

Gerechnet wurde auf Grund von Erfahrungen bei ähnlichen Maschinen mit 15 und später mit den endgültigen Maßen 15,5, zugelassen (Art. 136), was gegenüber 18,0 passend erscheint, da das Lager auch noch einen Teil des Schwungradgewichts und des Seilzuges aufzunehmen hat.

### Rechnungsgang für Ermittlung der Zapfenmaße gekröpfter Wellen.

22. Man muß, um den zulässigen Flächendruck zu bestimmen, den Wellendurchmesser kennen oder vorläufig schätzen. Das war bei Formeln mit dem Grundsatz  $q v = \text{const}$  nicht erforderlich. Diese haben sich aber, wie bemerkt, nicht als hinreichend allgemein brauchbar erwiesen. Um bei der Schätzung des Durchmessers nicht allzusehr fehlzugreifen, benutze man Faustformeln für gekröpfte Wellen:

1. für Einzylindermaschinen:  $d = 1 \text{ cm} + 17 \sqrt[3]{\frac{N_i D}{n s}}$ , worin  $\frac{D}{s}$  das Verhältnis des Durchmessers des Dampfzylinders zum Hube ist;
2. für Zweikurbelverbundmaschinen:  $d = 1 \text{ cm} + 12,5 \sqrt[3]{\frac{N_i D}{n s}}$ , worin  $\frac{D}{s}$  das Verhältnis im Niederdruckzylinder bezeichnet;
3. für Dreikurbel-Dreifachexpansionsmaschinen:  $d = 11,5 \sqrt[3]{\frac{N_i D}{n s}}$ .

Es ist einleuchtend, daß diese Formeln, die weder den Admissionsdruck noch das Expansionsverhältnis, noch die Lagerentfernung enthalten, nur ganz vorläufige Anhaltspunkte geben können und daß die Abmessungen, nachdem auf Grund derselben die Lagerabstände vorläufig festgestellt sind, einer Nachrechnung auf zusammengesetzte Festigkeit bedürfen.

Bei Schiffsmaschinen ergeben die vorstehenden Formeln viel zu große Werte. Man sucht hier bekanntlich durch vielfache Lagerung der Welle, durch Anwendung niedrigerer Admissionsdrucke, durch starken Spannungsabfall am Hubende aller Zylinder das Verhältnis der mittleren Kräfte zu den maximalen (zum Teil auf Kosten der Ökonomie) möglichst günstig zu gestalten. Auch läßt man wegen der knappen Verhältnisse höhere Materialbeanspruchungen zu.

23. Beispiel: Es sind die vorläufigen Wellenabmessungen einer stehenden Verbundmaschine für folgende Voraussetzungen zu bestimmen:

$$N_i = 500; \quad n = 120; \quad s = 700 \text{ mm}; \quad D_h = 540 \text{ mm}; \quad D_n = 850 \text{ mm};$$

$$p_{3m} \text{ sei ermittelt} = 3,9 \text{ Atm. im Diagramm des HDZ.}$$

Es wird:

$$P_{\delta m} = F_h \cdot 3,9 = 2250 \cdot 3,9 = 8775 \text{ kg};$$

d ergibt sich aus der Näherungsformel:

$$d = 1 \text{ cm} + 12,5 \cdot \sqrt[3]{\frac{500 \cdot 850}{120 \cdot 700}} = 22,5 \text{ cm.}$$

Für den Kurbelzapfen wird nach Art. 9 das zulässige

$$q_{\delta m} = \frac{11\,000}{120 \sqrt{22,5}} = 19,3 \text{ kg/qcm};$$

l ergibt sich damit aus  $l d q_{\delta m} = P_{\delta m}$ ;  $l = 20,2 \sim 20 \text{ cm}$ .

Wenn die Durchmesser der Wellenzapfen, wie das bei gekröpften Wellen üblich ist, ebenso groß gemacht werden wie die der Kurbelzapfen, ergibt sich  $q_{\delta m}$  für die Wellenzapfen:

$$q_{\delta m} = \frac{4500}{120 \sqrt{22,5}} = 7,9 \text{ kg/qcm},$$

womit sich  $l = \sim 50 \text{ cm}$  ergibt.

Diese Länge wird nach Umständen gleichmäßig oder ungleichmäßig (Rücksicht auf Hebellängen) auf zwei Lager verteilt.

**24.** Wenn das Lager zwischen HDZ und NDZ für beide gemeinsam ist, kann die sich ergebende Länge kleiner wie die Summe der gefundenen Lagerlängen gemacht werden, weil eine teilweise gegenseitige Entlastung durch die beiden Triebwerke eintritt, die wesentlich vom Kurbelwinkel abhängt und besonders zu untersuchen ist.

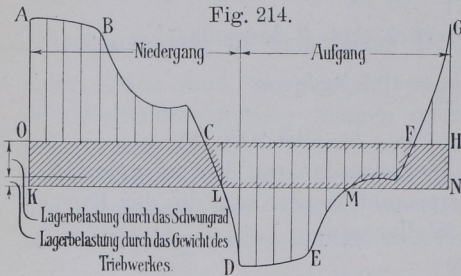
Daß man bei gekröpften Wellen die Gestellager zur besseren Unterstützung der Welle in der Nähe der Kurbeln oft erheblich länger macht, wie aus Flächendruckrücksichten erforderlich, wurde bereits in Art. 12 betont.

Bevor man die Welle in den vorläufigen Abmessungen auftragen kann, muß man nach Entschließungen über den Zylinderabstand die Lage der Steuerungen, insbesondere der Exzenter, treffen. Die Kurbelzapfen für HDZ und NDZ werden stets gleich gemacht, die Wellenzapfen erhalten meist den gleichen Durchmesser wie die Kurbelzapfen. Die hiernach vorläufig angenommene Welle dient als Grundlage für die Festigkeitsrechnung. Weiteres hierüber siehe Anhang V.

**25.** Wenn ein Lager, welches durch Wechselkräfte senkrecht belastet ist, auch noch das Schwungradgewicht aufzunehmen hat, so tritt für den Zeitmitteldruck und die Wärmeentwicklung ein eigenartiges Zusammenwirken beider Einflüsse ein, welches noch einer Besprechung bedarf.



Bei oberflächlicher Betrachtung scheint es, daß für die Wärmeentwicklung der auf das betreffende Lager entfallende Teil des Schwunradgewichtes den anderen Kräften hinzuzurechnen ist. Das ist jedoch für die doppelt wirkende stehende Maschine nicht zutreffend, sondern nur für Maschinen, bei welchen der Druck nur nach unten wirkt (einfach wirkende Maschinen).



Um sich von dem Einfluß der Belastung durch das Schwunrad auf die Wärmeentwicklung ein Bild zu machen, trage man das Zeitmitteldruckdiagramm OABC

DEFGH nach Art. 17 auf, betrachte es als das Zeitmitteldruckdiagramm des auf das fragliche Lager entfallenden Teils der Gesamtkraft, indem man den Maßstab entsprechend bestimmt. Es besteht z. B., wenn 1 Atm.  $\pm$  12 mm, F = 2250 qcm, und der Anteilfaktor, d. h. die Zahl, welche angibt, wieviel von der Gesamtkraft auf das betreffende Lager entfällt,  $\alpha = 0,70$  ist, die Maßstabgleichung

$$12 \text{ mm} \pm 2250 \cdot 0,70 \text{ kg, also}$$

$$1 \text{ mm} \pm \frac{2250}{12} \cdot 0,70 = 131 \text{ kg.}$$

In demselben Maßstab ist das Schwunradgewicht als konstante Kraft aufzutragen, also z. B. wenn das Schwunrad 2740 kg wiegt und auf das fragliche Lager 0,72 davon entfallen,  $0,72 \cdot 2740 = 1973$  kg in einer Höhe von  $\frac{1973}{131} = 15,05$  mm. Die oberhalb der Linie OCFH liegende, durch die Kurve OABC und FGH begrenzte Fläche stellt ohne das Schwunrad- und Triebwerksgewicht in einem gewissen den Reibungskoeffizienten enthaltenden Maßstab die Reibungsarbeit in der unteren Lagerschale dar, die unterhalb derselben liegende Fläche stellt die Reibungsarbeit in der oberen Lagerschale dar. Fügt man jetzt das Schwunrad- und Triebwerksgewicht hinzu, so erkennt man, daß erstere wachsen, letztere abnehmen; die Reibungsarbeit der oberen Schale vermindert sich um die Fläche mit Randschraffierung, die Reibungsarbeit der unteren Schale vermehrt sich um die schräg schraffierte Fläche. Die Gesamtreibungsarbeit nimmt aber, wie man leicht erkennt, im vorliegenden Falle nur wenig zu, nämlich um die Differenz der beiden erwähnten Flächen, das sind bei dem vorliegenden Beispiel nur 15 bis 20 Prozent. Die Reibungsarbeit in der Oberschale wird dargestellt durch die Fläche

*Unterschale*

K A B C L K + M F G H N M, die der Unterschale durch die Fläche  
 L M E D L.

Wenn man freilich die Unterschale allein betrachtet, so ist die dort verrichtete Reibungsarbeit mit Schwungradbelastung erheblich größer wie ohne. Die Frage ist, kommt die mittlere oder die lokal stärkste Reibungsarbeit in Betracht? Da der rotierende Zapfen die Reibungswärme herumträgt, wird die mittlere örtliche Reibungswärme vielleicht mit einem kleinen, schätzungsweise einzuführenden Zuschlag maßgebend sein.

---

## Anhang V.

---

### Berechnung gekröpfter Wellen.

1. Im Nachstehenden soll eine Anleitung zur Berechnung zweimal gelagerter (statisch bestimmter) gekröpfter Wellen gegeben werden und einige Andeutungen über die Bemessung mehrfach gelagerter (statisch unbestimmter) Wellen gemacht werden.

Für gekröpfte Wellen gilt das, was in Art. 68 über die Notwendigkeit, zunächst vorläufige Annahmen für die Berechnung zu machen, deren Ergebnis dann nach Einkleidung in konstruktive Formen zu erneuten Grundlagen für eine wiederholte Rechnung führt, gesagt ist, in höherem Maße wie von irgend einem anderen Maschinenteil.

Die sofortige Ausrechnung der Abmessungen einer gekröpften Welle ist schon für den einfachen Fall statisch bestimmter Lagerung nicht möglich.

2. Eine Hauptaufgabe wird sein, zunächst die Unterstützungspunkte festzulegen, weil ihre Lage die Hebellängen bestimmt, die für die Biegemomente und damit für die Wellenstärke maßgebend sind. Es werden sich aber die Abstände der Unterstützungen wiederum nicht ohne ungefähre Kenntnis der Wellenstärke ermitteln lassen, weil die Zapfenlängen durch den zulässigen Flächendruck im Verein mit der Wellenstärke bestimmt sind. Man wird daher zweckmäßig für die Bestimmung der Wellenstärke eine ganz rohe, nur wenige Einflüsse berücksichtigende Formel benutzen, wie sie z. B. im Anhang IV S. 314 gegeben ist.