

Arbeitsfähigkeit des Federmaterials mit dem Quadrat der Spannung abnimmt, auf Zulassung hoher Materialbeanspruchungen hinweist. Bei Dampfmaschinenventilfedern findet man höhere Beanspruchungen. Vielleicht ist die Ursache des Unterschiedes darin zu suchen, daß die großen Ventilhübe der einsitzigen Gasmotorenventile ein großes m wegen Platzmangel nicht zulassen und die verhältnismäßig steifen Federn eher zum Schlaffwerden neigen.

Will man die Häufigkeit und die Stärke des Spannungswechsels bei der Wahl der zulässigen Beanspruchung schätzungsweise berücksichtigen, so mag man setzen für gehärtete und angelassene Federn:

$$k_a = 4500 \frac{1}{1 + \frac{n}{100m}} \text{ kg/qcm}, \quad (51)$$

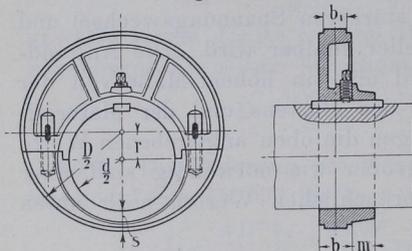
worin  $n$  die Zahl der Federspiele in der Minute ist und  $m$  die obige Bedeutung hat.

### Steuerungstriebwerk.

**449.** Die Steuerungskräfte von Ventilsteuerungen mit entlasteten Doppelsitzventilen sind so gering, daß sie nicht die Grundlage der Berechnung des Steuerungstriebwerkes bilden können. Es werden vielmehr andere Rücksichten für die Bemessung bestimmend sein, z. B. bei langen Stangen, besonders solchen, welche sich sprungweise bewegen, die Forderung hinreichender Steifigkeit gegen Erzitterungen

unter der Wirkung der eigenen Masse oder bei der Steuerwelle die Bedingung, daß keine zu starke Torsionsschwingungen auftreten dürfen.

Fig. 166.



Die Exzenterbreite und die Exzenterbügelstärke wird man nach Verhältniszahlen wählen dürfen.

Die Stärke  $s$  an der schwächsten Stelle wähle man etwa =  $0,1(d + 2r) + 10 \text{ mm}$ .  $D$  folgt aus Fig. 166, indem  $\frac{1}{2}D = r + \frac{1}{2}d + s$  ist,  $D = 2(r + s) + d$ . Die Breite mag man wählen  $b = 0,1D + 15 \text{ mm}$ .

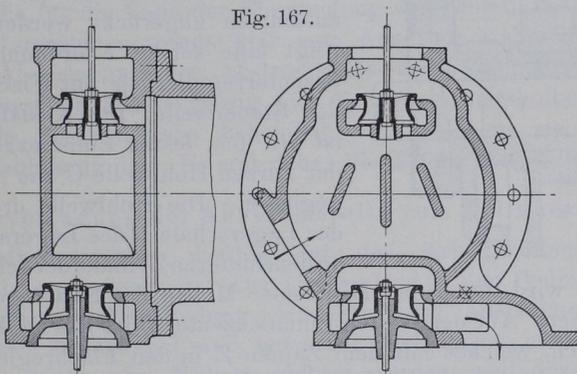
Am Wellensitz bringt man bei starken Wellen und schmalen Exzentern gerne eine Verbreiterung  $m$  einseitig oder beiderseitig an, um zuverlässig einen senkrechten Sitz des Exzenter zu erreichen. Es ist einleuchtend, daß eine solche Verbreiterung eher entbehrt werden kann, wenn das Exzenter seitlich an einem Wellenbund oder Wellenabsatz anliegt.

Wie das Steuerungstriebwerk und die Exzenterbreite für den Antrieb nicht entlasteter Steuerorgane mit großen Bewegungswiderständen zu rechnen ist, ist in Art. 469 bis 479 gezeigt.

### Einbau der Steuerorgane in die Deckel.

**450.** Der Einbau der Steuerorgane, besonders der Einlaßsteuerorgane, in die Zylinderdeckel, welcher bei Corlißsteuerung schon seit langer Zeit üblich ist, findet seit einer Reihe von Jahren auch für Ventilsteuerungen Anwendung, indem man die wirtschaftlichen Vorteile dieser Bauweise schätzen gelernt hat, und die Schwierigkeiten der Konstruktion und des Zusammenbaues teils überwunden hat, teils auf sich zu nehmen entschlossen hat.

Die Vorzüge des Deckeleinbaues sind: kurze gerade Kanäle von dem Deckel nach dem Zylinder, dadurch bedingt Verkleinerung der schädlichen Räume und schädlichen Flächen; Vermeidung der



Deckeleinziehung, dadurch bedingt weiter Einschränkung der schädlichen Flächen durch Fortfall der Flächen der Einziehung; Möglichkeit, den Ventilkorb wenigstens für den Einlaß fortzulassen (Führer 48, 27 u. 28); Heizbarkeit des Deckels mit strömendem Frischdampf.

**451.** Der Einbau der Steuerorgane in die Deckel- oder Zylinderköpfe hat für den Ab- und Anbau des hinteren Deckels einige Umständlichkeiten zur Folge: Der Steuerungsantrieb für die im Deckel untergebrachten Steuerorgane muß beim Abbau des Deckels von dem Hauptsteuerungsantrieb gelöst werden; dann muß beim Abbau des Deckels der Anschluß des Einströmrohres und, sofern auch das Auslaßorgan im Deckel liegt, auch der des Ausströmrohres losgenommen werden.