

## Anhang III.

### Über den Unterschied von Zapfenaug (Spannauge) und Lagerauge.

Es wurde im Anhang II darauf hingewiesen, daß der Bügel von Lagerköpfen und Lageraugen so steif sein müsse, daß die Lager-  
schale nicht mit zur Aufnahme von Biegungskräften herangezogen  
wird. Die sich auf diese Forderung stützende Berechnungsweise des  
Bügel von Stangenköpfen wird in der Literatur fälschlich vielfach  
auf Zapfenaugen (Spannaugen) übertragen und mit  
dem in Fig. 206 dargestellten Belastungsfall einer  
Biegungsrechnung zugrunde gelegt.

Fig. 206.

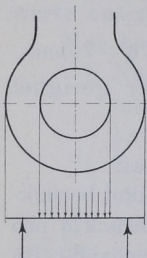
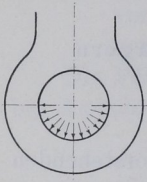


Fig. 207.



Dieser Fall liegt aber beim Spannauge gar nicht  
vor: Seitenkräfte auf den fest zu umspannenden Zapfen  
sind nicht nur zulässig, sondern erwünscht. Ein Band  
von ausreichender Zugfestigkeit ohne jede Biegungs-  
steifigkeit (kettenähnlich) würde die Kräfte auf den  
Zapfen richtig übertragen und auf der kreisrunden  
Zapfenwurzel radiale, überall gleiche Auflagerdrucke  
erzeugen wie bei einem Gefäß mit Flüssigkeitsdruck.  
Das zeigt, daß eine Rechnung auf Biegungsfestigkeit  
falsch ist. Der Querschnitt des Bandes wäre eigentlich  
auf Zug mit  $\frac{1}{2} P +$  Montagespannung zu berechnen.  
Die Berechnung auf Zug ergibt aber so kleine Ab-  
messungen, daß der Anschluß an die rückwärts liegen-  
den stärkeren Teile unvorteilhaft wird; auch soll ja die  
Verbindung der Zapfenwurzeln mit den Gabelaugen

die Gabelzinken nicht nur gegen Ausweichungen, sondern auch  
gegen Winkeldeformationen versteifen.

Dazu ist eine gewisse Steifigkeit des Auges und eine gewisse  
Fassungslänge (b Fig. 208) für die Wurzel erforderlichen Kräften und  
Momenten gegenüber, die in ganz anderen Richtungen und Ebenen  
wirken wie in dem in Fig. 206 und 207 angedeuteten Belastungsfall.  
Eine rechnermäßige Verfolgung dieser Kräfte ist (besonders beim  
Gabelzapfenkreuzkopf) ohne große Willkürlichkeit in den Annahmen  
nicht möglich. Deshalb mögen für das Spannauge Verhältniszahlen  
eingeführt werden, welche sich auf bewährte Ausführungen stützen.

Verhältniszahlen sind in solchen Fällen, in welchen die Beanspruchung gar nicht übersehen werden kann, einer Festigkeitsrechnung mit völlig willkürlichen und ganz unzutreffenden Belastungsannahmen immer noch vorzuziehen, selbst dann, wenn Festigkeitsrechnungen auf Grund solcher Annahmen befriedigende Übereinstimmung mit praktischen Ausführungen geben; denn sie bringen bei dem Schüler oder Konstrukteur, der sich solcher Grundlagen bedient, Täuschungen über den wahren Zusammenhang der Dinge hervor.

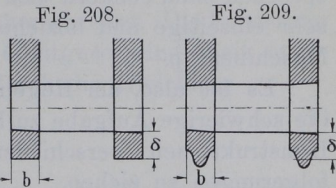
Als Verhältniszahlen für Spannaugen geschmiedeter Gabeln mag man annehmen (Fig. 208)

$$b = 0,5 d + 10 \text{ mm}; \quad \delta = 0,35 d + 12 \text{ mm}.$$

Für Spannaugen aus Stahlformguß an Kreuzköpfen mag gelten

$$b = 0,5 d + 10 \text{ mm}; \quad \delta = 0,4 d + 15 \text{ mm}.$$

Wenn bei einem Stahlgußkopf statt des rechteckigen Querschnitts ein T-förmiger gewählt wird, was in der Regel geschieht, mag man einen Ausgleich nach der Fläche vornehmen (Fig. 209 rechts).



## Anhang IV.

### Flächendrucke in Lagern von Kolbenmaschinen.

1. Die Angaben über die bei Berechnung der Kurbelzapfen- und Kurbelwellenlager von Dampfmaschinen und Gasmaschinen anzuwendenden Flächendrucke gehen sehr weit auseinander, sowohl hinsichtlich der Größe der zuzulassenden Flächendrucke an sich, wie bezüglich der Frage der Berücksichtigung der Gleitgeschwindigkeit der reibenden Flächen.

Überträgt man die bei einer Maschinenart bewährten Abmessungen durch Nachrechnung der Flächendrucke auf Maschinen anderer Bauart oder sehr abweichender Größe oder sehr abweichender Gleitgeschwindigkeit der Zapfen, so kommt man oft auf Dimensionen, die mit praktischen Ausführungen gar nicht übereinstimmen.

Die Ausführungen guter Firmen, welche schon viele gleichartige Maschinen gebaut haben, müssen aber für die Berechnung als Vorbild dienen, weil anzunehmen ist, daß die Abmessungen schließlich aus