in den Niederdruckcyinder eintreten. Der Hochdruckcyinder arbeitete noch während einiger Umdrehungen weiter, und auch das schwere Schwung-

rad sorgte dafür, dass die Maschine sich weiter drehte. Die Folge davon war, dass die Spannung in dem in Fig. 342 punktiert angedeutetem Raume rapide wuchs, denn vom Hochdruckcylinder strömte noch Dampf nach dem Receiver, während der Niederdruckcylinder aus den oben erklärten Gründen keinen Dampf aufnehmen konnte. Dieser Dampfspannung konnten die Wandungen des Schieberkastens und Schieberkastendeckels nicht widerstehen; sie platzten infolgedessen.

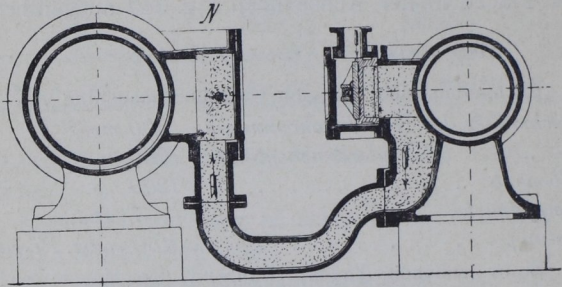


Fig. 342. Anordnung der Dampfzylinder.

Stellen wir uns nun den Vorgang in beiden Dampfzylindern kurz vor dem Bruch des Niederdruckzylinders vor, so ergibt sich folgendes:

Hochdruckzylinder:

Dem Hochdruckzylinder ist der Dampfaustritt verwehrt, weil der Schieber des Niederdruckzylinders in der Mittelstellung steht und der Abdampf des Hochdruckzylinders

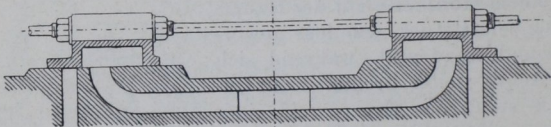


Fig. 343. Stellung des Schiebers im Niederdruckzylinder.

sich im Receiver anstaut. Somit wächst bei jeder Umdrehung der Gegendruck im Hochdruckzylinder; würden wir die Maschine im Momente vor dem Unfall indiziert haben, so hätte sich das in Fig. 344 dargestellte Diagramm ergeben.

Die Kompression beginnt schon rechts im toten Punkte (das Volumen, in welches der Dampf zusammengepresst

wird, besteht hier aus dem Inhalt des Hochdruckcylinders, dem schädlichen Raum desselben, der Übergangsleitung und dem Inhalte des Schieberkastens des Niederdruckcylinders). Am Ende der Kompressionsperiode, also bei Kolbenstellung links im toten Punkt ist der **Kompressionsdruck auf 9 Atm.** gestiegen. Diese Spannung herrschte

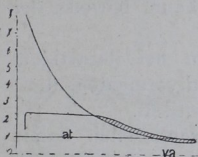


Fig. 344.

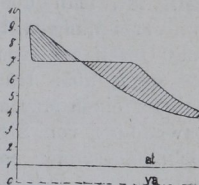


Fig. 345.

Diagramm des Hochdruckcylinders. Diagramm des Niederdruckcylinders.

selbstverständlich auch in der Übergangsleitung und im Schieberkasten des Niederdruckcylinders, und sie hat auch den Bruch des letzteren verursacht.

Niederdruckcylinder:

Beim Niederdruckcylinder, dessen Schieber die in Fig. 343 dargestellte mittlere Stellung einnimmt, ist der Cylinderdampfeintritt und der Cylinderdampfaustritt **vollständig abgesperrt**. Denken wir uns nun den Kolben nach Diagramm Fig. 345 in der Kolbenstellung rechts im toten Punkt und den Kolben nach links sich bewegen, so beginnt die **Kompression** schon im toten Punkt und **wächst bis ca. 8 Atm.** Diese 8 Atm. Kompressionsendspannung müssen beim vorliegenden Unfall thatsächlich vorhanden gewesen sein; es ist deshalb ein Wunder, dass nicht auch die Cylinderdeckel des Niederdruckcylinders ebenfalls geplatzt sind.

Um nun auf die **Ursache des Unglücksfalles** zurückzukommen, so lag dieselbe in der Anwendung eines **Hohlkeiles** statt eines **Nutenkeiles** für das Excenter.

Nun wird mancher fragen, wie ist es möglich, dass bei einer Maschine, welche 50000 Mark kostet, die 50 Pfennig gespart werden, welche die Anwendung des **Nutenkeiles** mehr kostet als der **Hohlkeil**. Gegen diese Zumutung verwahrt sich der Fabrikant der Maschine ganz entschieden. Er hat mit dem **Hohlkeil** gerade etwas besonders praktisches machen wollen.

Wie wir schon angedeutet haben, ist es von grosser Wichtigkeit, die Steuerung innerhalb gewisser Grenzen verstellen zu können, und dieses sollte mit dem Hohlkeil erreicht werden. Man sollte also imstande sein, die Vor-eilung der Maschine ohne Zeitverlust ändern zu können.

Dass diese von dem Fabrikanten angewandte Methode **unrichtig ist**, man überhaupt einen Hohlkeil nicht als sicheres Verbindungsmittel ansehen kann, beweist der vorstehende Unfall zur Genüge.

Es giebt aber Hilfsmittel, um bei derartigen Vorkommnissen einen Maschinenbruch zu vermeiden, diese sind die Anwendung von **Sicherheitsventilen**.

Schiffsmaschinen sind fast ausschliesslich damit ausgerüstet, seltener stationäre Maschinen, obwohl auch hier die Anbringung derselben auf die Receiver (Übergangsleitung) besondere Sicherheit bietet und Unfälle, wie der beschriebene, dadurch vermieden werden.

Die Sicherheitsventile werden auf etwas mehr Druck als die Receiverspannung eingestellt und blasen ab, sobald der Druck aus irgend einer Ursache in der Übergangsleitung steigt.



Das Steuergestänge.

Schiebersteuerung.

Das **Steuergestänge**, d. h. diejenigen Maschinenteile, welche die Bewegung von den Excentern nach den Schiebern vermitteln, zeigen eine vielseitige Konstruktion und wollen wir hier nur eine Ausführung wiedergeben.

Die Schieberstangenführung.

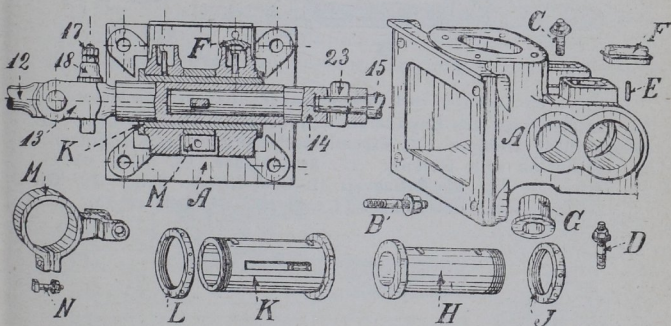


Fig. 346-358. Schieberstangenführung.

A Führungsbock. **B** Stiftschrauben zum Führungsbock. **C** Stiftschrauben zur Regulatorsäule. **D** Stiftschrauben zum Regulatorantriebsbock. **E** Schmierröhrchen. **F** Schmiertopfdeckel. **G** Führungsbüchse zur Regulatorspindel. **H** Büchse zur Grundschieberstange. **J** Mutterring dazu. **K** Führungsbüchse zur Expansionsschieberstange. **L** Mutterring dazu. **M** Regulierhebel (Klemmhebel) zu **K**. **N** Kopschraube dazu.

Das Grundschiebergestänge.

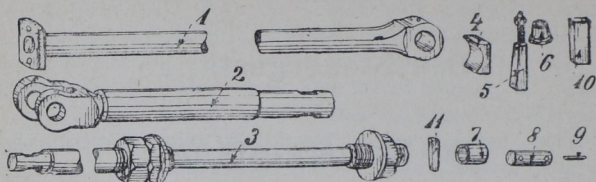


Fig. 359—369. Schieber und Excenterstangen (Grundschieber).

1. Excenterstange. 2. Führungsstück mit Gelenk. 3. Schieberstange mit 3 Muttern. 4. Gleitbacken zum Gelenk. 5. Keilschraube mit Muttern, 6. Haube zu 5. 7. Büchse zu 1. 8. Bolzen zur Verbindung von 1 und 2. 9. 2 Stifte zu 8, 10. Keil zu 2 und 3. 11. Keil zur Sicherung.

Expansionsschiebergestänge.

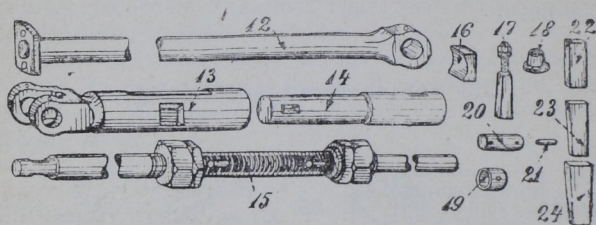


Fig. 370—381. Schieber und Excenterstangen (Expansionsschieber.)

12. Excenterstange zum Expansionsschieber. 13. Gelenkstück. 14. Zwischenstück drehbar. 15. Expansionsschieberstange mit 4 Muttern. 16. Gleitbacken zum Gelenk. 17. Keilschraube, 18. Haube zu 17. 19. Büchse zu 12. 20. Bolzen zu 12 und 13, 21. Stifte. 22. Keil (Mitnehmer), 23. Keil zu 14 und 15. 24. Keile zu 15.



Das Steuergestänge.

(Brummen des Gestänges s. Seite 110.)

Zum Steuergestänge gehören auch die Excenter, deren Krankheiten wir schon auf Seite 142 erwähnt haben.

Das Fressen der Schieberstangenführung und der Schieberstangen

ist wohl immer auf mangelhafte Schmiervorrichtung oder Unachtsamkeit des Maschinenwärters und Verwendung von **schlechtem** Schmieröl zurückzuführen.

Mangelhafte Schmiervorrichtungen der Schieberführung findet man sehr häufig.

52tes Beispiel.

Die allgemeine Anordnung der Steuerung zeigt Fig. 382.

Der Schieberstangenführungsbock war aber nicht, wie in der Zeichnung, mit Metallbüchsen versehen, sondern die Führungsstücke wurden direkt in der gusseisernen Bohrung

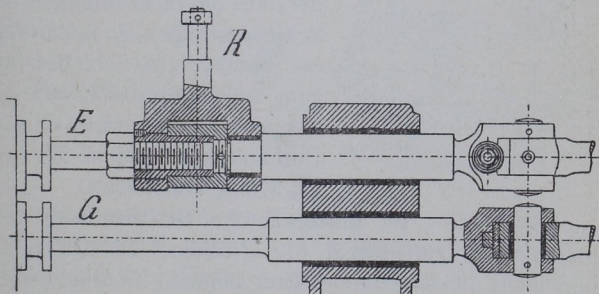


Fig. 382. Steuerung.

E Expansionsschieberstange, *G* Grundschieberstange.

geführt (Fig. 383). Die Maschine hatte ca. ein Jahr tadellos gearbeitet, als eines Tages der Führungsbock, die Expansions- und Grundschieberstange zerbrachen und der auf dem Führungsbock montierte Regulator herunterfiel.

Die Untersuchung ergab, dass ein **Fressen** in der **Schieberstangenführung** bei *a* und *b* in Fig. 383 stattgefunden hatte. Ein Blick auf Fig. 383 zeigt uns, dass die Anordnung des angegossenen Schmiergefäßes und der Schmierröhrchen eine unrichtige ist, da dem höchsten Punkte bei *a* kein Schmieröl zugeführt wird und somit bei nicht ganz ausreichender Schmierung die eine Hälfte der Führung unter Umständen ohne Öl sein, und dem zufolge ein Fressen derselben stattfinden kann.

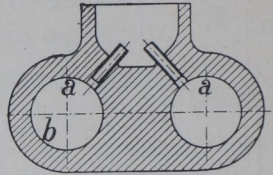


Fig. 383. Unrichtige Anordnung der Schmierröhrchen.

Die Zuführung des Schmieröles sollte immer oben an der höchsten Stelle, wie in Fig. 384 angedeutet, erfolgen, damit der ganze Umfang des Führungsstückes mit Öl benetzt wird.

Das **Fressen der Schieberstangen** ist auch eine häufig vorkommende Krankheit.

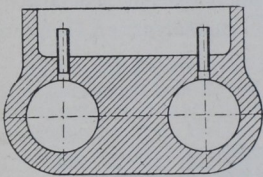


Fig. 384. Richtige Zuführung des Schmieröles.

Besucht man mehrere Fabrikanlagen und achtet besonders auf die Beschaffenheit der Schieberstangen, so findet man oft beschädigte Schieberstangen, welche durch Fressen am äusseren Umfang riefig und im Durchmesser bedenklich geschwächt erscheinen.

Auch hier ist **mangelhafte Schmierung** und ungeignetes **Cylinderöl** die Ursache. Die Gelehrten und auch die Maschinenwärter nehmen im allgemeinen an, dass hier die Schmierung überflüssig sei, weil die Schieberstangen mit dem bereits geschmierten Dampf im Schieberkasten in Berührung kommen und von dort Öl mitnehmen. Dass letzteres nicht geschieht, beweist uns die Trockenheit der Schieberstangen an der betreffenden Stelle.

Man ordnet auch in der **Stopfbüchse selbst Schmiergefässe** an (Fig. 385—386). Diese erfüllen jedoch nicht ihren Zweck, bei ungeschicktem Anziehen der Stopfbüchse spritzt dem Maschinisten Öl ins Ge-

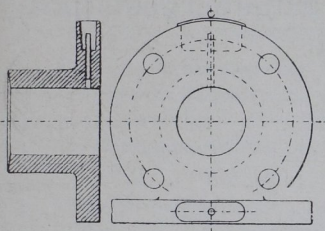


Fig. 385—386. Stopfbüchse mit Schmiergefäss.

sicht, andernfalls verharzen die Schmierröhrchen sehr schnell und lassen überhaupt kein Öl mehr durch.

Eine **durch Fressen geschwächte Schieberstange** kann auch einen Bruch zur Folge haben, wenn der Maschi-

nist beim Neuverpacken etwas zu viel Packung einlegt und schliesslich das nicht geschwächte dickere Stück der Stange sich in der Packung festbremst.

Ein einfaches Mittel, eine **gute Schmierung** der Schieberstange zu erhalten, ist folgendes:

Man ordnet nach Fig. 387—388 einen Tropföler an, welcher regelmässig die Schieberstangen

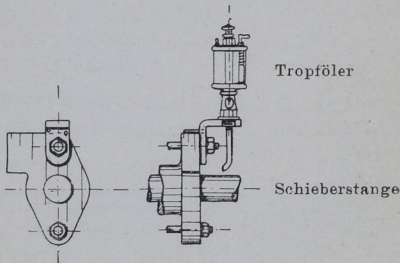


Fig. 387—388. Schmierung der Schieberstange.

mit **Cylinderöl** versorgt. Die Ölzufuhr hat nur einige Tage lang nach Einlegen frischer Packung zu erfolgen. Auch bereits stark riefige Stangen bekommt man mit dieser Methode glatt.

Diese Vorsichtsmassregel hat man bei Verwendung von gutem **Cylinderöl** nicht zu treffen (vgl. Anhang I).

Auch die unrichtige Anordnung des Schiebergestänges

bringt Störungen mit sich:

53tes Beispiel.

Bei einer Maschine von:

Cylinderdurchmesser . . . = 300 mm,

Kolbenhub = 600 „

Tourenzahl = 90 pro Minute,

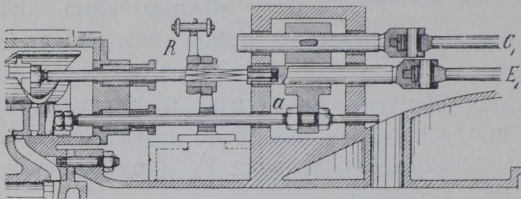


Fig. 389. Schieberstangenführung.

E_1 Expansionsschiebergestänge. G_1 Grundschiebergestänge.
 a Traverse, R Hebel.

war zur Erzielung kurzer Dampfkanäle, also recht kleinen schädlichen Raumes, die Anordnung nach Fig. 389 getroffen.

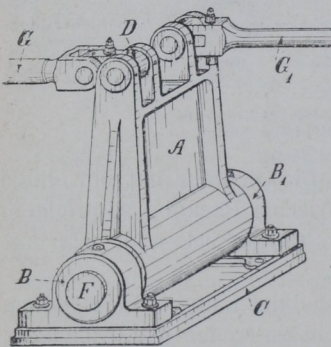


Fig. 390. Schwinde zur Übertragung des Excenterhubes auf den Grundschieber.

Die Entfernung von Mitte Expansions- bis Mitte Grundschieberstange betrug 100 mm. Die Expansions-excenterstange und die Schieberstange liegen in einer Richtung, dagegen wurde von der Excenterstange des Grundschiebers aus das Übertragen vermittelt der Traverse a nach der Grundschieberstange vermittelt.

Schon gleich nach der Inbetriebsetzung fand ein

Fressen in den Schieberstangenführungen statt, so dass ein Arbeiten mit der Maschine unmöglich war.

Es blieb also kein anderer Ausweg, als die Maschine umzubauen durch Anwendung einer Schwinge (vergl. Fig. 390—396).

Konstruktion der **Schwinge** für Schieberbewegung.

Die Grundschieberstange G (Fig. 391—396) greift an der gusseisernen Schwinge A an. Durch letztere wird die Bewegung vermittelt eines kurzen Zwischenstückes D auf die Schieberstange G übertragen.

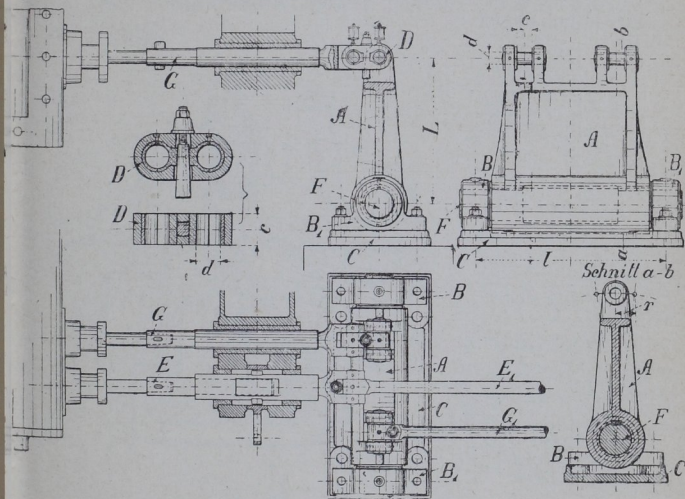


Fig. 391—396. Anordnung der Schwinge.

A Schwinge; B B_1 Augenlager; C Platte; D Zwischenstück von G und A ; F Welle; G Grundschieberstange; G_1 Excenterstange zu G ; E Expansionschieberstange; E_1 Excenterstange zu E .

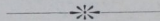
Die Schwinge A ist unten mit einer Welle versehen. Eine gusseiserne Platte mit zwei Augenlagern dient zur Lagerung derselben.

Die Anwendung einer Schwinge an und für sich kann als sachgemäss betrachtet werden. Bei richtiger Anordnung zeigen sich selbst bei langjährigem Betriebe keine Nachteile.

Man kann demnach in Fällen, wo die Schieberkanäle zu lang ausfallen, auch bei einer neuen Maschine die Schwinge anordnen.

Beim Konstruieren der Schwinge beachte man folgendes:

- das Mass l mache man möglichst lang;
- die Welle F nicht zu schwach;
- die Augenlager $B B_1$ sollen abnehmbar sein, also nicht angiessen;
- die Platte C wird mit Steinschrauben befestigt;
- das Zwischenstück D erhält durch Keil nachstellbare Buchslager.



Ventilsteuerung.

Das Einlassventil. *)

Von gebräuchlichen Formen der Einlassventile findet sich Zeichnung auf Seite 84.

Das Einlassventil selbst besteht aus Ventilsitz und Ventil.

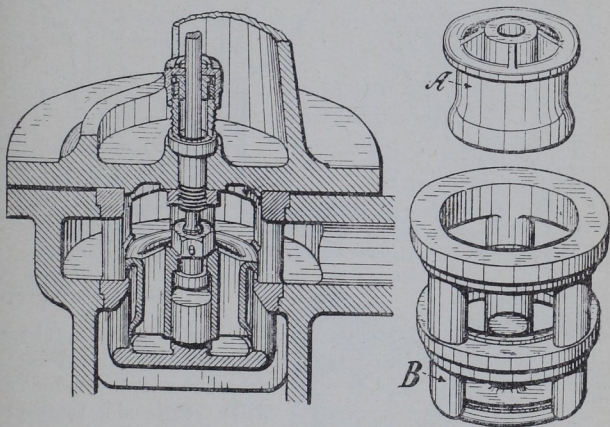


Fig. 397—399. Einlassventil.

A Ventil, *B* Ventilsitz.

Die Anordnung der Steuerventile

geschieht meistens wie in Fig. 400—402 dargestellt, also die Einlassventile oben, die Auslassventile unten.

Unpraktische Anordnung bringt verschiedene Nachteile.

*) Undichte Ventile s. auch Seite 86—88, 206.

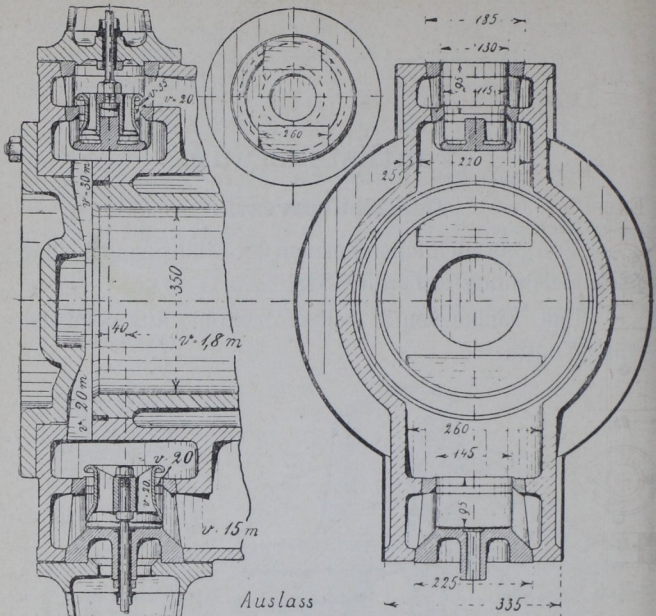


Fig. 400—402. Ventilsteuerung für 350 mm Cylinderdurchmesser.

54tes Beispiel.

Bei einer Ausführung mit seitlich angeordneten übereinander liegenden Ventilen zeigte sich folgendes:

Beide Ventile sind schwer zugänglich. Die Ventilspindel wurde in ihrer Führung gezwängt. Die schwierige, durch die eigentümliche Anordnung der Ventile bedingte Bearbeitung war wohl Grund zu diesen ungünstigen Resultaten.

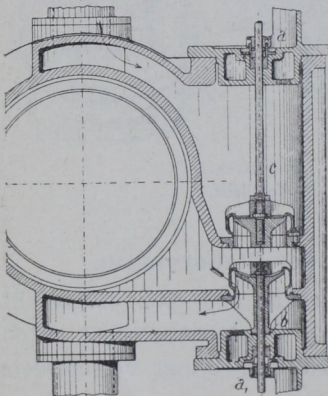


Fig. 403. Ventile seitlich angeordnet.

Das Steuergestänge der Ventilmaschinen.

Die **Steuergestänge**, welche die Bewegung vom Excenter auf das Ventil übertragen, zeigen sehr ver-

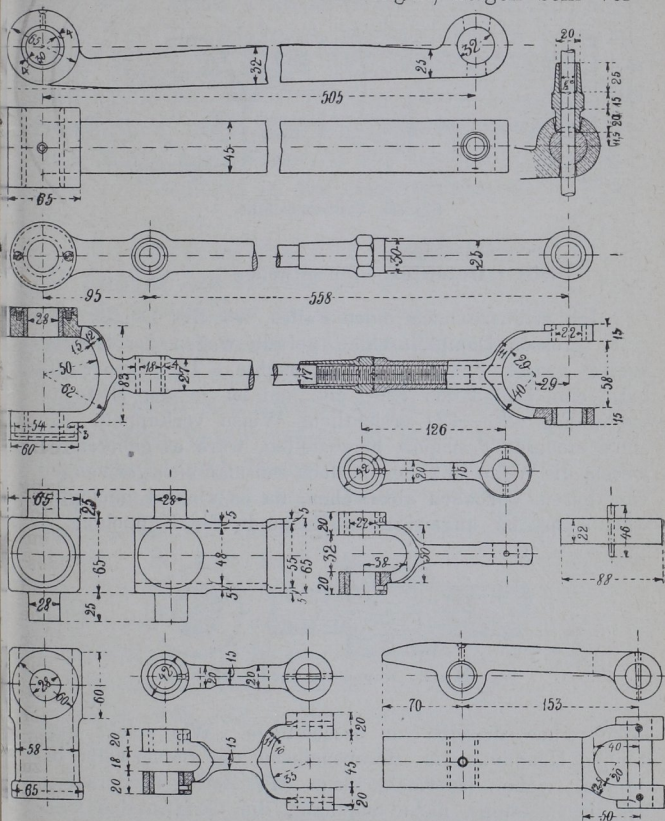


Fig. 404—418. Steuergestänge. Material: Flusseisen und Stahl.

schiedene Ausführungen. Wir wollen beistehend die Details des Steuergestänges für eine Maschine mit

Collmann-Steuerung von 400 mm Durchmesser und 800 mm Hub wiedergeben.

Die **Steuerwelle** zum Antrieb der Steuerung (in Fig. 419 mit *a* bezeichnet) ist so einfach, dass man kaum glauben sollte, dass hierbei auch Dummheiten gemacht werden.

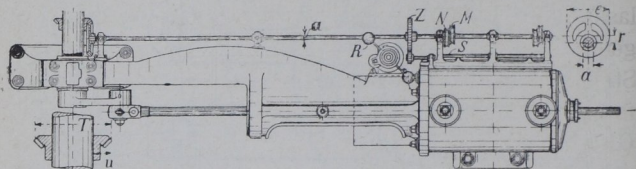


Fig. 419. Ventilmaschine.

55tes Beispiel. (Steuerwelle.)

Ich erinnere mich eines Falles, wo das Demontieren einer grossen Dampfmaschine gerade wegen der **Steuerwelle** grosse Schwierigkeiten machte. Die Steuerwelle hatte eine Länge von 7200 mm und ist in der Mitte auf die in Fig. 420—421 ersichtliche Weise verkuppelt. Um einen sicheren Transport herzustellen, wäre es geboten gewesen, die Welle zu zerlegen, doch sah man sich gezwungen, von diesem Vorhaben abzustehen, da es absolut unmöglich war, selbst im angewärmten Zustande die Kuppelung zu

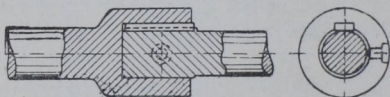


Fig. 420—421. Kuppelung der Steuerwelle.

lösen, ohne dieselbe zu beschädigen. Wie leicht aber können Umstände ein Herausnehmen der Steuerwelle bedingen, wobei jedesmal, wenn ein Zerlegen derselben bei dieser Länge nicht angängig, die **Gefahr des Verbiegens** sehr nahe liegt, da sich ja auf der Welle stets auch noch Belastungsstücke in Gestalt von Excentern, Zahnradern u. s. w. befinden.

Das hässliche

Klappern der Steuerungsräder

kann durch besonders genaue Ausführung der conischen Räder verhindert bzw. vermindert werden.

Auch die Anwendung einer **kleinen Bremse** auf die Steuerwelle hat günstigen Einfluss auf das Geräusch. Einen nennenswerten Kraftverlust veranlasst diese Bremse kaum, worüber man sich auf folgende Weise überzeugen kann: man umklammere die Steuerwelle mit beiden Händen und suche die Welle festzuhalten bzw. an der Drehung zu verhindern. Gleichzeitig achte man auf das Geräusch der Steueräder und bemerkt in den meisten Fällen ein Dämpfen des Geräusches.

Ein schwacher Punkt bei Ventilmaschinen ist auch der **Angriff des Hebels** auf die Ventilspindel. Tritt hier ein Verschleiss ein, so ändert sich (bei Einlassventilen) das Voreilen und der Füllungsgrad. Durch den Verschleiss des Gelenkes wird die Voreilung kleiner bzw. es stellt sich Nacheilung ein. Nun sind allerdings die meisten Ventilspindeln so konstruiert, dass eine Nacheilung durch Nachstellen beseitigt werden kann; hierzu sind aber Indikatorversuche erforderlich, welche, wie bekannt, in vielen Betrieben nicht vorgenommen werden. So z. B. kann man bei dem Einlassventil (Fig. 215 Seite 84) mit Hülfe der Gegenmuttern die Entfernung vom Gelenk bis zum Ventil ändern und die Nachteile, welche die Abnützung der Gelenke mit sich gebracht haben, zum Teil beseitigen.

Wie weit ein Gelenk verschleissen kann, zeigt Fig. 422.

56tes Beispiel. (Auslassventil.)

Der Niederdruckcylinder einer Compoundmaschine zeigte nach mehrjährigem Betrieb eines Morgens schlechtes Vakuum unter gleichzeitiger Bewegung des hinteren Cylinderdeckels um 2—3 mm. Eine genaue Untersuchung ergab, dass der

Lenker des hinteren Auslassventiles bei *B* gebrochen, demzufolge auf dieser Seite kein Dampf austreten konnte, da das Ventil nicht mehr geöffnet wurde. Die Nuss des Lenkers, deren ursprüngliche Form durch *N* markiert ist,

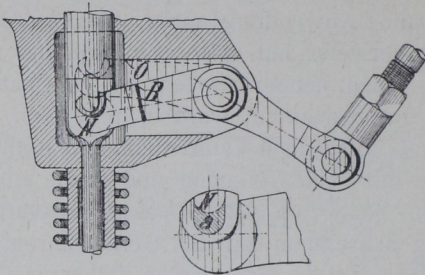


Fig. 422. Verschlissenes Gelenk am Auslassventil.

war um ca. 25 mm ausgeleiert durch den Keil der Ventilspindel. Dadurch kam der Lenker bei *O* am Ventilgehäuse zum Anliegen und brach. Die Reparatur erforderte eine Arbeit von ca. 5 Tagen.

Die bei dieser Anordnung verhältnismässig kleine Fläche *N* dürfte wohl als Ursache gelten. Das Material am Hebel selbst, sowie in der Mitnehmernuss war glashart.

Weniger Verschleiss des Mitnehmers dürfte die Konstruktion nach Anordnung Fig. 423—424 ergeben.

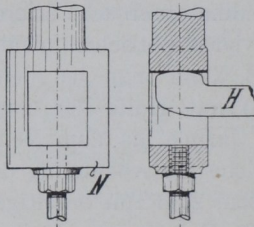


Fig. 423—424. Mitnehmeranordnung.

Hierbei ist das an der Ventilspindel befestigte Mitnehmerstück *N* rechteckig ausgebildet.

57tes Beispiel. (Ventilsteuerung.)

Eine Compoundmaschine einer Phosphatmühle hat folgende Hauptdimensionen:

Durchmesser des Hochdruckcylinders	= 846 mm,
„ „ Niederdruckcylinders	= 1287 „
Kolbenhub	= 1270 „
Tourenzahl	= 41
Dampfdruck	= 6,2 <i>Atm.</i>

Während des Ganges der Maschine stellte sich ein starkes Erschüttern und Würgen des Steuergestänges bei *a* (Fig. 426) an der hinteren Cylinderseite des Hochdruckcylinders ein und zwar in solcher Stärke, dass man den Eindruck hatte, als müsste bald etwas brechen.

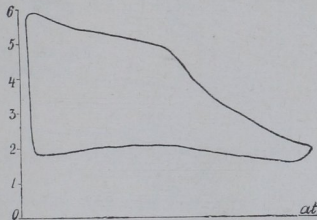


Fig. 425. Diagramm ohne Kompression.

Das Würgen trat ein beim Anhub des Einlassventiles, so dass ich vermutete, letzteres sei nicht genügend entlastet, es wurde vom Frischdampf auf den Sitz gedrückt, und beim Beginn des Voreilens musste das Ventil durch das Steuergestänge mit grosser Kraft aufgerissen werden. Die Folge war das oben bereits erwähnte Würgen und Erzittern.

Die Indikatorversuche ergaben das in Fig. 425 dargestellte Diagramm.

Es musste demnach dafür gesorgt werden, dass das Eröffnen des Einlassventiles leichter von statten ging und liegt das einfachste Mittel hierzu in der Erhöhung der Kompression.

Die **Kompression unterstützt das Anheben des Ventiles**, und je höheren Enddruck dieselbe hat, desto leichter wird sich das Ventil öffnen lassen.

Bei der vorliegenden sehr guten Konstruktion der unrunder Scheibe bezw. des Daumens *D* für das

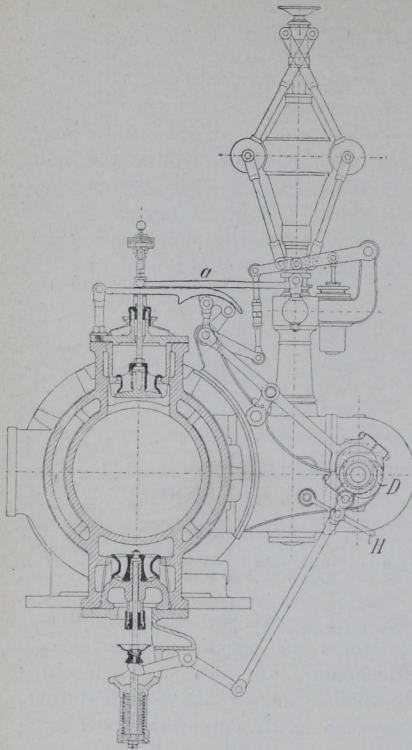


Fig. 426. Ventilsteuerung.

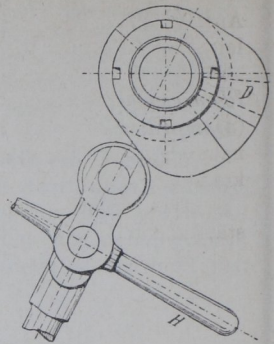


Fig. 427. Daumenstellung für geringe Kompression.

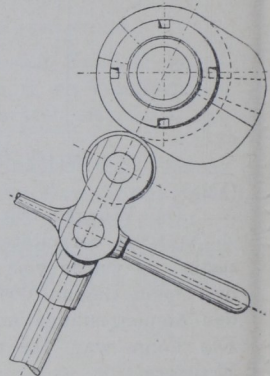


Fig. 428. Daumenstellung für hohe Kompression.

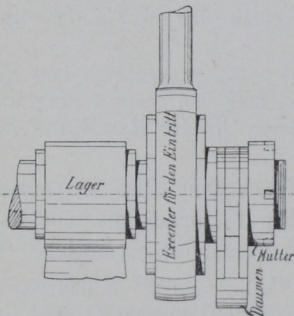


Fig. 430.

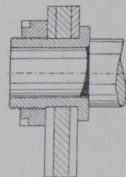


Fig. 429.

Auslassventil war die Erhöhung der Kompression sehr leicht.*)

Die Maschine wurde angehalten, die den Daumen *D* festhaltende Mutter gelöst, der Daumen zusammengezogen (nach Fig. 428) und die Mutter wieder angezogen, so dass nach drei Minuten die Maschine wieder angelassen werden konnte.

Das Steuergestänge war nach dieser Umänderung vollständig ruhig und funktionierte die Steuerung tadellos.

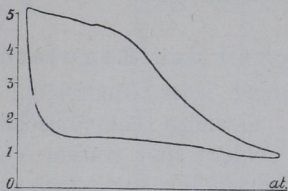


Fig. 431. Diagramm mit Kompression.

In Fig. 431 ist das entsprechende Indikatordiagramm dargestellt.

Es sei hier noch bemerkt, dass die Steuerung selbst (Patent Höffner) einen guten Eindruck machte.

*) Besteller von Ventilmaschinen sollten eine Konstruktion zur bequemen Veränderung der Kompression, wie die vorliegende, immer vorschreiben, da aus verschiedenen Gründen eine Änderung der Kompression notwendig erscheinen kann, so z. B. wenn eine Kondensationsmaschine als Auspuffmaschine benutzt werden soll. In diesem Falle ist immer eine **Verkleinerung** der Kompression notwendig. Auch das **Anlassen** der Maschine ist in der vorliegenden Konstruktion (für den Fall, dass die Hochdruckseite im toten Punkt steht) sehr bequem, indem durch Niederdrücken des Handhebels *H* etwas Frischdampf in das Überströmrohr, bzw. in den Niederdruckcylinder gelassen werden kann.

Der Regulator.

Eine allgemeine Anordnung zeigt Fig. 432—456. Vom Regulator ist nur die Spindel gezeichnet, Kugeln und Urne fortgelassen.

Ein

Zucken des Regulators

und zwar während jeder Umdrehung der Maschine zweimal, findet bei vielen Dampfmaschinen statt. Die Folgen dieses Fehlers sind starker Verschleiss aller Gelenke der Steuerung und somit nach verhältnismässig kurzer Zeit unrichtiges Funktionieren derselben, also falsche Dampfverteilung.

In den Prospekten der Maschinenfabrikanten findet man häufig bei Anpreisung irgend einer patentierten Ventilsteuerung mit besonders fetten Typen gedruckt:

„Jeder Rückdruck auf den Regulator ist bei dieser Steuerung vermieden.“

An Hand einer dem Prospekte beigedruckten Zeichnung wird es auch haarscharf nachgewiesen, dass ein Rückdruck (welcher immer zur Zeit des Anhubes des Einströmventiles eintritt) unter keinen Umständen erfolgen kann.

Dies klingt alles sehr schön und ist auch theoretisch richtig, wie sieht es aber in der Praxis aus?

Gerade viele Patentventilsteuerungen, bei welchen der Schwerpunkt bei der Anpreisung auf den oben erwähnten Satz gelegt wird, äussern einen so bedenklichen Rückdruck auf den Regulator, dass die Gelenke der Steuerung in kurzer Zeit ausschleissen, falsche Dampfverteilung und alle Jahre ein neues Einsetzen von Gelenkbolzen und Büchsen veranlassen.

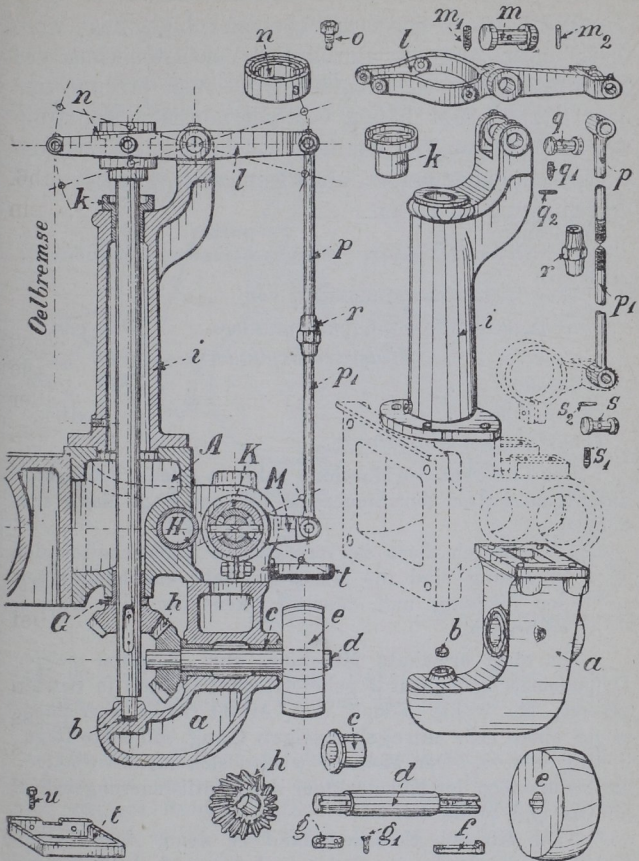


Fig. 432-456. Regulatorgestänge.

a Konsol, *b* Stahlspur für die Regulatorspindel, *c* Lagerbüchse der Antriebswelle, *d* Regulatorantriebswelle, *e* Riemscheibe zum Regulatorantrieb, *f* Keil zu *e*, *g* Federkeil zu *h*, *g*₁ Stiftschrauben zu *g* und *d*, *h* zwei conische Zahnräder, *i* Regulator-Säule, *k* Grundring zur Regulatorspindel, *l* Regulatorhebel, *m* Bolzen mit Mutter, *m*₁ Stiftschraubchen zu *m*, *m*₂ Splint zu *m*, *n* Gleitring, *o* Schrauben zu *n*, *p* und *p*₁ Zugstangen, *q* Bolzen zu *p*, *q*₁ Stiftschraubchen zu *q*, *q*₂ Splint zu *q*, *r* Muffe mit Rechts- und Links-Gewinde, *s* Bolzen mit Mutter, *s*₁ Stiftschraubchen zu *s*, *s*₂ Splint zu *s*, *t* Schmierölfänger, *u* Stiftschrauben dazu.

Die Ursache des besprochenen Fehlers liegt wohl meist darin, dass in Bezug auf Ventilsteuerung das Patentfieber täglich neue Kontruktionen erzeugt und dass letztere sehr häufig von unerfahrenen Konstrukteuren durchgebildet werden, welche sogar Konstruktionszeichnungen liefern, ohne genügende praktische Erfahrung zu haben.

58tes Beispiel. (Steuergestänge und Regulator.)

Eine Compoundmaschine von

<i>Durchmesser des Hochdruckcylinders</i>	360 mm.
„ „ <i>Niederdruckcylinders</i>	540 „
<i>Kolbenhub</i>	710 „
<i>Dampfdruck</i>	7 <i>Atm.</i>
<i>Umdrehungen pro Minute</i>	80.

Der Lieferant der Maschine zählt in seinen Prospekten die Eigenschaften der Steuerung auf und sagt dann zum Schluss:

„Durch diese hervorragenden Eigenschaften der Steuerung sind die Maschinen sehr unabhängig von der Wartung und dauernd ökonomisch im Dampfverbrauch.“

Die oben erwähnte Maschine, zum Betriebe zweier Dynamomaschinen, wurde geliefert, montiert und in Betrieb gesetzt; sie wollte jedoch ihre Arbeit nicht verrichten, zeigte einen sehr unregelmässigen Gang, schlechte Regulierung u. s. w. Der Monteur wusste sich nicht zu helfen, und es erschien der Konstrukteur der Ventilsteuerung selbst an Ort und Stelle.

Nach eifrigem Forschen fand er denn, dass einige Hebel am Niederdruckcylinder verkehrt aufgekeilt waren.

Nach Beseitigung dieses Fehlers lief die Maschine einigermassen, zeigte aber immer noch bei wechselndem Kraftbedarf unregelmässigen Gang.

Als ein ganz besonderer Fehler ist jedoch das **Zucken des Regulators** erwähnenswert; dieses tritt bei jedem Hub zweimal ein und zwar immer in dem **Moment des Ventilanhubes** im Hochdruckcylinder.

Fig. 458 zeigt schematisch die Steuerung im Moment des Anhubes; würde letzterer thatsächlich in diesem

Moment erfolgen, so wäre ein Rückdruck bzw. ein Zucken des Regulators nicht möglich.

Zum leichteren Verständnis ist in Fig. 457 die Seitenansicht dargestellt. Der Hebel *Q* wird vom Excenter be-

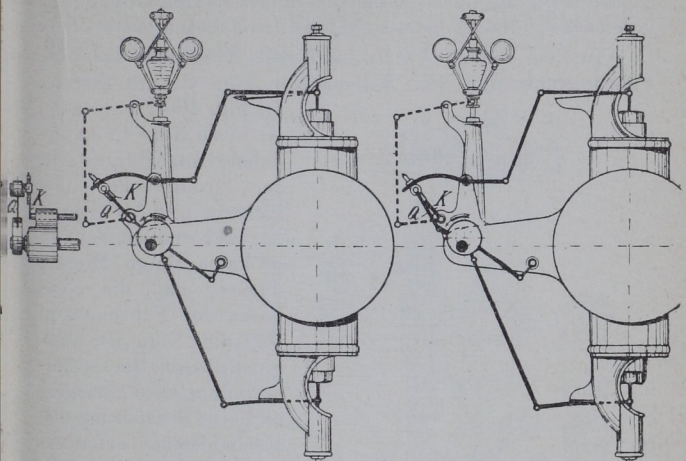


Fig. 457.

Fig. 458.

Fig. 459. Ventilsteuerung.

wegt und hat in seiner oberen Gabel eine Rolle, welche auf den Steuerungshebel während der Periode der Ventilöffnung drückt.

Der Hebel *K* steht mit dem Regulatorgestänge in Verbindung und bewirkt, je nach seiner Stellung, grössere oder kleinere Füllung. (Die Seitenansicht, Fig. 457, ist noch einmal in $\frac{1}{6}$ natürlicher Grösse in Fig. 460 dargestellt.)

Wie schon erwähnt, würde bei der Stellung für den Ventilanhub nach Fig. 458 ein Rückdruck auf den Regulator nicht stattfinden. In Wirklichkeit erfolgt das Anheben des Ventiles in der Stellung, welche in Fig. 459 gezeichnet ist. Die Folge davon ist ein starker Rückdruck auf den Regulator, weil die Hebel *Q* und *K* nicht mehr in einer Richtung liegen.

Und weshalb erfolgt der Anhub des Ventiles später als beabsichtigt?

Weil die Einlassventile zu wenig entlastet und die Steuergestänge zu schwach sind; letztere biegen sich durch, so dass die Verzögerung der Ventileröffnung eintritt.

Was nun die Fehler an der Steuerung noch anbetrifft, so sei hier die falsche Anordnung bezw. Herstellung der bereits erwähnten Gabelstange *Q* und des Hebels *K* besprochen.

In dem runden Ansatz des Hebels *K* befindet sich eine Führungsnute für den Rollenträger von 6 mm Breite.

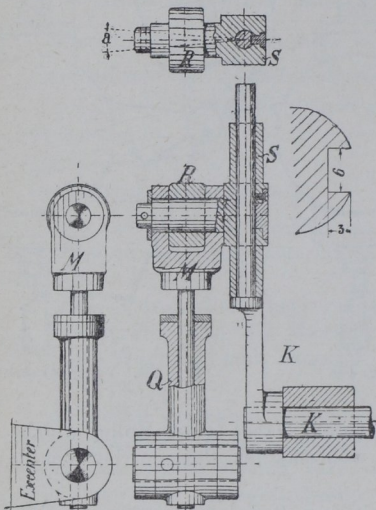


Fig. 460.
Steuerung des Hochdruckcylinders.

In Fig. 460 rechts oben ist diese Nute in natürlicher Grösse dargestellt. In Anbetracht des Eckens und Würgens der Steuerungsteile kann es kaum einige Monate dauern, und die Nute bezw. der Führungskeil für die Nute ist ausgeschlossen, die Dampfverteilung wird unrichtig und eine Erneuerung des Mechanismus erforderlich. Infolge des erwähnten Verschleisses kam es, dass die Rolle *R* um den Winkel *a* hin und her schlotterte.

Der Konstrukteur konnte aber auch keine mangelhaftere Führung des Leitstückes wählen,

als den 6 mm breiten Federkeil. Vor vielen Jahren (auch noch heute) wurden Dampfmaschinen mit Meyerscher, von Hand verstellbarer Expansionssteuerung gebaut und die Büchse, auf welcher das Handrad sitzt, ist ebenfalls mit einem Federkeil versehen. In allen Fällen ergab sich die Führung durch Federkeil als unzureichend. Später bildete man die ganze Expansionschieberstange vierkantig aus und erzielte etwas bessere Resultate.

Wenn also schon hier (wo doch eine Drehung durch das Handrad selten bewerkstelligt wurde) ein starker Verschleiss sich zeigte, um so mehr ist bei der eben erwähnten

Anordnung (Fig. 460) ein frühzeitiger Verschleiss zu befürchten, da hier immerwährendes Ecken des Führungsstückes eintritt.

Es hätte die Führung aus einem Vierkant von etwa 25 mm Stärke ausgeführt sein oder eine Konstruktion gewählt werden müssen, bei welcher der seitliche Angriff der Stange *Q* vermieden ist.

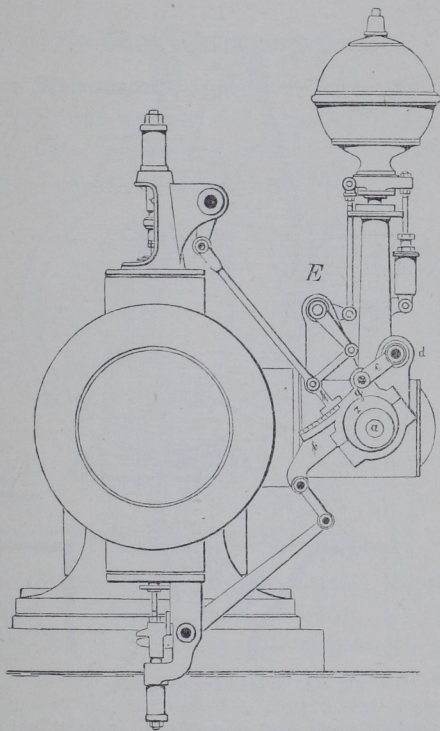


Fig. 461. König-Steuerung.

Um nun noch einmal auf das **Zucken des Regulators** zurückzukommen, so sei bemerkt, dass dieses an allen Ventilsteuerungen vorkommen kann, wenn die Konstruktion der Steuergestänge eine unrichtige, der

Anhub des Einlassventiles zu viel Kraft erfordert oder das Steuergestänge zu schwach dimensioniert ist.

Es sind in Fig. 461 und 462 zwei Patentventilsteuerungen dargestellt; beide zeigen uns das Steuergestänge im Moment des Anhubes der Einlassventile. Bei genauer Betrachtung der Figuren erkennt man,

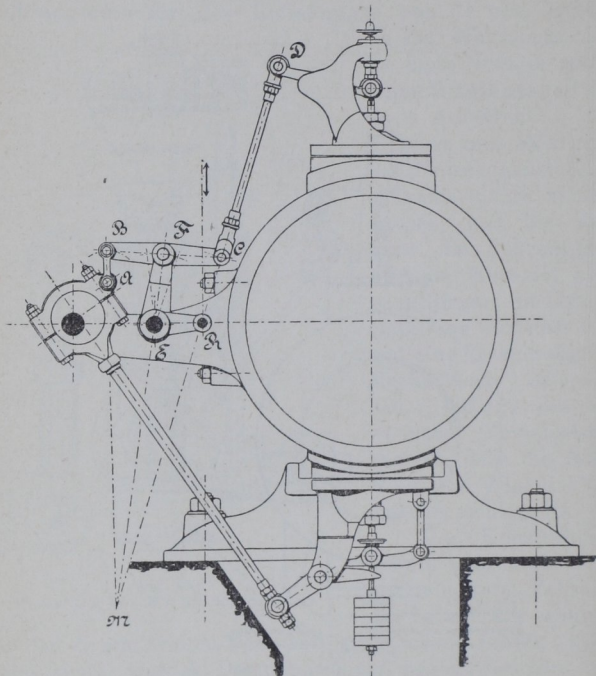


Fig 462. Widmann-Steuerung.

dass ein Rückdruck auf den Regulator nicht eintritt, da der durch das Excenter erzeugte Druck senkrecht auf die Achse *E* wirkt.

Nehmen wir auch hier an, die Einlassventile bedürfen zu viel Kraft zum Anheben und die Steuergestänge sind verhältnismässig schwach dimensioniert

oder auch die Gelenke der letzteren etwas ausgeschliffen, so erfolgt der wirkliche Ventilanhub nicht in der gezeichneten Stellung, sondern etwas später; der Druck wirkt auf die Achse *E* nicht mehr senkrecht und als Folge ergibt sich ein Zucken des Regulators, wie vorher beschrieben.

Die Regulatorspindel.

Unter **Regulatorspindel** versteht man die vertikale Achse, auf welcher der Regulator befestigt ist. Diese Regulatorspindel hat schon viel Unheil angerichtet, so dass es Wunder nimmt, immer noch falsche

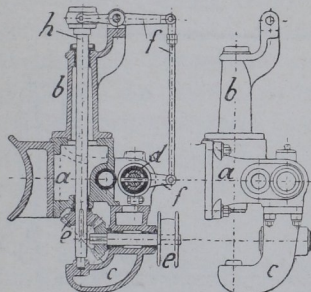


Fig. 463. Spindel in Spur gelagert.

Ausführungen zu finden. Als wichtigste Regel sei erwähnt, dass die Regulatorspindel unten in einer Spur laufen soll, wie z. B. in Fig. 463 dargestellt.

Die Anordnung eines **Tragbundes** *b* nach Fig. 464, welcher in der Metallbüchse *c* lagert, ist verwerflich, besonders bei Anwendung von schweren Regulatoren.

59tes Beispiel. (Fressen der Regulatorspindel.)

Mir sind eine Anzahl Fälle bekannt, bei welchen die Laufflächen beim Bunde *b* und der Büchse *c* gefressen und abgenutzt hatten. Die Regulatorspindel rückt dadurch nach

uten; die conischen Räder kommen zum Aufliegen, und es erfolgt unter Umständen Bruch der Räder. Ein solcher Fall kann längere Betriebsstörung verursachen.

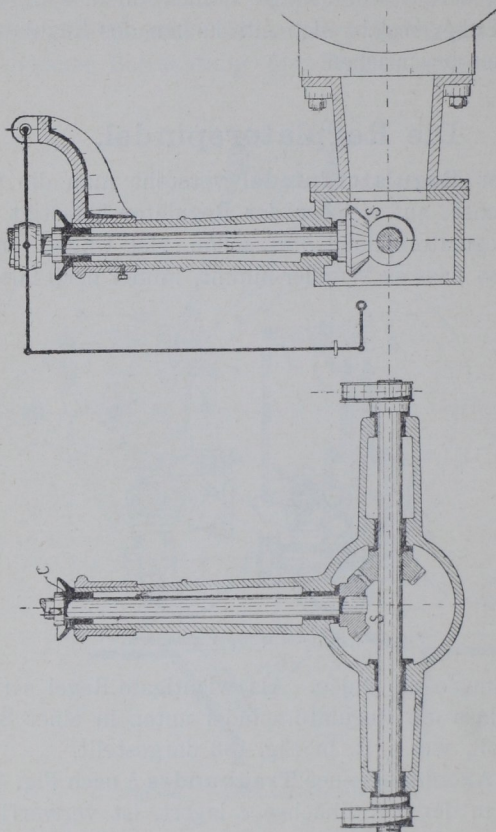


Fig. 464—465. Anordnung und Antrieb der Regulatorspindel
(falsche Ausführung).

Man ordnet dann nachträglich noch ein Spurlager an. Dieses lässt sich aber in vielen Fällen schlecht machen. Bei der Ausführung (Fig 464) musste bei S ein Flacheisen angebracht werden, in welchem die Spindel durch eine kleine Spur getragen wurde.

Durchgehen der Maschine.

Diese Krankheit verdient ganz besondere Beachtung, da sie fast immer **längeren Betriebsstillstand** und sehr häufig Verluste an Menschenleben nach sich zieht.

Die bis jetzt bekannten Unfälle dieser Art lassen auf folgenden Hergang schliessen:

Durch irgend einen Umstand, sei es durch Reißen des Hauptriemens, Lösen einer Verbindung im Steuerungsmechanismus u. s. w. nimmt die Maschine eine übernormale Tourenzahl an, welche sich so hoch steigert, dass der Schwungradkranz der auftretenden Centrifugalkraft nicht mehr genug Widerstand bietet; er reisst und die Stücke fliegen tangential vom Radumfang ab (s. Fig. 469). Hierauf bricht das Hauptlager, dann die Treibstange, der Kreuzkopf und sehr häufig wird noch der Cylinderdeckel durch den Dampfkolben zertrümmert.

Eine **schneidig durchgehende Maschine** kann unter Umständen eine Erneuerung fast sämtlicher Hauptteile bedingen und auch sonst noch durch Zertrümmerung von in der Nähe stehenden Maschinen und Gebäuden grossen Schaden anrichten. Für uns ist es demnach sehr wichtig, die Punkte zu erörtern, welche ein **Durchgehen der Maschine veranlassen** können. Da müssen wir mit dem Konstrukteur ein Hähnchen rupfen.

Schon beim Entwurf der Steuerung, also beim Aufzeichnen der Dampfkanäle werden die grössten Dummheiten gemacht.

60tes Beispiel. (Falsche Steuerung.)

So sahen wir eine Maschine von einer renommierten Maschinenfabrik ausgeführt, welcher als kleinster Füllungsgrad 0,1 zu Grunde gelegt war. Beim Ausrücken von Arbeitsmaschinen war eine zu Zeiten sehr schwache Belastung der Maschine nicht zu vermeiden, der Regulator ging hoch. Seiner höchsten Stellung entsprach aber noch ein Füllungsgrad von 0,1, und die Maschine ging durch, wenn nicht der Maschinist immer rechtzeitig nach dem Absperrventil gesprungen wäre.

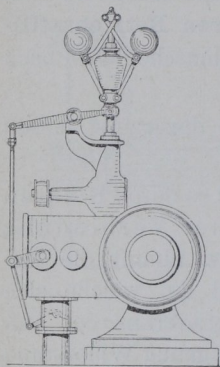


Fig. 466. Regulator wirkt auf Expansion und Drosselklappe.

Der Empfänger war natürlich mit dieser Art und Weise, eine Maschine zu bedienen, nicht einverstanden. Der Lieferant half dem Übel ab durch Anbringung einer Drosselklappe nach Fig. 466. Durch letztere wurde der Dampf bei höchster Regulatorstellung vollständig abgesperrt und ein Durchgehen der Maschine verhindert.

Der nicht denkende Konstrukteur, welcher die Masse zur Steuerung aus irgend einem Kalender entnommen, hat hoffentlich durch diese Lehre eine Anregung zum Denken und Verfolgen der neuesten Speciallitteratur erhalten.

Es mag als Regel für alle Maschinengattungen gelten:

Kleinster Füllungsgrad 0,0 für gewöhnliche Maschinen
 „ „ — 0,02 für Kondensations- „
 (mit grossen schädlichen Räumen).

Betreffs des letztgenannten **negativen Füllungsgrades** von 0,02 also 2% findet man häufig noch irrige Auffassung. Denken wir uns eine Maschine mit 0 Füllung, so schliesst der Expansionschieber den Dampfeintritt ab, wenn die Kurbel im toten Punkte steht. *) Der schädliche Raum ist jedoch mit Frisch-

*) Beachte Abschnitt VI: Das Einstellen der Steuerung.

Als **zweite Ursache**, welche ein Durchgehen der Maschine veranlassen kann, gilt die Konstruktion und Ausführung des Steuergestänges, und findet man hier die leichtfertigsten und widersinnigsten Ausführungen.

Insbesondere den Sicherungen der Schrauben und Bolzen wird wenig Wert beigelegt, und diese sind sehr häufig die Ursache von Unfällen.

Über die Verheerungen, welche selbst eine kleinere Maschine infolge Durchgehens anrichtet, kann sich nur derjenige eine Vorstellung machen, welcher Gelegenheit hatte, eine derartige Unglücksstätte zu besichtigen.

Wir wollen in nachstehendem einen Fall, welcher kürzlich in Schlesien passierte, beschreiben, und dem Leser denselben möglichst anschaulich machen.

61tes Beispiel. (Durchgehen der Maschine.)

Es handelt sich um eine Dampfmaschine

<i>Cylinderdurchmesser</i>	330 mm,
<i>Kolbenhub</i>	610 „
<i>Umdrehungen</i>	130 pro Min.
<i>Dampfdruck</i>	6 Atm.

Die Maschine mit Flachschiebersteuerung (sogenannte Guhrauer-Steuerung) diente zum Betriebe einer Dynamomaschine. Letztere versorgt die elektrische Beleuchtung und eine elektrisch angetriebene Schiebepühne. Die ganze Anlage ist fast immer Tag und Nacht in Betrieb.

Die **Bedienung** der Maschine wird des Nachts von einem älteren Maschinisten besorgt, tagsüber jedoch von einem 16—17jährigen jungen Menschen.

Am Unglückstage hatte sich der eben erwähnte junge Mensch auf kurze Zeit aus dem Maschinenhause entfernt, und der Teufel hatte freies Spiel. Die sich in den umliegenden Gebäuden sowie ausserhalb derselben aufhaltenden Personen hörten ein brummendes Geräusch, einige heftige Stösse und sahen aus dem Dache des Maschinenhauses vulkanartig Gegenstände auf **beträchtliche Höhe** emporfliegen.

Fig. 468 zeigt, welche Wanderungen die emporgeschleuderten Eisenstücke vollzogen haben. Das Gewicht der Stücke, sowie die Entfernung von der Unglücksstätte sind in die Zeichnung eingeschrieben.

Nachdem sich alles von dem ersten Schrecken erholt hatte betrachtete man die Unglücksstätte näher und fand, dass das Schwungrad von der Achse verschwunden war. Auf der Radnabe machten sich nur noch die Ansätze der

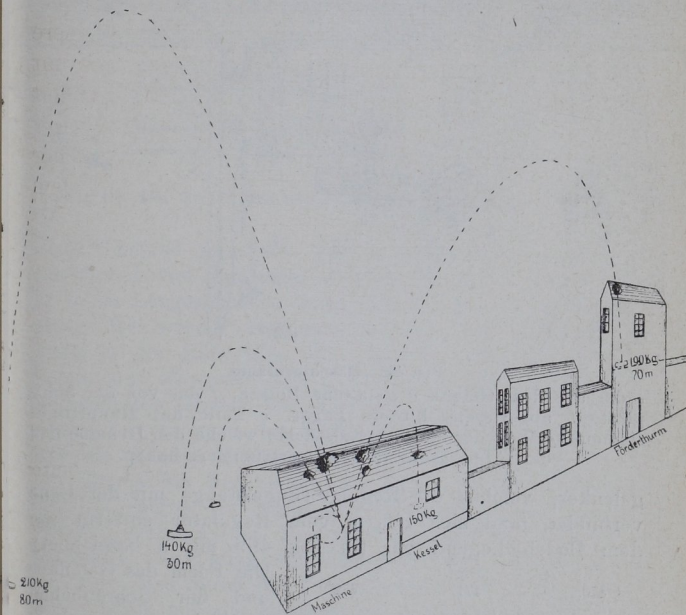


Fig. 468. Situation des Unfalls.

Schwungradarme bemerkbar. Es unterlag also keinem Zweifel, dass die Maschine durchgegangen, das Schwungrad in mehrere Stücke gesprungen, das Dach, die Giebelwand und den Dynamo zerstört hatte und zwar letzteren vollständig. Fig. 469 zeigt das Innere des Maschinenhauses.

Als gebrochene Teile fanden sich noch vor: das Hauptlager am Rahmen, die Excenterbügel und das hintere Lager Haeder, Die kranke Dampfmaschine.

der Hauptachse. Treib- und Excenterstange sind verbogen und die Kurbelachse an der Kurbelseite 300 mm nach vorn geschleudert. Cylinder und Schieberkasten liessen eine Beschädigung nicht erkennen.

Auffallend ist die Stellung des Regulators nach dem Unfall (Fig. 472). Der Bolzen des unteren Regulator-

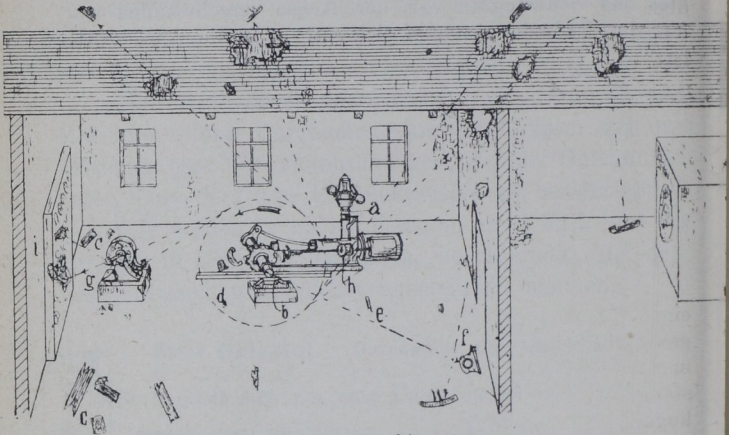
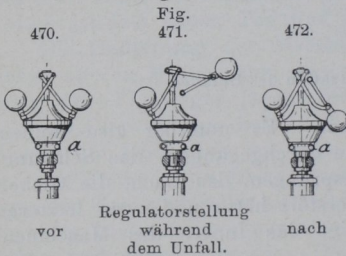


Fig. 469. Maschinenraum.

e der aus dem Gelenk *a* gefallene Bolzen, *f* das von der Sohlplatte *b* abgerissene hintere Lager, *c* Teile des Haupttreibriemens, *g* Weg der Schwungradstücke, welche den Dynamo und den Apparatschrank *i* zertrümmert haben.

gelenkes, welches die Regulatorkugelstange mit der Urne verbindet, fand sich $1\frac{1}{2}$ m vom Regulator entfernt auf dem Boden liegend vor (in Fig. 469 mit *e* bezeichnet).



Die Form des Gelenkes und der Schraubchen zur Sicherung derselben sind in Fig. 473 in halber Grösse dargestellt. — Die Kugelstange selbst ist verbogen, ebenso die Zugstange, welche den Regulatorhebel mit dem Schieberstangenhebel verbindet.

Zum Antrieb des Regulators diente eine Gelenkkette, dieselbe, sowie die Kettenräder auf der Hauptachse und

am Regulator zeigten keine Beschädigung, woraus zu schliessen ist, dass die Kette vor dem Unfall herunterfiel, denn durch die Verschiebung der Hauptachse um 300 mm nach vorn hätte eine Beschädigung bezw. ein Zerreißen der Kette nicht ausbleiben können.

Nach genauer Prüfung der Sachlage ergibt sich über den Vorgang folgende Erklärung:

Das **Schräubchen**, welches als Sicherung des Regulatorbolzens (Fig. 473) dienen soll, hat sich durch irgend

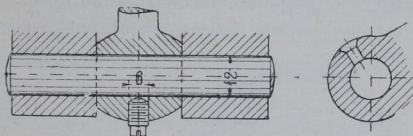


Fig. 473–474. Gelenk des Regulators bei *a*, vergl. Fig. 469 und 470.

einen Umstand gelockert. Der in seiner Welle mit aussergewöhnlich viel Spielraum sitzende **Bolzen** verschob sich in seiner Längsachse so lange, bis das Gelenk der Kugelstange frei wurde. In diesem Moment ging die Regulatorkugel in die Höhe (Fig. 471) und die eine Kugel allein konnte der schweren Urne das Gleichgewicht nicht halten, infolgedessen letztere den Regulator in seine tiefste Stellung zog und somit auch das Stellzeug des Expansionsschiebers auf die grösste Füllung einstellte.

Durch das Herabfallen der Kette jedoch verringerten sich die Touren des Regulators und er verharrte in seiner tiefsten Stellung, der Maschine eine Füllung von 65% zulassend. Nun stieg die Tourenzahl der Dampfmaschine so hoch, dass durch die Centrifugalkraft der Schwungradkranz brach und die Massenwirkung die Stücke mit ungeheurer Kraft tangential zum Radkranz abschleuderte. Die Stücke flogen nach allen Richtungen, jedoch meist in der Ebene des Schwungrades, wie aus den in das Dach geschlagenen Öffnungen und aus den sonstigen Beschädigungen hervorgeht.

Interessant und auffallend ist die Richtung, welche das **hintere Lager** (in Fig. 469 mit *f* bezeichnet) genommen hat. Der am Fuss gebrochene Lagerrumpf liegt 4 m vom Achszapfen entfernt; die Richtung schliesst einen Winkel von 45° mit dem Maschinenmittel ein. Es scheint

bei dem Stoss, welcher infolge des Bruches des Hauptlagers entstanden ist, abgebrochen und fortgeschleudert zu sein.

Was nun den **Hauptriemen**, dessen Stücke im ganzen Maschinenhaus herum liegen, anbetrifft, so lässt sich wohl kaum feststellen, ob derselbe vor der Schwungradexplosion gerissen und herabgefallen oder ob er bis zum Bersten des Schwungrades intakt blieb.

In Fig. 475—477 sind noch die Dimensionen des Schwungrades angegeben. Die Rechnung ergibt, dass der Radkranz bei etwa 100 m Umfangsgeschwindigkeit

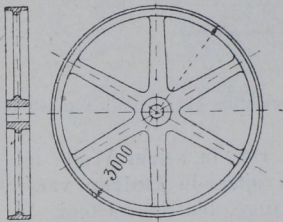


Fig. 475.
Schwungrad.

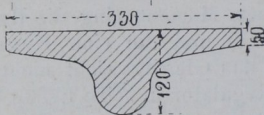


Fig. 476.
Kranzquerschnitt.

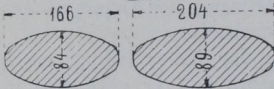


Fig. 477.
Armquerschnitte.

pro Sekunde, also bei einer Umdrehungszahl der Maschine von ca. 500, hatte reissen müssen.

Ob das zweiteilige Schwungrad zuerst im Kranz oder in den Schrauben und Schrumpfringen gebrochen ist, kann nicht konstatiert werden. Auffallend ist jedoch, dass auch Teile der Arme mit hoch in die Luft geschleudert sind.

Welche Stosskraft den davonfliegenden Stücken innewohnte, erkennt man daraus, dass die zwei Steine starke Wand zwischen Maschine und Kesselhaus eine etwa 1 qm grosse Öffnung zeigt (Fig. 469 rechts). Das in Fig. 468 links gezeichnete Stück von 210 kg Gewicht durchschlug am Dach erst $4\frac{1}{2}$ zöllige Balken und soll nach Aussage der Augenzeugen dann noch höher als 80 m (so hoch ist

der in der Nähe stehende Schornstein) geflogen sein. Das 190 kg schwere Stück (rechts) hat erst das Dach des Maschinenhauses durchschlagen, beim Herunterfallen schliesslich noch das Dach des Förderhauses.

Wir haben nun zwei Fragen zu beantworten:

1. Wen trifft die Schuld an dem Unfälle?
2. Wie lassen sich überhaupt derartige Vorkommnisse vermeiden?

Betreffs der Schuldfrage ist wohl kein Zweifel, dass sowohl auf Seiten des Lieferanten, als auch auf Seiten des Empfängers Ungehörigkeiten vorliegen.

a) Konstruktion bzw. Ausführungsfehler der Maschine.

Die Sicherung des Regulatorbolzens mit dem $\frac{1}{4}$ zölligen Schraubchen (Fig. 473) ist eine ungenügende. Bei einem so wichtigen Teil, wie der Regulator, muss eine andere Befestigung des Bolzens gewählt werden.

b) Ungehörigkeiten in der Wartung der Maschine.

Die Beaufsichtigung durch einen 16 — 17 jährigen jungen Menschen ist eine unzulässige, um so mehr, als bei dem vorliegenden Betriebe die Schiebebühne häufig plötzlich aus- und eingerückt wird und der empfindlichste Teil der Dampfmaschine, der Regulator, seine Stellung sehr häufig zu verändern hat.

Auch muss angenommen werden, dass der Regulatorbolzen nicht plötzlich herausgeflogen ist, sondern, dass er eine geraume Zeit nötig hatte, um die Wanderung in seiner Hülle zu vollziehen, und ist es wohl wahrscheinlich, dass ein aufmerksamer Maschinist diese Unregelmässigkeit bemerkt und den Unfall verhütet haben würde.

Zum mindesten jedoch hätte der Unfall, falls wirklich ein Herausfliegen des Bolzens stattgefunden, nicht so schwere Folgen nach sich gezogen, denn der Maschinist würde selbstverständlich das Absperrventil zuge dreht haben und es wäre ein geringer oder gar kein Schaden entstanden.

Aus dem vorliegenden Thatbestand ergibt sich jedoch zu Lasten des Empfängers, dass der mit der Bedienung der Maschine beauftragte junge Mann sich zur Zeit des Unfalles überhaupt nicht da befunden hat, wo er sein sollte.

— Was nun die zweite Frage anbetrifft, so lassen sich

derartige Unfälle durch sachgemässe Bedienung vermeiden. Der Maschinist oder der Besitzer der Maschine mag sich von Zeit zu Zeit überzeugen, ob die Bolzen und Gelenke der Steuerung in Ordnung sind, ob der Regulatorriemen in gutem Zustande ist u. s. w.

Aber trotz dieser Aufmerksamkeit ist es zumal bei wechselnder Kraftentnahme nötig, dass im oder in der Nähe des Maschinenhauses sich jemand aufhält, der eventl. das Dampfabsperrentventil abstellen kann.

Besser ist es allerdings, wenn die Dampfmaschine eine besondere Einrichtung hat, durch welche ein Unglück, wie das beschriebene, verhindert wird.

Diese Sicherheitsvorrichtungen sollen einfach und nicht zu teuer sein, und wollen wir uns in einem besonderen Artikel damit beschäftigen.

Mangelhafte Ausführung des Regulators hatte auch nachstehenden Unfall zur Folge:

62tes Beispiel.

Eine Maschine von
Durchmesser des Dampfzylinders . 600 mm,
Kolbenhub 1000 „
Umdrehungen 70 pro Minute

hatte Ventilsteuerung mit direkt wirkendem Regulator. Das Regulieren der Maschine liess zu wünschen übrig, so dass man beschloss, einen neuen schwereren Regulator anzubringen.

Bevor dies geschah, ereignete sich folgender Unfall:

Während des Betriebes und ohne dass der Maschinist besondere Unregelmässigkeiten bemerkte, löste sich die eine der beiden Regulatorkugeln und flog, wie in Fig. 478 angedeutet, in einer Entfernung von 2,5 m zu Boden, in die Mettlacher Platten ein Loch schiagend. Der Fabrikbesitzer befand sich zufällig in der Nähe, aber glücklicherweise nicht in der Flugrichtung der Regulatorkugel, denn sonst wäre es ihm schlimm ergangen.

Nach dem Herunterfliegen der Regulatorkugel nahm die Maschine einen schnelleren Gang an, sie wollte durchgehen; denn die eine Regulatorkugel konnte dem schweren Urnengewicht das Gleichgewicht nicht halten. Der Regulator sank in seine tiefste Stellung und stellte die Steuerung auf grösste Füllung ein.

Glücklicherweise war, wie schon erwähnt, der Maschinist zugegen und konnte durch schleuniges Schliessen des Dampf-
absperrventiles die Maschine zum Stillstand bringen und
so ein weiteres Unglück verhüten.

Die Besichtigung des Regulators ergab folgendes:

Wie in Fig. 479 angedeutet, war die Regulatorkugel
auf dem Hebel durch Vernieten befestigt, das Loch in der

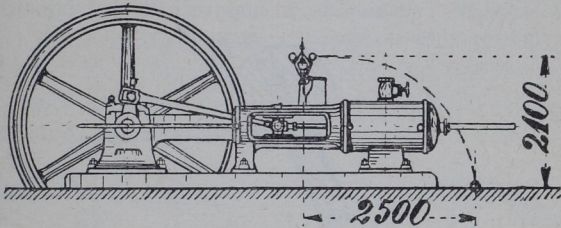


Fig. 478. Abfliegen einer Regulatorkugel.

Kugel etwas weit gebohrt und die Vernietung eine mangel-
hafte.

Für denjenigen, welcher die Flugweite (in Zeichnung
mit 2500 mm eingezeichnet) nachrechnen will, sei noch
folgendes bemerkt:

Durchmesser der gusseisernen Regulatorkugel	200 mm,
Schwingungskreis der Kugeln	650 „
Umdrehungen pro Minute	120.

Fassen wir alle Punkte zusammen, welche ein

Durchgehen der Maschine

veranlassen können:

- Zu gross gewählter, kleinster Füllungsgrad,
- Abfallen oder Reissen des Hauptriemens,
- „ „ „ „ Regulatorriemens,
- Lösen einer Verbindung im Regulator,
- „ „ „ „ Steuergestänge,
- Brechen oder Lösen des Mitnehmers vom Expan-
sionsschieber (im Schieberkasten),
- Lösen des Excenters auf der Hauptachse.

Die **Vorsichtsmassregeln**, welche wir treffen
müssen, um ein Durchgehen der Maschine zu verhüten,

ergeben sich demnach von selbst; wir müssen sorgen für eine sachgemäße Steuerung mit genügend kleinem Füllungsgrad; haben uns von Zeit zu Zeit zu überzeugen, dass das Steuergestänge in Ordnung, alle Schrauben und Bolzen genügend gegen Herausfallen gesichert sind. Bei gelegentlichem Öffnen des Schieber-

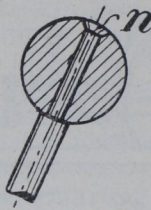


Fig. 479. Befestigung der Regulatorkugel.

kastens überzeuge man sich von der richtigen Befestigung des Mitnehmers des Expansionschiebers. Der Regulatorriemen muss gut in Ordnung sein.

Bei Maschinen ohne Regulator, wie z. B. Walzenzugmaschinen, Sorge man für ein Reservedampfabsperrorgan, um beim Versagen des Absperrventils doch im Notfall den Dampf abstellen zu können.

Das Schwungrad.

Das **Schwungrad** ist wohl mit der einfachste Maschinenteil und doch kann ein Bruch desselben die verherendsten Wirkungen veranlassen. Sogenannte Schwungradexplosionen ereignen sich alljährlich mehrere. Je grösser und schwerer das Schwungrad ist, desto grössere Verheerungen richten die umherfliegenden Eisenstücke an.

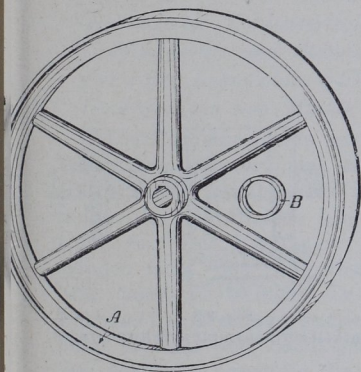


Fig. 480—481. Schwungrad.

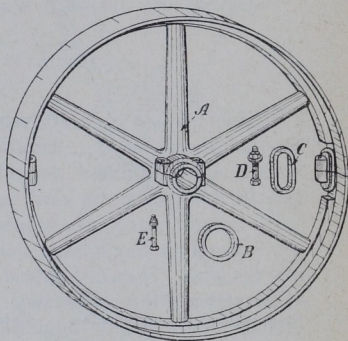


Fig. 492—486. Geteiltes Schwungrad.

Nicht immer ist eine Schwungradexplosion, wie auf Seite 176 erwähnt, eine Folge des Durchgehens der Maschine. **Mangelhafte Konstruktion** und Ausführung, schlechtes Material können selbst bei normalen Umdrehungszahlen einen Bruch des Schwungrades hervorrufen und zwar um so eher, je grösser die Umfangsgeschwindigkeit des Schwungrades ist. Bei Walzenzugmaschinen findet man Umfangsgeschwindigkeiten von über 40 m pro Sekunde, und dort passieren denn auch die meisten Unfälle in dieser Beziehung.

Die **Reparatur eines gesprungenen Schwungrades** dürfte angängig sein, wenn nur einige Arme gesprungen sind; dagegen lässt sich bei gebrochenem Radkranz ein reparieren wohl nicht ausführen.

63tes Beispiel. (Reparatur des Schwungrades.)

In dem auf Seite 3—5 erwähnten Unfall brach ein Arm des schweren Schwungrades bei *a* (Fig. 487) ab, so dass der Riss 5 mm auseinander klapfte.

Hier that nun schnelle Hülfe Not, da die Lichterzeugung nicht lange ausgesetzt werden durfte. Es wurde

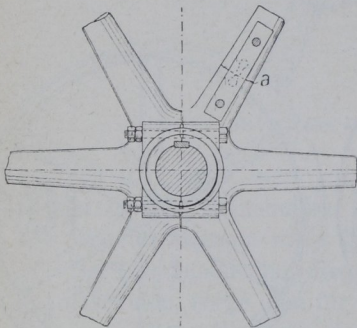


Fig. 487.

Reparatur d. Schwungrades.

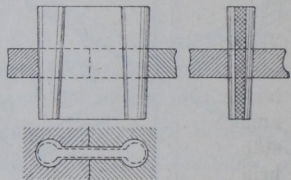


Fig. 488.

Patentkeil zur Reparatur d. Schwungrades.

deshalb schnell der Schwungradarm mittelst eines sehr kräftigen **Patentkeiles** nach Fig. 488 zusammengehalten, dass jetzt, nachdem das Rad bereits wieder $\frac{3}{4}$ Jahr mit Reparatur gelaufen ist, nicht die geringste Veränderung an dem betreffenden Arm zu bemerken ist.

Zur Vorsicht wurde jedoch noch zu beiden Seiten desselben eine **Flacheisenlasche** mit einigen Schrauben angebracht.

Das **Springen der Speichen** von Riemenscheiben, Zahnradern u. s. w. ist meistens eine Folge von unrichtiger Materialverteilung bei Anfertigung der Konstruktionszeichnungen. Unter Umständen kann durch diese Nachlässigkeit ein grösserer Unfall eintreten.

64tes Beispiel. (Schwungrad gesprungen.)

Ein industrielles Werk gab eine 150 pferdige stationäre Compoundlokomobile in Auftrag. Dieselbe hatte folgende Hauptdimensionen:

Heizfläche des Kessels 132 qm,

Dampfdruck 10 Atm.,

Durchmesser des Hochdruckcylinders 360 mm,

Durchmesser des Niederdruckcylinders 600 mm,

Kolbenhub 550 mm,

Leistung 150 effektive Pferdestärken,

*Garantierter Dampfverbrauch 6,5 kg pro indizierte
Pferdekraft und Stunde,*

*Garantierter Kohlenverbrauch 0,85 kg pro indizierte
Pferdekraft und Stunde,*

Preis der Lokomobile 34000 Mark,

Umdrehungen pro Minute 95.

Die Maschine wurde mit der üblichen sechsmonatlichen Verspätung geliefert und montiert. Aber schon bei den ersten Proben ergaben sich Mängel, besonders das **Heisslaufen der sämtlichen Lager** liess einen längeren Betrieb nicht zu. Der Empfänger wagte es unter diesen Umständen nicht, den Hauptriemen aufzulegen und seine Fabrik damit zu treiben. Er bestand darauf, dass an der Lokomobile **Bremsversuche** gemacht und die Maschine unter Beisein von Sachverständigen abgenommen würde. Der Lieferant beseitigte die Ursache des Heisslaufens und verlangte, dass der Empfänger nunmehr die Maschine übernehme und seine Fabrik damit betreibe. Der Empfänger dagegen besteht auf der vorherigen Untersuchung durch Bremsen. Der Lieferant fertigt nunmehr geeignete Bremsvorrichtungen an und der **Bremsversuch** findet in Gegenwart des Lieferanten, des Empfängers, zweier Sachverständiger und noch einiger Ingenieure statt.

Die Maschine hatte zwei Schwungräder, welche auf dem Kopf der Kurbelachse befestigt waren, es gelangten zwei Bremsen, wie Fig. 489—491 zeigen, zur Verwendung.

R ist eine Sicherung, welche das Herumschlagen der Bremse verhüten soll, und darf selbstverständlich während des Versuches den Bremsklotz nicht berühren. Der Mann, welcher auf das Spielen der Wage zu achten hat, reguliert

durch Drehen der mit Rechts- und Linksgewinde versehenen Schraube S . Die Wage wird samt dem Aufsatz W_1 vor dem Versuch ausbalanciert; l ist die in Rechnung zu ziehende Hebellänge.

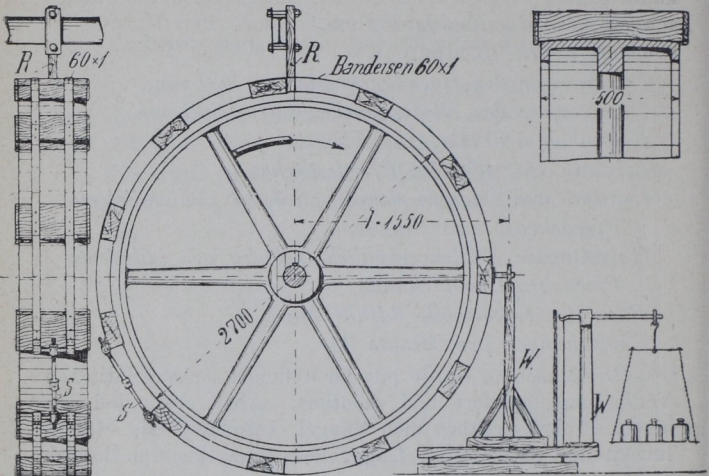


Fig. 489–491. Bremsversuche. Masstab 1:50.

Das Schmieren der Bremsklötze geschah mittelst Talg, zu welchem man etwas Wasser aus einem über der Lokomotive aufgestellten Gefäss liess. Zuerst wurde, wie bei solchen Versuchen immer üblich, ein Vorversuch gemacht, welcher ganz gut von statten ging, bis auf einige Unregelmässigkeiten an den Wagen. Diese konnten sehr schwer spielend gehalten werden, doch besserte sich dieses, je mehr sich die Bremsklötze einliefen, also je glatter dieselben wurden.

Der Hauptversuch begann am anderen Morgen früh 7 Uhr und ging anstandslos bis gegen 9 Uhr vor sich. Zu dieser Zeit befanden sich auf der Lokomotive und im Kesselhaus zehn Personen. Auf einmal gab es einen Knacks, dem ein zweiter und dritter schnell folgte. Ein unheimliches Gefühl überlief natürlich jeden; der Lieferant merkte ein Taumeln des einen Schwungrades, stürzte schnell die Leiter hinauf zum Ventil, schloss dasselbe, und die Maschine kam denn auch in kurzer Zeit zum Stillstand.

Was war passiert? An dem einen Schwungrad zeigten sich drei gesprungene Arme; die Risse sind in Fig. 492 mit P bezeichnet. Welches Unheil ein vollständiger Bruch des Schwungrades hätte hervorrufen können, lässt sich kaum sagen. Der Mann, der auf das Spielen der Wage achtgab, hätte den ersten Brocken auf den Körper bekommen. Der Ingenieur, welcher mit dem Messen des

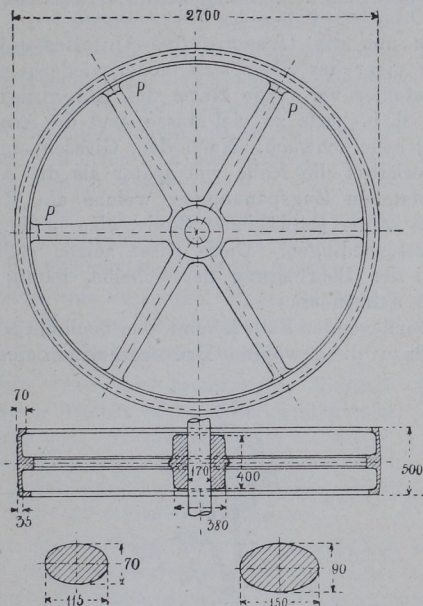


Fig. 492–495. Riemenscheibenschwungrad.
 P = Sprünge in den Radspeichen.

Speisewassers beschäftigt war, befand sich ebenfalls dicht am Schwungrad.

Das grösste Unheil wäre noch passiert, wenn Stücke vom Schwungrad den Kessel, das Sicherheitsventil oder die Speiseleitung zertrümmert hätten. In diesem Falle würde es etwas Ähnliches gegeben haben wie auf der „Brandenburg“. Die Freude über den verhältnismässig guten Verlauf brachte die Anwesenden bald wieder in frohe Stimmung, und diese gelangte dann bei einem Fass guten

Bieres zum Ausdruck. Bei dieser Feier unserer **Wiedergeburt** wurden grossartige Reden gehalten und einer verstieg sich sogar zu folgendem Knittelvers:

„Es ist im Leben hässlich eingerichtet,
Wenn beim Versuch das Schwungrad flöten geht,
Was hätt' das Ding für Unheil angerichtet,
Ward das Ventil nicht schleunigst zgedreht,
Wir wären all mit in die Luft geflogen
Und lägen jetzt schon in dem dunklen Schrein,
Behüt' uns Gott, ganz schrecklich wär's gewesen,
Behüt' uns Gott, es hat nicht sollen sein.“

Was nun die **Ursache des Unfalles** anbetrifft, so liegt hier einer der vielen sich immer wiederholenden Konstruktionsfehler vor. Die **Nabe des Schwungrades** war zu gross, d. h. hatte zu viel Masse, und die Arme verhältnismässig sehr schwach. Nach dem Giessen einer solchen Scheibe erkaltet die Nabe viel später als die Arme; hierdurch entstehen Zugspannungen, welche ein Reissen des Armes an seiner schwächsten Stelle, also in der Nähe des Radkranzes, bedingen. Diese Risse zeigen sich mitunter schon bei der Bearbeitung der Scheibe, häufig treten sie erst nach Jahren ein.

Im vorliegenden Falle kommt aber noch ein wesentlicher Moment dazu: die gewählten **Bremsen** zeigen eine mangel-

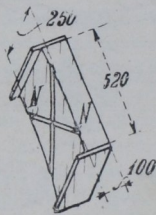


Fig. 496. Bremsbacke mit Schmiernuten.

hafte Konstruktion; die Bremsbacken sind ganz glatt, sie hätten mit Schmiernuten, wie in Fig. 496, versehen sein müssen.

Der oben aufgelegte Talg konnte sich durch die glatt anliegenden Bremsbacken nicht auf den ganzen Radkranz verteilen, als Folge davon trat eine ziemlich **starke Erwärmung des Radkranzes** ein. Diese wieder veranlasste eine Ausdehnung des Radkranzes und somit eine Vergrösserung der bereits schon vorhandenen Spannung in den Radspeichen und schliesslich den Bruch der Letzteren.

Das Schlagen oder Taumeln

des Schwungrades, meist eine Folge unrichtiger Bearbeitung des Schwungrades, lässt sich häufig zum Teil beheben durch geeignetes Anziehen der Befestigungskeile.

Das nachträgliche Geraderichten eines schlagenden gusseisernen Schwungrades geschieht im Notfalle durch Kracken der Speichen, d. i. leichtes Hämmern derselben in ihrer ganzen Länge, wie nebenstehende Fig. 497 zeigt.

Durch Hämmern der linken Seite verschiebt sich der Kranz in der Pfeilrichtung. Das Geraderichten eines Schwungrades von 3,5 m Durchmesser, welches 12 mm schlug, nahm 50 Minuten Zeit in Anspruch.

Alle Räder von der kleinsten Riemenscheibe bis zum schwersten Seilscheibenschwungrad können vielleicht so gerichtet werden.

Ein bewährtes Verfahren, einem Schlagen bzw. Taumeln von Seilscheiben und

grossen Schwungrädern

vorzubeugen, sowie dem Monteur die Montage zu erleichtern, besteht in folgender Bearbeitung und Befestigung. Vorausgeschickt sei dabei, dass Seilscheiben von grossem Durchmesser und hoher Tourenzahl eine sorgfältige Montage bedingen, damit die Seile nicht zu schnell verschleissen.

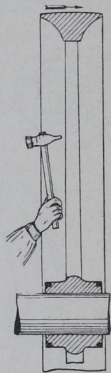


Fig. 497.

Kranz und Nabe werden geteilt angefertigt und durch schmiedeeiserne Arme verbunden, was besonders für Walzenzugmaschinen empfehlenswert ist. Wie dies geschieht und wie das Ausrichten vor sich geht, soll durch ein Beispiel mit Figur erläutert werden. Es handelt sich um eine Seilscheibe von 5900 mm Durchmesser und 10 Seilrillen. Dieselbe ist auf vierkantiger Achse aufzukeilen und besteht aus zwei Teilen.

Der bearbeitete Kranz sowie die Nabe werden auf der Richtplatte, wie Fig. 498—499 zeigt, mittelst Latte genau centriert, und die schmiedeeisernen, gebohrten und bestossenen Arme in die fertigen sogenannten Taschen der Nabe und des Kranzes eingepasst. Sodann sind die Löcher auf beiden Seiten anzureissen, zu bohren und mit den

Armen zusammen aufzureiben. Bei der Montage werden nach Aufbringen der Nabe zunächst 4 Arme zum Halten des Kranzes aufgeschraubt, hernach die übrigen. Zum Schluss sind die Keile von beiden Seiten zugleich einzutreiben und man kann mit Sicherheit annehmen, dass die so

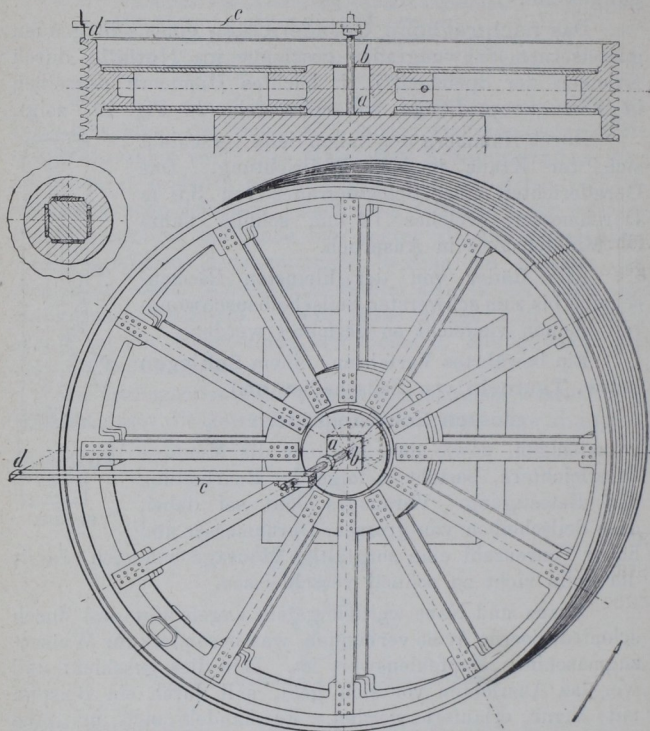


Fig. 498-499. Ausrichten von grossen Seilscheiben.

behandelten Schwungräder nicht schlagen. Wird der Kranz vorher nicht bearbeitet, so lässt sich durch ein **Strecken der Arme** ein genaues Rundlaufen leicht erreichen.

In Amerika ist folgende Bearbeitung des Schwungrades gebräuchlich:

Die Nabe wird **centrisch** zum Radkranz auf den knappen Wellendurchmesser gebohrt, dann ist das

Schwungrad auf der Planscheibe zu verschieben, um eine grössere zum Einbringen der Achse nötige Bohrung zu voll-

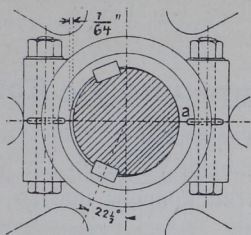


Fig. 500. Nabe ausbohren.

führen, welche die erste Bohrung bei *a* (Fig. 500), also gegenüber der anzubringenden tangiert.

Das Schaltwerk.

(Drehvorrichtung.)

Schon bei der Montage erfordert das richtige Einstellen der Steuerung ein Schaltwerk, welches gestattet, die Maschine auf bequeme Art vorwärts und rückwärts drehen zu können.

Wie viel Zeitverlust und Unangenehmlichkeiten das Fehlen der Drehvorrichtung veranlassen kann, zeigt das Beispiel auf Seite 199.

Die Luftpumpe und die Kondensation.

Die meisten Maschinen haben eine Einrichtung, welche gestattet, beim Versagen der Kondensation mit Auspuff arbeiten zu können, und so den Betrieb aufrecht zu erhalten.

Die Störungen in der Luftpumpe sind meist folgende:

1. **Versagen der Kondensation**, d. h. Fallen des Vakuums, bezw. Versagen desselben. Hierüber siehe Seite 244.

2. **Bruch** einer Kolbenschraube, Ventilschraube etc. der Luftpumpe.

Die leichtsinnige Befestigung des Luftpumpenkolbens und der Ventilkappen hat schon viel Betriebsstörungen veranlasst.

65tes Beispiel. (Bruch der Saugklappe.)

Die Compoundmaschine von 475 und 800 Cylinderdurchmesser, 800 Hub, 75 Umdrehungen einer Cementfabrik hatte einen unter Flur stehenden Luftpumpenkondensator, als eines Tages plötzlich ein Getöse und Gekrache sowie eine starke Erschütterung des Kunstkreuzes den Maschinisten veranlasste, den Frischdampf schleunigst abzustellen bezw. die Maschine so schnell wie möglich zum Stillstand zu bringen.

Die Besichtigung der Luftpumpe ergab, dass der Kolben der einen Luftpumpenseite von der Stange losgegangen und dass die Druckklappe *b* und die Saugklappe *c* (siehe Fig. 501) gebrochen waren.

Wie bei so vielen Brüchen war auch hier wieder eine mangelhafte Sicherung der Kolbenmuttern schuld. Die

Mutter *a* war gesichert durch einen Splint von etwa 2 mm Dicke! Dieser Stift war im Laufe der Zeit verschwunden, die Mutter *a* hatte sich gelöst, und der Kolben ist dann auf die Klappe *c* geschlagen, wodurch der Unfall hervorgerufen wurde.

Bei der hier vorliegenden Konstruktion (zwei einfach wirkende Luftpumpen) war es glücklicherweise möglich, mit einer Luftpumpenseite zu arbeiten, so dass die Maschine nach zwei Stunden Stillstand wieder angelassen werden konnte.

Die Maschine sollte zwar „laut Lieferungsvertrag“ derart eingerichtet sein, dass dieselbe nach Umstellen des Wechselventiles in der Abdampfleitung ohne weiteres als Auspuffmaschine arbeiten könnte, aber schon vor dem oben erwähnten Unfall ergab sich, das letzteres nicht anging, da die Kompression in beiden Cylindern eine gefährlich hohe wurde.

Fig. 502 zeigt das Niederdruckdiagramm für ganz leichte Belastung der Maschinen mit Auspuff arbeitend.

Dieser Übelstand (zu hohe Kompression) liess sich nicht ohne weiteres beseitigen, die Auslassorgane des Hoch-

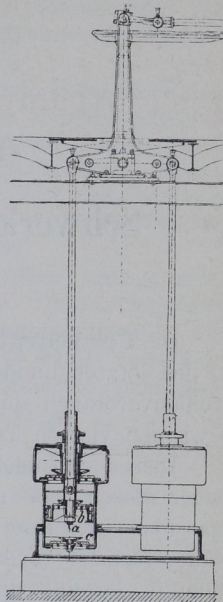


Fig. 501.

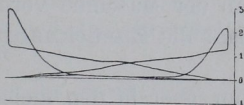


Fig. 502. Diagramm des Niederdruckcyinders.

sowie des Niederdruckcyinders (Proellsche Hahnschieber), wurden von ein und derselben Welle angetrieben, wie die Eintrittsventile des Hochdruckcyinders.

Abschnitt II.

Schwerkranke Maschinen.

Die **Fortschritte im Bau der Dampfmaschinen** in den letzten hundert Jahren sind ganz enorme. Der Kohlenverbrauch der Dampfanlagen beträgt nur noch etwa den vierten Teil gegen damals.

Dieses gilt leider nicht allgemein. Viele Maschinenbauer wissen, dass die Dampfmaschine die geduldigste Maschine ist, dass dem Empfänger in den meisten Fällen jegliche Sachkenntnis abgeht; die Maschine wird gekauft, bezahlt und der Empfänger muss den Schaden tragen.

Zieht Letzterer einen Sachverständigen zu Rate, so ist für ihn die Sache etwas günstiger; er kann die Beseitigung der an der Maschine vorhandenen Mängel fordern, event. sogar die **Zurücknahme** der Maschine durchsetzen.

Damit ist ihm aber in den meisten Fällen nicht gedient, denn auf das Fundament passt nicht ohne weiteres eine andere Maschine, zudem bringt ihm ein **Betriebsstillstand** von mehreren Wochen oder Monaten grossen Schaden. Das Ende vom Liede bei derartigen Reinfällen ist meistens dasselbe:

Der Empfänger behält die Maschine, bezahlt sie **und schimpft auf den Lieferanten.**

66tes Beispiel. (Schwerkranke Maschine.)

„Da soll doch gleich der Teufel hineinfahren! Was ich für Malheur mit meinem Dampftrieb gehabt habe, ist nicht zu sagen.

Seit 10 Jahren eine solche Masse Betriebsstörungen durch die Dampfmaschine, dass etwa **2 Jahre Stillstand** der Fabrik herauskommen! Eine Anzahl meiner besten Kunden habe ich wegen unregelmässiger Lieferung verloren. Überhaupt scheint das Schicksal gerade mich herauszufordern, trotzdem ich von früh bis in die Nacht hinein arbeite und mir keine Erholung gönne.

Ich wollte nun der Sache ein Ende machen durch Anschaffung einer neuen Dampfanlage. Diese ist nun fertig und möchte ich Sie bitten, eine genaue Untersuchung vorzunehmen, da der Lieferant die Maschine als gut bezeichnet.“

„Wie sind Sie denn aber zu der Maschine gekommen?“

„Hm, wie das so geht, ich wollte wegen der vorher erwähnten Betriebsstörungen die Maschine recht schnell haben, und auf der Suche nach einer solchen kam ich denn zu dieser Maschine, da dieselbe schnell geliefert werden sollte.

Der Fabrikant der Maschine versicherte mir, dass dieselbe bereits 1 Jahr gearbeitet und wegen Aufstellung einer grösseren Maschine frei wurde und dass ich etwas ganz besonders Gutes erhalte. Ein Ingenieur, mit dem ich eine Besichtigung vornahm, redete mir zu und ich bestellte diese **Zwillings-Maschine.**“

„Sehr vorsichtig scheint dieser Ingenieur aber nicht gewesen zu sein, da er doch wusste, dass Sie nach jahrelangem Laborieren mit der alten Maschine einen sicheren Betrieb wünschten.

Was hat denn die Maschine für Hauptdimensionen?“

„Cylinderdurchmesser . . .	523 mm,
Kolbenhub	942 „
Umdrehungen	60.

Die Maschine soll 250 effektive Pferdekkräfte leisten, ausserdem ist mir 25⁰/₀ Kohlenersparnis gegenüber der alten Maschine garantiert. Der Betriebsdruck 6 **Atm.**

Was übrigens die schnelle Aufstellung betrifft, so ging das doch anders, als ich gedacht habe; auf die Seilscheibe,

welche extra angefertigt wurde, musste ich 6 Monate warten; alles Drängen meinerseits nützte nichts.“

„Und der Kostenpunkt der Maschine?“

„11 000 Mark kostet die Maschine, ohne Seilscheibe, alles zusammen mit dem neuen Maschinenhaus, der neu hinzugekommenen Transmission u. s. w. 70 000 Mark.“

„Das ist allerdings kein hoher Preis für die Dampfmaschine. Es hätte aber auch nicht viel ausgemacht, wenn Sie noch 10 000 Mark mehr für die Maschine angelegt hätten. Nun wollen wir aber daran gehen und sehen, was Sie fürs Geld bekommen haben.“

Die Maschine wurde also erst mit dem Indikator untersucht und anderen Tages im kalten Zustande die Cylinder, Lager u. s. w. nachgesehen. Die Gehäuse der Steuerventile wurden nicht geöffnet.

Die Diagramme (Fig. 503) zeigen

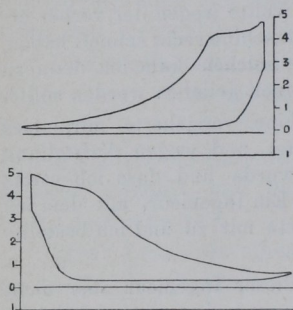


Fig. 503. Diagramme.

1. einen zu hohen Gegendruck, letzterer wechselt stark, so dass fast jedes genomene Diagramm einen andern Gegendruck aufweist;
2. ein zu spätes Eröffnen der Auslassventile, erkennbar durch den Schnabel zu Beginn des Austritts (Fig. 504);
3. ein Drosseln des Eintrittsdampfes.

Das Schutzgeländer ist aus Holzlatten und Drahtstiften konstruiert, wie in Fig. 504 dargestellt. Ein Anlehnen an dasselbe ist gefährlich.

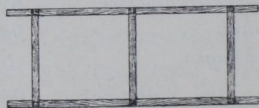


Fig. 504. Schutzgeländer aus Holz.

Beide Maschinenseiten äusserten ganz bedenkliches Schlagen, es rührt dieses hauptsächlich von dem mangel-

haften Zustand der Laufflächen der Kurbelzapfen und der Hauptlager her, da ein festeres Anziehen der Lagerschalen nicht angängig, weil sonst Heisslaufen eintritt.

Die beiden **Wellen** zum Antrieb der Steuerungen schlagen und würgen; um die Ursache des Zitterns und Würgens zu finden, sollte die Maschine langsam gedreht werden, es stellte sich aber heraus, dass letzteres nicht möglich war, da **weder ein Schaltwerk** (Drehvorrichtung), **noch irgend welche Ansätze** am Schwungrad zum Knippen vorhanden waren.

„Zwanzig Mann können die Maschine nicht drehen“, sagte der Maschinist, „wir haben es schon versucht“.

Es blieb nun nichts anderes übrig, als mittelst eines Tauses und der Fusswinde, wie in Fig. 505 gezeichnet, die

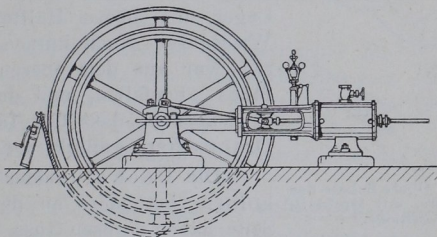


Fig. 505. Drehen der Maschine.

Drehung vorzunehmen. Da es jedoch 4 Stunden währte, um mit dieser Einrichtung die Maschine einmal herum zu drehen, so konnte eine Kontrolle des **Zahnradantriebes** der Steuerwelle auf diese Weise nicht stattfinden und musste dieses auf eine andere Gelegenheit verschoben werden.

Das Drehen der fraglichen Maschine hätte ja leichter gegangen, wenn wir die **8 Seile des Hauptantriebes** abgenommen hätten, dieses ist aber keine leichte Arbeit und erfordert viel Zeit.

Die nächste Untersuchung der Dampfmaschine wurde 8 Tage später vorgenommen und zum Drehen der kalten Maschine folgende Einrichtung getroffen:

Wir benutzen eine Winde (Kabel, Fig. 506), belasten die Ständer derselben mit Gewichte und schlingen ein

Tau mehrmals um das Schwungrad. Auf diese Weise geht das Drehen der Maschine sehr schnell und bequem.

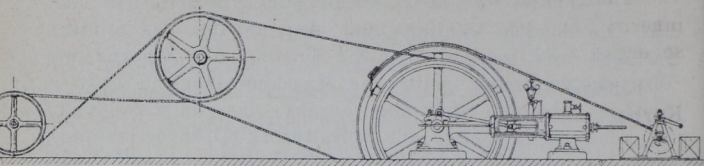


Fig. 506. Drehen der Maschine durch Kabel.

Die weitere Untersuchung ergab nun folgendes:

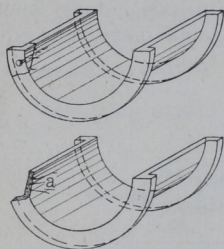


Fig. 507. Obere Schale des Hauptlagers, mit Drahtstift geflickt.

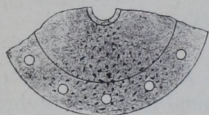


Fig. 508. Poröser Guss des hinteren Cylinderdeckels.

Die Laufstellen der Kurbelachse haben 190 mm Durchmesser und 300 mm Länge, vierteiliges Lager, die obere Hälfte ist aus Weissguss. Nach kurzer Betriebszeit war aus dem oberen Teil ein Stück abgefallen, und daraus war zu erkennen, dass das Lager mit Drahtstiften geflickt war!

Die Deckel beider Dampfkolben, besonders an der rechten Seite haben porösen Guss, es zeigen sich Löcher bis 20 mm Tiefe.

Der hintere Cylinderdeckel der rechten Seite ist sehr porös bzw. schlecht im Guss, in einer Weise, welche einen Bruch desselben befürchten lässt.

Die untere Fläche der Rundführung des Kreuzkopfes der rechten Maschinenseite hat gefressen und ist dadurch die Gleitfläche zum Teil beschädigt.

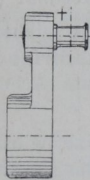


Fig. 509.

Wir wollen inzwischen
die Maschine abschnüren,

um zu sehen, ob die Montage Fehler aufweist. Deshalb werden die hinteren Cylinderdeckel, Kolbenstangen, Kreuzköpfe, Treibstangen und die vorderen Stopfbüchsen abgenommen, die Schnur gespannt und nach

dem Cylinder ausgerichtet, dann wird die Kurbel nach allen vier Richtungen gestellt.

Bezeichnen wir die Entfernung der Schnur bis zum inneren Rand des Kurbelzapfens mit + (plus), s. Fig. 509, so ergab sich in vorliegendem Falle folgendes:

Linke Maschinenseite:		Rechte Maschinenseite:	
Kurbel horizontal	+ 61 mm	Kurbel horizontal	+ 61 $\frac{1}{2}$ mm
" "	+ 61 $\frac{1}{2}$ "	" "	+ 61 "
" oben	+ 61 $\frac{1}{2}$ "	" oben	+ 61 "
" unten	+ 61 "	" unten	+ 60 $\frac{1}{2}$ "

Die Lauflänge des Zapfens beträgt 120 mm. Es war nun noch nötig, die Entfernung der Schnüre beider Maschinenseiten an der Hauptachse und an den Cylindern (hinten) nachzumessen und ergab sich eine Differenz von 6 mm. (Fig. 510.)

(Dass ein fehlerhafter geometrischer Zusammenhang der bewegten Teile vorhanden sein musste, war schon daraus zu erkennen, dass der Kreuzkopfschlitten der Rechtsmaschine während des Betriebs nach der Aussenseite der Bahn gedrängt wurde.)

Um nun auch die Lage der Hauptachse genau festzustellen, wurde die in Fig. 511 angedeutete Setzwage aus

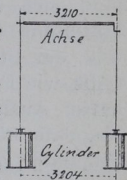


Fig. 510.
Unrichtige
Montage.

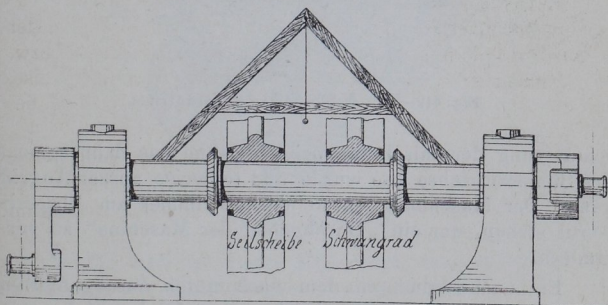


Fig. 511. Abwiegen der Hauptachse.

Latten, mit einem Senkel in der Mitte, angewandt. Durch mehrmaliges Drehen ergab sich, dass die Achse genau horizontal lag.

Um dem unruhigen und würgenden Gang der Steuerwellen auf die Spur zu kommen, wurden die Zahnräder untersucht und ergab sich folgendes:

Das Winkelgetriebe des Regulators kämmt unrichtig, indem je ein Zahn des Ritzels zwei der Zähne des grösseren Rades wechselseitig in der Nähe des inneren und des äusseren Zahnkreises berührt. Dabei schlottert das grössere Rad auf der Steuerachse, weil dessen Bohrung zu weit ist; es ist eine solide Befestigung desselben somit nicht möglich.

Die Ursache des unrichtigen Kämmens dieser Räder fand sich durch Messung in dem Umstande, dass die Mittellinie der Regulatorspindel, statt durch die Mittellinie der Steuerachse zu führen, 15 mm neben dieselbe trifft, wie Fig. 512—513 zeigt, und beruht dies auf fehlerhafter Ausbohrung des aus einem Gussstück bestehenden Regulatorständers. Infolge dieses Fehlers versagte der Regulator mehrfach seinen Dienst, weil durch die Er-

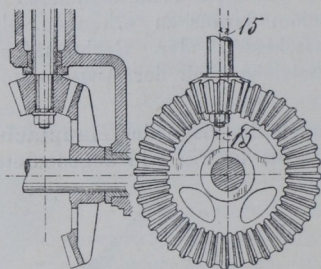


Fig. 512—513. Fehlerhafter Räderantrieb.

schütterung der falsch kämmenden Zähne das Zahnsegment des Steuerantriebes lose wurde und teilweise ausser Angriff kam. Der Maschinist musste deshalb immer am Absperrventil stehen, um ein „Durchgehen der Maschine“ zu verhindern.

Ein nachträglich an dem nach unten durchgeführten Gestänge des Regulators angebrachtes Bleigewicht von 150 kg wird durch zwei Schraubchen von $\frac{3}{8}$ ''-Gewinde getragen. Wenngleich der Querschnitt dieser Schraubchen von zusammen 0,88 qcm auch ausreichen mag, obiges Gewicht im Ruhestande zu tragen, so ist derselbe angesichts

der in dem Gestänge auftretenden Erschütterungen und Zerrungen als entschieden zu schwach zu bezeichnen, und bietet dieser Umstand fortwährend die Gefahren, welche mit Eintritt eines Versagens des Regulators verbunden sind.

Es fand sich ferner noch, dass die **Grundringe und Stopfbüchsen** der Cylinder weit ausgeschlossen sind, und haben die Stopfbüchshälse durch die Einwirkung der Fettsäure sich so erweitert, dass die Stopfbüchsen nur unter ausserordentlichem Anziehen gedichtet werden können, wodurch starke Reibungen und Kraftverluste hervorgerufen werden. Im Betriebe zeigten sich die Stopfbüchsen ihrem Zustande entsprechend dann auch undicht.

Die **Kreuzköpfe** beider Maschinenseiten zeigen Porösität des Stahlgusses. Zur Verdeckung dieser Fehler sind die Löcher mit Blei teilweise ausgefüllt.

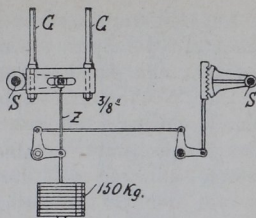


Fig. 514.

Belastung des Regulatorgestanges.

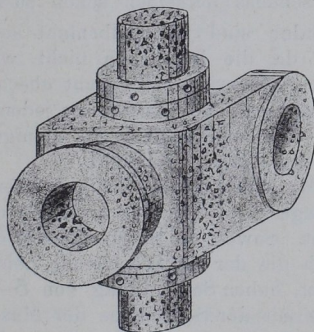


Fig. 515. Kreuzkopf.

In Fig. 515 ist dieser Kreuzkopf dargestellt; so sah er aus, als die Bleifüllungen herausgekratzt waren.

Der hintere **Ventilsitz** der Rechtsmaschine war schon in gebrochenem Zustande eingebaut. Einem Arbeiter, welcher auf diese Ungehörigkeit aufmerksam machte, erwiderte der Monteur: „das macht nichts“.

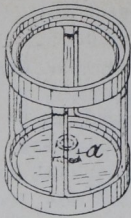


Fig. 516.
Gebrochener Ventilsitz.

Es war nicht nur der Sitz gebrochen, sondern auch die centrale Führungsbüchse *a* für die Ventilspindel.

Die Hauptlager der Maschine sind schon recht abgenutzt. An der Rechtsmaschine ist dasselbe riefig gelaufen; die Seitenpfanne zeigte ein schiefes Anliegen. Die obere, aus Weissguss bestehende Pfanne war an einer Ecke gebrochen

und wie schon in Fig. 507, Seite 200, angegeben, das abgebrochene Stück mit einem Nagel wieder angeheftet. An dieser Stelle war die Pfanne ferner in einer Länge von 90 mm eingerissen.

Eine genauere Besichtigung der Kurbelzapfen liess dieselben als riefig gelaufen und als unrund erkennen. Eine genaue Nachmessung ihrer Stellung ergab ferner, dass dieselben schief in den Kurbeln und nicht parallel mit der Achse sitzen, was sich ausserdem durch den wechselseitigen, einseitigen Verschleiss derselben schon zu erkennen gab.

Die Cylinder sind im Kolbenlauf schon stark geschliffen und da die Lauffläche nicht weit genug abgebohrt ist, die Kolbenringe also nicht überlaufen, hat sich durch den Verschleiss ein Ansatz in jedem Cylinder gebildet, der zur Kolbenundichtheit das Seinige beiträgt und ein Klatschen der Ringe verursacht.

Von der Maschinenachse wird mit offenen Seilen ein erstes Vorgelege getrieben, von welchem die Fabrik die Kräfte entnimmt. Sowohl die Seilscheibe auf der Maschinenachse, wie auch die der Vorgelegewelle, beide aus Hälften zusammengesetzt, haben Seitenschlag von 5–6 mm, auch scheint Letztere mit der Seilscheibe der Maschine nicht in einer Ebene zu liegen, da die Vorgelegewelle durch den Betrieb schon über 13 mm seitlich gedrängt worden ist, wie der darauf befindliche Stellring erkennen lässt.

Von dieser Achse wird mit gekreuzten Seilen (vergl. Fig. 506, Seite 200) ein zweites Vorgelege getrieben, das durch Klauenkuppelung mit der Welle für die Drahtzüge verbunden ist. Auch diese Seilscheibe wird mit ihrer Achse seitwärts, in der Richtung nach der Maschine hin, gedrängt und hat ihre ursprüngliche Stellung schon um

10–13 mm geändert. Allem Anschein nach stimmen die Mittellinien der beiden Achsenstücke nicht überein, so dass die verbindende Klauenkuppelung die Verbindung würgend zu lösen strebt.

Es sei noch erwähnt, dass sich der Besitzer der Maschine von den (während der vier Wochen Betriebszeit) gebrochenen Teilen der Dampfmaschine und Transmission eine Sammlung angelegt hat, dieselbe befindet sich im Comptoir auf einem Tische und macht den Eindruck eines Museums für Altertümer.

Wie ein Heiligtum werden die Sachen aufbewahrt, um im Falle einer Klage vor Gericht als corpus delicti zu dienen.

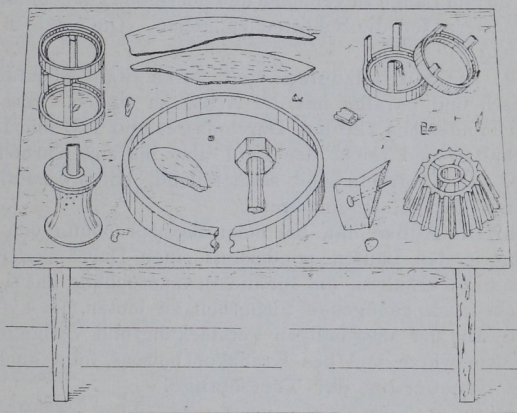


Fig. 517.

Um die in Rede stehende Anlage einigermaßen betriebsfähig und betriebs sicher zu machen, bedarf es folgender Arbeiten und Erneuerungen an derselben:

a) Der Seitendruck in der Rundführung der Rechtsmaschine ist durch **Ummontage** der Cylinder und Richtstellung der Kurbelzapfen zu beseitigen.

b) Am Schwungrad ist ein **Schaltwerk** oder eine sonstige, geeignete Vorrichtung anzubringen, um die Maschine von Hand drehen zu können, wie dies zur Vollständigkeit der Dampfmaschine erforderlich ist.

c) Der **Regulator** ist in brauchbaren Zustand zu setzen und zwar bedingt dies Erneuerung des ganzen Regulatorständers, da der vorhandene verbohrt ist und die beiden Achsen des Winkelgetriebes sich im vorhandenen Ständer nicht richtig zu einander stellen lassen.

d) Gleichzeitig ist das **Gestänge des Regulators**, besonders in der Schraubenverbindung, zu verstärken.

e) Der Rechtscylinderdeckel ist durch einen fehlerlosen zu ersetzen; die übrigen Stopfbüchshälse nachzubohren, mit neuen Grundringen, Stopfbüchsfuttern und, wenn dann erforderlich, mit neuen Brillen zu versehen.

f) Die **Kreuzköpfe** sind durch dichten Stahlguss zu erneuern, mit Bolzen von mindestens 85 mm Durchmesser und 155 mm Länge zu versehen und denselben gut schliessende Stellmutter für die Schlitten zu geben. Die jetzigen sind wackelig.

g) Die **Kurbelzapfen** sind durch Stahl ebenfalls zu erneuern und parallel mit der Achse zu stellen. Dieselben haben mindestens 120 mm Durchmesser und 150 mm Länge zu erhalten und reicht der Lauf also bis zur Kurbelstirnfläche. Die Kurbeln sind selbstredend, entsprechend den dickeren Zapfen, auszubohren.

h) Die **Achse** hat, bei einer Beanspruchung von $s = 500$ kg in den Läufen mindestens einen Durchmesser von 210 mm zu erhalten, um für die Beanspruchung mit 6 Atm. Betriebsdruck genügende Sicherheit zu bieten.

i) Aus der notwendigen Verstärkung und Verlängerung der Kurbelwarze und des Kreuzkopfbolzens folgt auch die nötige **Erneuerung der Treibstange**.

k) Zu den **Hauptlagern** der Maschine sind die zerbrochenen Pfannen durch neue gute zu ersetzen und die Fehlerhaftigkeit der übrigen durch Nacharbeit zu beseitigen.

l) Der **Dampfcylinder** ist an beiden Maschinen-seiten im Innern so nachzuarbeiten, dass die Liderringe die Kolbenbahn auf jeder Seite um 1 mm überlaufen, wodurch die Gratbildung in den Cylindern beseitigt wird.

m) Die **Kolbenliderungen** sind an ihren Stossstellen mit dampfdichten, gut befestigten Schössern zu versehen, an denen die Schrauben gegen Losgehen gesichert sind. In Anbetracht der verschlissenen Gewinde ist auch die Erneuerung der Liderringe erforderlich und eine gesicherte Blattfederspannung bei beiden Kolben anzubringen.

n) Die fehlerhaften Deckel der Kolben sind durch gute neue zu ersetzen und die Kolbenschrauben darin gegen Lösen gut zu sichern.

o) Schliesslich ist die Maschine von neuem richtig und gut zu montieren, so dass die Richtigkeit des geometrischen Zusammenhanges der Teile erreicht wird.

p) An den gelieferten **Transmissionsteilen** ist das Wandern der Achsen durch Neumontage oder Erneuerung der schlagenden Seilscheiben, durch Richtiglegung der beiden Achsen für die Drahtzieherei und Verbesserung der Kuppelungsvorrichtung daselbst, sowie durch Anbringung einer grösseren Anzahl von Stellringen und je eines Stirnlagers an den bezüglichen Köpfen der Wellen zu beseitigen.

Da die Güte der Arbeit an dem, in die **Seilscheibe** der Drahtzieherei eingesetzten **Flicken** sich der Beurteilung entzieht, soll über die Haltbarkeit dieser Ausbesserung ein Urteil nicht gefällt werden. In Anbetracht aber des aus vorstehender Beobachtung hervorgehenden Grades von Gewissenhaftigkeit in der Ausführung der gesamten Einzelheiten der in Rede stehenden Anlage, ist nicht die Überzeugung zu gewinnen, dass bei Einsetzung dieses Flickens mit erforderlichem Geschick und Umsicht verfahren sei; in welchem anderem Falle die Flickstelle stets eine grosse Gefahr bieten würde.

Nach Ausführung vorbezeichneter Erneuerungen und Besserungen wird die Anlage imstande sein, den vom Besteller beabsichtigten Zweck leidlich zu erfüllen; im gegenwärtigen Zustande dagegen ist dieselbe dazu **gänzlich ungeeignet** und entspricht nach keiner Richtung den der Lieferung zu Grunde liegenden vertragsmässigen Abmachungen.

Diese von den Gutachtern als notwendig erkannten Änderungen wurden von Lieferanten ausgeführt, aber die Maschine giebt dennoch zu vielen Betriebsstörungen Anlass.

67tes Beispiel. (Schwerkranke Maschine.)

Wir hatten kürzlich Gelegenheit uns zu überzeugen, wie man den Dampfmaschinenbau ohne weiteres als **Specialität** betreiben kann.

Eine kleinere Werkstatt, in welcher Ventilatoren, Feldschmieden und dergleichen bisher fabriziert wurden, gelangte in den Besitz eines Kaufmanns, und dieser ging

einfach zum **Dampfmaschinenbau** über. Er empfiehlt sich zum Bau von Dampfmaschinen von 2 bis 500 Pferdestärken. Der Leser wird fragen, wie ist dieses ohne weiteres möglich, und doch ist die Sache sehr einfach.

Er bezieht von einer Magdeburger Firma die Guss-
teile zu den Dampfmaschinen für 25 Mk. pro 100 kg
und erhält die Arbeitszeichnungen gratis. Nun geht der
Dampfmaschinenbau los.

Vorerst sei jedoch ein besonderer Kniff, um Bestellungen zu erhalten, erwähnt. Die erste Maschine fertigt er nicht selbst an, sondern bezieht dieselbe aus einer guten Dampfmaschinenfabrik und benutzte sie als Referenz. Jeder Reflektant darf sich die Maschine im Betrieb ansehen und von der Leistungsfähigkeit unseres neuen Dampfmaschinenfabrikanten überzeugen.

Auf diese Weise war in unserem Falle ein biederer Bäckermeister zu der Überzeugung gelangt, dass er eine gute Maschine erhielt, zumal er ohne weiteres den verlangten hohen Preis (1850 Mk.) bewilligte.

Nachdem das Geschäft zustande gekommen, machte ein Bekannter unseren Bäckermeister darauf aufmerksam, dass er bei der ganzen Geschichte gehörig hereinfalle. Was nun thun? Er kommt zu uns mit der Bitte, die Maschine im Rohbau nachzusehen und alle Verstösse gegen sachgemässe Ausführung zu monieren.

Auf diese Weise kamen wir dazu, die Einrichtung der Maschinenfabrik für 2 bis 500 Pferdestärken in der Nähe zu betrachten.

Die in Rede stehende **15 pferdige horizontale Dampfmaschine** hat folgende Hauptdimensionen:

<i>Cylinderdurchmesser</i>	= 275 mm,
<i>Kolbenhub</i>	= 350 „
<i>Umdrehungen</i>	= 90 pro Minute.

Die Maschine ist mit vom Regulator beeinflusster Ridersteuerung versehen. Wir fanden sie bis auf das Einstellen der Steuerung in der Werkstatt zusammengesetzt.

Auf den ersten Anblick erregten die ungewöhnlich grossen **Excenter** unsere Aufmerksamkeit. Aus der Zeichnung ging denn auch hervor, dass zu den Maschinen von 4 bis 20 Pferdestärken dasselbe Excentermodell benutzt wird. Dieses liegt im Interesse des Gusslieferanten, denn

je mehr Gewicht und je weniger Zeichnungen, desto vorteilhafter ist es für ihn.

Eine Betrachtung des Dampfkolbens und des Cylinders ergab eine zu kurze Lauflänge des Letzteren, so dass die Kolbenringe an beiden Seiten ca. 5 mm überlaufen. (Hierdurch werden während des Betriebes ein Zusammendrücken der Kolbenringe, Dampfverluste, sowie Zerbrecen der Ringe verursacht.) Eine Besichtigung der **Hauptachse** ergab folgendes:

Dieselbe ist in den **Lagerläufen** zerkratzt und lässt erkennen, dass auch die Schlosser und Dreher von einem Zapfenlauf keine Ahnung haben. Dasselbe gilt vom Meister der Fabrik.

Dieser hatte übrigens noch folgenden genialen Streich auf dem Gewissen. Den Arbeitskanten des trapezförmigen **Expansionsschiebers** *E* hatte er eine ganz andere Neigung gegeben als den Kanälen *K* im Grundschieber (Fig. 520).

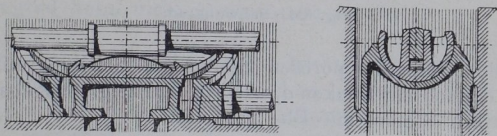


Fig. 518—519. Riderschieber.

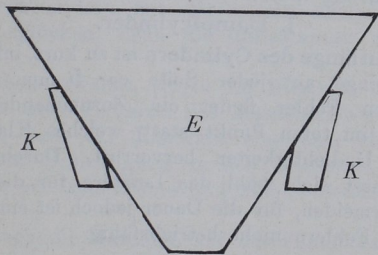


Fig. 520. Expansionsschieberspiegel.

Er erklärte mir diesen Kniff mit äusserst selbstbewusster Miene dahin, dass es falsch sei, den Schluss des ganzen Einlasskanales auf einmal zu bewerkstelligen, es müsse im Gegenteil dafür gesorgt werden, dass der Schluss des **Einlasskanales** langsam erfolgen müsse!

Durch die weitere Besichtigung der Maschine stellte sich heraus, dass der kleinste **Füllungsgrad** (also bei hochstehendem Regulator) $\frac{1}{10}$ betrug. Man hatte also während des Betriebes den Dampf durch das Absperrventil zu drosseln, sobald die Maschine schwach belastet wird. Mein Versuch, durch Verändern des Voreilwinkels des Expansionsexcenters einen kleinen Füllungsgrad zu erzielen, misslang, denn der Grundschieber hatte fast gar keine äussere Deckung und einen **Voreilwinkel** von nur 15 Grad.

Das **Schwungrad** zeichnete sich durch besonders schlechten Guss aus, man hatte sich aber auch hier zu helfen gewusst.

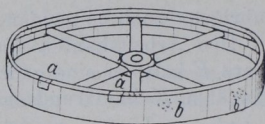


Fig. 521. Schwungrad.

Die grösseren porösen Stellen im Schwungradkranz waren einfach mit Flickern *a*, wie Fig. 521 zeigt, ausgebessert, die kleinen Stellen mit Blei gespickt.

Die von mir über den Zustand der Maschine abgegebene Erklärung lautete folgendermassen:

I. Dampfcylinder.

Die **Laufänge des Cylinders** ist zu kurz, infolgedessen die Kolbenringe auf jeder Seite ca. 5 mm überlaufen. Durch diesen Fehler findet ein Zusammendrücken der Kolbenringe im toten Punkt statt, welches Klatschen der Ringe und Undichtigkeiten hervorruft. Durch strammes Einpassen lässt sich wohl das Letztere für die erste Betriebszeit vermeiden, für die Dauer jedoch ist eine Maschine mit solchen Fehlern nicht betriebsfähig.

II. Steuerung.

Die Ausführung der Steuerung ist eine durchaus verfehlte. Der Grundschieber hat zu geringe äussere Deckung, zu geringe bezw. fast keine **Kompression**, sowie zu spätem Beginn des Dampfaustrittes.

Hieraus resultiert ein ca. 10⁰/₀ höherer Dampfverbrauch. Die Maschine wird demnach durch diesen Umstand minder-

wertiger. Der kleinste Füllungsgrad der Maschine ist zu gross, so dass die Maschine bei höchster Stellung des Regulators und beim Leerlauf durchgeht. Wollte man bei den jetzigen Schieberdimensionen durch Veränderung des Voreilwinkels den kleinsten Füllungsgrad verkleinern, so ergäbe sich eine sehr schleichende Schieberbewegung und Drosselung des Dampfes. Durch Letzteres würde der bereits erwähnte zu viele Dampfverbrauch noch wesentlich erhöht.

III. Zapfen.

Die Zapfen, besonders der des Hauptlagers, zeigen starke Beschädigungen, welche auf leichtfertige Behandlung derselben schliessen lassen.

IV. Kolbenringe.

Das einfache Aufschlitzen des äusseren Kolbenringes ohne jede Dichtung ist unrichtig und erzeugt Dampfverlust.

V. Schwungrad.

Das an verschiedenen Stellen des Radkranzes geflickte Schwungrad kann nicht übernommen werden.

Die Folgen, welche durch Nichtbeseitigung der gerügten Mängel entstehen, fallen dem Lieferanten zur Last.

Daraufhin muss es dem Fabrikanten doch wohl etwas schwül geworden sein, denn er erklärte sich zur Anfertigung einer neuen Maschine bereit, natürlich mit der Absicht, einen andern mit der bereits ausgeführten Maschine zu beglücken, denn die Reflektanten werden niemals alle.

Wie schon erwähnt, zeigte die Maschine bei der Besichtigung in der Werkstatt des Maschinenfabrikanten soviel Mängel, dass der Lieferant eine neue Maschine anfertigte, deren Besichtigung in der Werkstatt dann nach vier Monaten erfolgen konnte und keine besonderen Mängel ergab.

Als jedoch die Maschine auf das Fundament gebracht

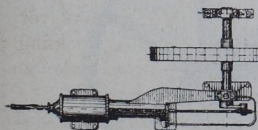


Fig. 522. Rechts bauend.

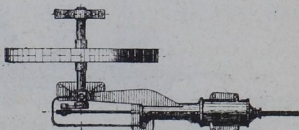


Fig. 523. Links bauend.

werden sollte, stellte sich heraus, dass das **Fundament nicht passte**. Letzteres war für eine Rechtsmaschine (Fig. 522) angefertigt, während die Maschine selbst linksbauend (Fig. 523) ausgeführt war.

Man sollte dieses nicht für möglich halten, doch die Thatsache liegt vor.

Im ersten Augenblicke wusste natürlich keiner, welche Ursache zu dieser Verwechslung vorlag. Alle möglichen Vermutungen wurden ausgesprochen, der Maurer sollte nach der Rückseite der Pausleinwandzeichnung das Fundament angefertigt, die Giesserei den Rahmenfuss verkehrt angegossen haben und dergleichen mehr.

Erst nach längerer Zeit, nach Prüfung der Zeichnungen, klärte sich die Sache folgendermassen auf:

Der Maschinenfabrikant hatte zur ersten Maschine, wie schon erwähnt, die **Gussteile** samt den dazugehörigen Zeichnungen von einer auswärtigen Firma bezogen und gelangte inzwischen zu der Überzeugung, dass die Gussteile bei eignen Modellen sich pro 100 kg um 5 Mk. billiger beschaffen lassen; er entschliesst sich also zur Anfertigung von **Modellen**. Hierzu benutzt er die ihm seiner Zeit zu den Gussteilen gelieferten Zeichnungen.

Um nun aber nicht gegen das Gesetz vom geistigen Eigentum zu verstossen, lässt er seine Modelle links anfertigen, hat dabei das bereits früher für eine Rechtsmaschine angefertigte Fundament vergessen, ist sich überhaupt nicht klar gewesen, dass die Bauart der Maschine auf die ganze Disposition Einfluss hat. So kam es denn, wie schon erwähnt, zu der Verwechslung. — Selbstverständlich musste der Maschinenfabrikant die Umänderung bzw. neue Herstellung des Fundamentes auf seine Kosten nehmen. Die Ausführung des Fundamentes geschah denn auch, aber fragt mich nur nicht wie! Schliesslich wurde

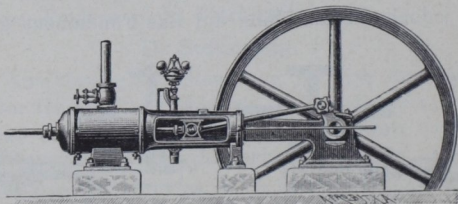


Fig. 524.

die Maschine montiert und in Betrieb gesetzt. Das Drängen des Lieferanten um weitere Zahlungen veranlasste den Empfänger, die Maschine nunmehr **im Betrieb** begutachten zu lassen.

Die Maschine ist nach Art wie in Fig. 524 gebaut, doch ohne den mittleren Rahmenfuss. Die Untersuchung ergab folgende Mängel:

Regulatorantrieb.

Der Bolzen *a* am Regulatorhebel hat keine Sicherung und kann jeden Augenblick herausfallen, umsomehr, da er ganz lose im Hebel sitzt. Die anderen Bolzen am Regulator haben zwar Splinte, letztere waren aber gegen ein Herausfallen gar nicht gesichert! (Wie leicht durch das Herausfallen eines Regulatorbolzens grosse Unfälle entstehen, ist den Maschinenbauern bekannt; wir haben über einen solchen Fall auf Seite 176 berichtet.)

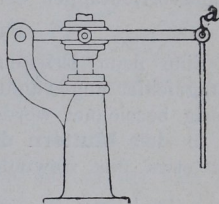


Fig. 525. Regulatorhebel.

Expansionschieberstange.

Zwischen Expansionschieberstange und Gelenkkopf der Excenterstange macht sich etwa 1—2 mm Luft (in

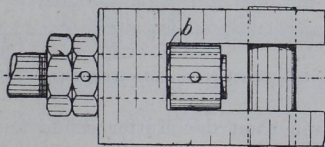


Fig. 526. Gelenk der Expansionschieber.

Fig. 526 bei *b*) bemerkbar. Dies ist absolut unzulässig, da es bei jedem Hin- und Hergange ein Klappern veranlasst und falsche Regulierung zur Folge hat.

Schmiervorrichtungen.

Die angegossenen Schmierkästen der Schieberstangenführung (Fig. 527) müssen bei *c* mit Röhrcchen versehen sein, damit Schmierdochte zwecks einer durchaus notwendigen,

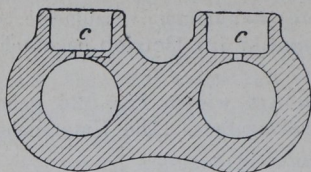


Fig. 527. Schieberstangenführung.

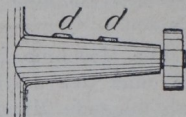


Fig. 528. Regulatorantrieb.

regelmässigen Schmierung angebracht werden können. Auch auf der Lagerung der Regulatorachse (Fig. 528) müssen Schmiervorrichtungen bei *d* angebracht werden.

Fundament.

Eine neue Erfindung scheint zum Vertuschen der Montagefehler angewandt zu sein, welche als durchaus unzulässig bezeichnet werden muss.

In den **Muttern der Anker** am Hauptlager steckt nicht etwa das Gewinde des Ankers, sondern Brotteig.

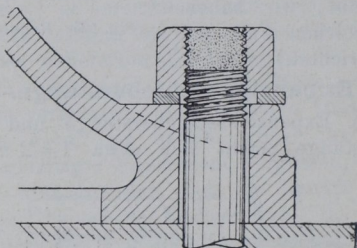


Fig. 529. Muttern mit Brotteig ausgefüllt.

Letzterer ist dann samt der Mutter schön mit Farbe überstrichen. Der Jurist würde dies mit „Vorspiegelung falscher Thatsachen“ benamen.

Die Anker am Rahmenfuss und Cylinder haben überhaupt noch allerhand Mängel, so z. B. liegen einige Muttern nur an einem äusseren Punkte *h* an (Fig. 530), so dass man bei *g* bequem mit dem Messer darunter fahren kann. Das einseitige Vorstehen der Unterlegscheiben gegen den Nocken sieht hässlich aus.

Das **Fundament** scheint sehr schlecht hergestellt zu sein. Bei meiner Besichtigung zeigte sich der vordere

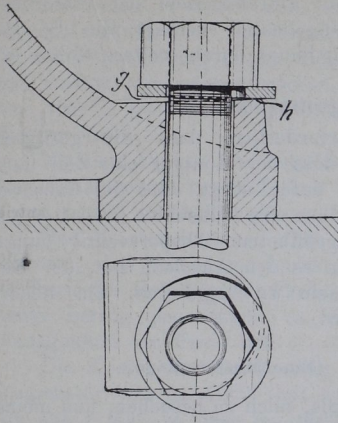


Fig. 530—531.

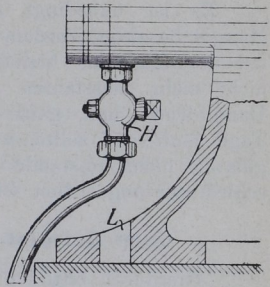


Fig. 532.

Ablasshahn *H* (Fig. 532) undicht und es lief eine Menge Wasser heraus und zwar direkt in das Loch *L*. Das Wasser verschwand im Fundament, ein Zeichen, dass das Fundament schlecht war und der Rahmen bei der Montage gar nicht oder mangelhaft untergossen wurde. Letzteres bestätigte sich noch dadurch, dass der Rahmenfuss am Hauptlager sich bei jedem Hub vom Fundament ablöste, wie man während des Betriebes beobachten konnte.

Umkleidung des Cylinders.

Die Umkleidung ist am Dampfzylinder in sehr mangelhafter Weise befestigt.

Saugleitung der Pumpe.

Die Saugleitung vom Bassin bis zur Maschinenspeise-

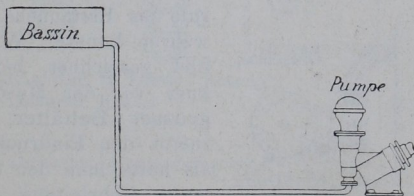


Fig. 533. Saugleitung.

pumpe ist zu eng, (20 mm Durchmesser), hat ausserdem viele scharfe Ecken, infolgedessen versagt die Speisepumpe häufig. Die Leitung muss durch weitere Rohre ersetzt werden.

Allgemeines.

Es ist unbedingt erforderlich, dass die gerügten Mängel beseitigt werden, dass der Monteur eine Zeit lang bei der Maschine bleibt, dafür sorgt, dass die Excenter nicht mehr heisslaufen, dass die Maschine bei 6 Atm. Dampfdruck und ganz geöffnetem Absperrventil einige Tage läuft und sollte, wie es den Anschein hat, der Regulator nicht imstande sein zu regulieren, ein neuer, schwererer angeordnet wird.

68tes Beispiel. (Eine Musteranlage.)

„Hierdurch bitte ich Sie, mich zu besuchen, und meine Dampfmaschinen nachzusehen; ich gebrauche zu viel Wasser und zu viel Kohlen.“

Mit dem Bewusstsein, einen Patienten in Behandlung zu nehmen, folgte ich der Einladung.

Die Maschine, um welche es sich handelt, war vor zwei Jahren alt gekauft; es war früher eine Pumpe, welche dann zu einer Dampfmaschine hergerichtet wurde.

So fand sich z. B. in Bezug auf die Steuerung ein wunderbarer Regulatorantrieb vor.

Die Diagramme ergaben nichts Aussergewöhnliches, als man von einer alten Maschine verlangen kann; dies liess schon erkennen, dass die Maschine nicht so krank war, um auf einen übermässigen Dampfverlust schliessen zu können.

Ausser der genannten Betriebsmaschine war noch eine

zweite vorhanden, bei deren Anblick man sich eines Ausrufs des Erstaunens nicht erwehren konnte. Wie in Fig. 534 gezeichnet, befand sich kurz vor der Maschine ein grosser Behälter, welcher zuerst den Eindruck machte, als hätte man den durch die lange Rohrleitung hervorgegerufenen Spannungsabfall aus-

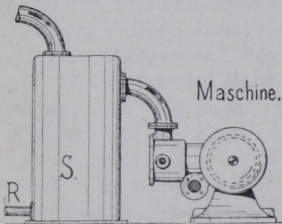


Fig. 534. Wassersammler vor der Dampfmaschine.

gleichen wollen. — Ich wurde jedoch eines anderen belehrt; man hatte nämlich mit der Maschine kaum arbeiten können, da die Dampfleitung **mehr Wasser als Dampf** lieferte, und anstatt nun nachzuforschen, wo kommt das Wasser her, wurde nur darauf getrachtet, wie werden wir das Wasser los!

Mit dem Einbau des Behälters erzielte man allerdings, dass die Maschine rundlief, was früher des vielen Wassers wegen häufig unmöglich war.

Das Wasser hatte in dem Behälter Zeit, sich anzusammeln, vom Dampf zu sondern und lief durch ein Rohr an Fusse des Behälters ins Freie. Diese ablaufende Wassermenge betrug pro Stunde ca. 350 Liter, welche direkt unausgenutzt ins Freie lief.

Die Kosten der Erwärmung dieser 350 Liter auf die Temperatur von ca. 100° (mit welcher es ablief) rechnete sich auf 1 Mk., so dass ein täglicher Verlust von 10 Mk. entsteht.

Die Hauptfrage war nun: wo kommt das Wasser eigentlich her? und jetzt sahen wir eine der wunderbarsten Kesselanlagen.

Die Dampferzeugungsanlage bestand aus:

- 3 stehenden Kesseln,
- 2 fahrbaren Lokomobilkesseln,
- 1 stationären Lokomobilkessel.

Die Gruppierung derselben ist in Fig. 535 dargestellt.

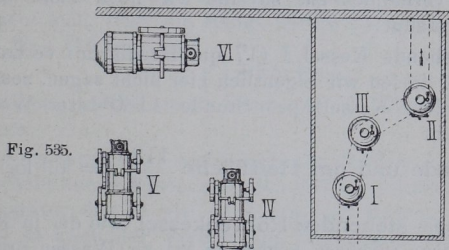


Fig. 535.

Die Heizfläche der 6 Kessel betrug:

Stehender Kessel I	17 qm
„ „ II	24 „
„ „ III	62 „
Fahrbarer Lokomobilkessel IV	20 „
„ „ V	18 „
Stationärer „ VI	31 „
	172 qm

Das diesen 6 Kesseln zugeführte Speisewasser betrug pro Tag (11 Stunden) 62 cbm.

Zum Verdampfen dieses Wassers wurden gebraucht 9000 kg Kohlen; darnach ergibt sich eine Verdampfungsziffer von

$$\frac{62\,000}{9000} = 6,9;$$

es hat also 1 kg Kohlen 6,9 Liter Wasser verdampft; dieses wäre keine ungewöhnliche Zahl.

Sehen wir uns jetzt aber um nach der in den Kesseln verdampften Wassermenge, so ergeben sich ganz aussergewöhnliche Zahlen.

Die verdampfte Wassermenge betrug in 11 Stunden 62000 Liter, also pro Stunde

$$\frac{62\,000}{11} = 5636 \text{ kg bzw. Liter.}$$

Die 6 Kessel haben 172 qm Heizfläche, folglich wurden verdampft pro qm Heizfläche und Stunde

$$\frac{5636}{172} \sim 33 \text{ kg bzw. Liter Wasser.}$$

Wenn nun schon diese Zahl sehr überrascht, da bei den in Rede stehenden Kesseln **wenig Wasserraum** und zumal bei den stehenden Kesseln eine zu **geringe Wasseroberfläche** vorhanden ist, so sind wir noch mehr durch folgendes erstaunt:

Der stehende Kessel I (17 qm Heizfläche) verdampft (Verdampfen dürfen wir eigentlich hier nicht sagen, sondern schafft aus dem Kessel) pro Stunde 1180 Liter Wasser. Dieses ergibt

$$\text{pro Stunde und qm Heizfläche } \frac{1180}{17} = 69 \text{ kg!}$$

Auf einem **stehenden Röhrenkessel**, wie der in Nr. I, dürfen erfahrungsgemäss höchstens 20 kg Wasser pro qm Heizfläche und Stunde verdampft werden und hier sind 69 kg Wasser aus dem Kessel geschafft worden!

Die Messungen der Kohlen und des Wassers sind von den Ingenieuren des Werkes selbst gemacht und wurden mir als zuverlässig bezeichnet.

Wenn nun auch betreffs des letzteren Kessels ein

Rechenfehler vorliegen kann, so ist doch das Gesamtergebnis aller Kessel, also 33 kg pro qm Heizfläche und Stunde, kaum anzuzweifeln, da der Verbrauch der Kesselkohlen aus den Büchern hervorging, ebenso der Wasserverbrauch, welcher letzterer von der städtischen Wasserleitung entnommen wird.

Unter normalen Verhältnissen konnte mit diesen 6 Kesseln von zusammen 172 qm Heizfläche höchstens pro Stunde

$$172 \cdot 20 = 3440 \text{ kg Wasser}$$

verdampft werden; in Wirklichkeit sind 5636 Liter verdampft.

Daraus ergibt sich, dass

$$5636 - 3440 = 2196 \text{ kg Wasser}$$

aus den Kesseln mitgerissen wurde.

Die Leistung sämtlicher Maschinen, welche von den Kesseln gespeist werden, beträgt ca. 130 indizierte Pferdestärken.

Nach den Diagrammen benötigen dieselben etwa

$$130 \cdot 20 = 2600 \text{ kg Dampf.}$$

Auch hieraus geht hervor, dass durch **unvernünftiges Heizen der Kessel** der Speisewasserverbrauch auf das Doppelte gestiegen war.

Fassen wir nun die ökonomische Seite ins Auge, so ergibt sich, dass die Menge der zu viel gestochten Kohlen pro Tag (14 Stunden)

$$4000 \text{ kg}$$

betragen, welche einen Wert von ca. 30 Mark repräsentieren.

Da nun aber nicht nur die Kosten der Kohlen in Betracht kommen, sondern auch andere Unkosten, Bedienung, Reparatur der zu viel angestregten Kessel, Speisewasser etc., so kann der Verlust pro Tag auf 40 Mark angesetzt werden. Dieses macht

jährlich 12000 Mark,

während eine neue rationelle Kesselanlage für den vorliegenden Zweck nur 12000 Mark kostet.

Es sei hier noch bemerkt, dass nur einige der erwähnten 6 Kessel gemeinschaftliche Dampfleitungen haben.

In eigentümlicher Weise hat man sich bei den drei stehenden Kesseln der Asche zu entledigen gewusst.

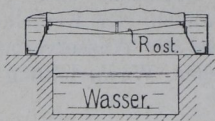


Fig. 536. Kanal unter den Kesseln.

Wie in Fig. 535 im Grundriss punktiert angedeutet, befindet sich unter den Kesseln ein Kanal, durch welchen immer Wasser fließt, so dass die aus dem Rost fallende

Asche von dem Wasser mitgenommen wird und so in den städtischen Abflusskanal gelangt.

In Fig. 536 ist der Querschnitt des Kanals angedeutet.

