

440. Viel größer sind die Aufgangsbeschleunigungen und die Niedergangsverzögerungen, die jedoch für die Federberechnung ohne Bedeutung sind und nur für die Beurteilung der Abnutzungsverhältnisse der Daumen usw. von Interesse sind.

Eine genauere Berechnung der Ventildfeder ist besonders für die Ventile der Reguliersteuerung von Wichtigkeit, weil hier ein Übermaß an Federkraft die Rückwirkungen auf den Regulator vergrößert und die Regulierung verschlechtert, während bei den nicht regulierten Ventilen eine reichliche Bemessung der Feder und der Federkraft ohne erheblichen Nachteil ist.

Federberechnung.

441. Die Federkraft muß so groß sein, daß sie zusammen mit den übrigen am Ventil in gleichem oder entgegengesetztem Sinne wirkenden Kräften beim Ausweichen des Daumens die durch seine Form und sein Bewegungsgesetz kinematisch sich ergebende größte Beschleunigung mindestens zu erteilen im stande ist. Ein Überschuß an Federkraft äußert sich in einem Anlagedruck von Rolle und Daumen. Es muß sein:

$$F' \pm G \pm S - W > B_{\max}, \quad (46)$$

worin bedeutet: F' die im Augenblick der größten Beschleunigung bestehende Federkraft, G das Gewicht des Ventils mit Spindel und den sonstigen mit dem Ventil fest verbundenen Teilen, S der Dampfdruck auf den Durchführungsquerschnitt der Spindel, W die Stopfbuchsreibung und die sonstigen Bewegungswiderstände. B_{\max} die größte beim Niedergang zur Erteilung der Beschleunigung b_{\max} erforderliche Beschleunigungskraft. Unter Niedergang ist stets die Schließbewegung verstanden (auch bei nach unten öffnenden Ventilen).

Das positive Zeichen vor G gilt für nach unten schließende Ventile. Das positive Zeichen für S gilt für Durchführung der Spindel nach außen in der Richtung der Schließbewegung (wobei der innere Druck positiv, der äußere negativ einzuführen ist).

Bei der normalen Anordnung der Einlaßventile von liegenden Maschinen gilt in Gleichung 46 vor G das positive Zeichen, vor S das negative.

442. Wird G im vorliegenden Falle = 4 kg geschätzt, der Ventilspindeldurchmesser an der Durchführungsstelle = 15 mm angenommen, die Widerstände = 5 kg geschätzt, so wird

$$F' + 4 - \pi/4 \cdot 1,5^2 (7 - 1) - 5 > B_{\max}.$$

Für den einfachsten Fall des Antriebes ohne Zwischenhebel wird

$$B_{\max} = \frac{G}{g} b_{\max} = \frac{4}{9,81} 39,3 = 16 \text{ kg}; \quad (47)$$

$$F' > 16 - 4 + 10,6 + 5 = 27,6 \text{ kg}.$$

Unter Hinzufügung eines angemessenen Anschlußdruckes zwischen Rolle und Daumen werde die Federkraft $F' = 35 \text{ kg}$ gewählt. Wenn zwischen Treiber und Ventilspindel ein Zwischenhebel eingeschaltet ist mit dem Gewicht Q , dem Trägheitsradius ρ und dem Angriffarm der Ventilspindel R , so ist die auf die Ventilspindel bezogene größte Beschleunigungskraft:

$$B_{\max} = \left(\frac{G}{g} + \frac{Q}{g} \left(\frac{\rho}{R} \right)^2 \right) b_{\max}. \quad (48)$$

Die Daumenkräfte sind entsprechend dem Hebelverhältnis größer.

443. Die Federung f wähle man bei Daumengetrieben gleich dem 4- bis 6fachen Ventilhub, wenn der Dampfüberdruck (oder der Luftüberdruck) auf die Spindel der Federkraft entgegenwirkt, und gleich dem 2- bis 4fachen, wenn er im Sinne der Federkraft wirkt. Bezeichnet man das Vielfache des Federhubes, welchem die größte Federung gleichzusetzen ist, mit m , so ist $m h' - h'$ die Federung bei geschlossenem Ventil, und das Verhältnis der Federkraft bei geschlossenem Ventil zu der Federkraft bei ganz geöffnetem Ventil ist:

$$\frac{F_{\min}}{F_{\max}} = \frac{m h' - h'}{m h'} = \frac{m - 1}{m}; \quad (49)$$

mit $m = 5$ wird die Vorspannung oder Einbauspannung $F_{\min} = \frac{4}{5} F_{\max}$. Über die mehr oder weniger große Vorspannung und über die Materialbeanspruchung vgl. Art. 447 und 448.

444. Die größte Beschleunigung tritt bei Daumengetrieben im allgemeinen nicht bei größter Ventilerhebung ein, weil wegen des unvermeidlich großen Rollendurchmessers der Übergang der Mittelpunktskurve in die äußere Rast sehr flach verläuft. Um das der Federberechnung zugrunde zu legende F_{\max} zu finden, müßte die Beschleunigungskurve entwickelt werden und diejenige Ventilerhebung aufgesucht werden, bei welcher die größte Beschleunigung stattfindet und die Federkraft F' erreicht werden soll. Um diese immerhin etwas umständliche Entwicklung zu vermeiden, kann man die bezügliche Erhebung schätzen.

Ein Schätzungsfehler wird von um so geringerem Einfluß auf die Größe von F_{\max} sein, je größer m ist. Schätzt man die zu b_{\max} und F' gehörige Ventilerhebung $= 0,7 h'$, so verhält sich

$$F_{\max} : F' = m h' : (m - 1 + 0,7) h' = m : (m - 0,3). \quad (50)$$

Mit $m = 5$ wird

$$F_{\max} = \frac{5}{4,7} F' = 1,064 F'.$$

Wegen der Unsicherheit der Schätzung der Reibungswiderstände w und dem mehr nach dem Gefühl gewählten Anschlußdruck, welche beide die Größe von F' mit bestimmen, werden keine Einwände gegen die schätzungsweise Annahme des zu F' gehörigen Ventilhubes zu erheben sein. Für Federn mit geringer Vorspannung kann die Nachprüfung durch die Beschleunigungskurven immer noch vorbehalten bleiben. F_{\max} wird hier mit $1,064 F' = 37,2$ kg.

445. Gerechnet werde die Feder mit $F_{\max} = 38$ kg. Die Gleichung (Hütte, 21. Aufl. I S. 617)

$$P = \frac{\pi d^3 k_d}{16 r} \text{ ist in der Form } P = \frac{1}{2} \pi/4 d^2 \frac{d}{D} k_d$$

für die erste Berechnung geeigneter. Man wählt das Verhältnis des mittleren Windungsdurchmessers D zum Drahtdurchmesser d etwa = 6 bis 10 und findet, wenn man es im vorliegende Falle vorläufig = 8 wählt, mit $P = F_{\max} = 38$ kg und k_d nach Gleichung 51 S. 260 (für $n = 130$, $m = 5$) = ~ 3600 kg/qcm:

$$\pi/4 d^2 = \frac{2 \cdot 38 \cdot 8}{3600} = 0,169 \text{ qcm}; \quad d = 0,464; \quad D = 3,7 \text{ cm.}$$

Das ist etwas klein; daher werde das Verhältnis = 10 gewählt, um gleichzeitig eine geringere Windungszahl zu erhalten:

$$\pi/4 d^2 = \frac{2 \cdot 38 \cdot 10}{3600} = 0,211 \text{ qcm}; \quad d = 0,518 \text{ cm};$$

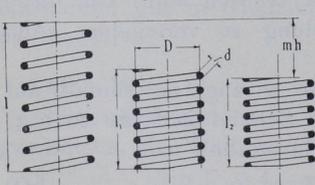
gewählt werde $d = 0,5$ cm und D jetzt ohne Rücksicht auf das angenommene Verhältnis berechnet aus der Gleichung:

$$D = \frac{\pi d^3 k_d}{8 P} = \frac{\pi 0,5^3 \cdot 3600}{8 \cdot 38} = 4,65 \text{ cm.}$$

446. Die Federung pro Windung wird mit einem Schubelastizitätsmodul $G = 750\,000$ für $k_d = 3600$:

$$f_1 = \frac{\pi D^2 k_d}{d G} = \frac{\pi 4,65^2 \cdot 3600}{0,5 \cdot 750\,000} = 0,65 \text{ cm} = 6,5 \text{ mm.}$$

Fig. 165.



Die Gesamtfederung soll nach Art. 443 betragen $m h' = 5 \cdot 9 = 45$ mm, folglich sind erforderlich $\frac{45}{6,5} = 6,9$ Windungen. Der lichte Abstand der Windungen muß betragen mindestens $f_1 = 6,9$ mm. Damit die Windungen nicht aufeinander stoßen und damit noch ein Anspannen über das gerechnete Maß und ein Nachspannen

bei etwaigem Nachlassen der Feder möglich ist, werde der lichte Abstand entsprechend größer, etwa = 11 mm, gewählt und für den Abstand von Mitte bis Mitte Windung ein abgerundetes Maß, 16 mm, angenommen.

Die freie Federlänge wird damit $l = 16 \cdot 6,9 = 110$ mm. Die Einbaulänge bei geschlossenem Ventil wird $l_1 = 110 - (45 - 9) = 74$ mm. Die Länge l_2 bei gehobenem Ventil $l_2 = 110 - 45 = 65$ mm (Fig. 165). Die Federkraft bei geschlossenem Ventil ist $\frac{4}{5} \cdot 38 = 30,4$ kg.

447. Leist empfiehlt S. 442 und 443 seines Werkes „Die Steuerungen der Dampfmaschinen“, 2. Auflage, vom theoretischen Standpunkt jedenfalls nicht mit Unrecht, die Vorspannung, d. h. auch die Größe m , klein anzunehmen und steife Federn zu verwenden, deren Kraft mit der Hubhöhe stark zunimmt, weil ein Bedürfnis für eine starke Federkraft nur in den oberen Ventillagen für die Niedergangsbeschleunigung und Aufgangsverzögerung besteht, die eine Trennung von Daumen und Rolle zu bewirken suchen, während in den unteren Lagen die Kräfte der Aufgangsbeschleunigung und Niedergangsverzögerung auf Anschluß von Daumen und Rolle wirken.

Mit einer kleinen unteren Federkraft werden die Feder und das Federhaus kürzer, vor allem aber die Rückwirkungen auf den Regulator kleiner.

Die Praxis ist diesem wohl begründeten Vorschlag nicht oder doch nur teilweise gefolgt, wie es scheint, weil kurze steife Federn leichter schlaff werden wegen der stärkeren Spannungswechsel und auch weil ein Schlaffwerden schneller fühlbar wird. Die Anwendbarkeit kurzer steifer Federn wird also in hohem Maße von der Qualität des Stahles, der Sorgfalt des Härtens und der Materialbeanspruchung abhängen. Hier mögen die oben angegebenen Werte von m gewählt werden, welche größer wie notwendig sind, aber sich nicht allzuweit von den gebräuchlichen Werten nach unten entfernen.¹⁾

448. Die sonst für gehärtete und angelassene zylindrische Schraubenfedern, die als Torsionsfedern aufzufassen sind, übliche und bewährte Materialbeanspruchung $k_d = 4500$ kg/qcm wird bei Ventildedern meist nicht als zulässig erachtet. Besonders ist die Gasmotorenpraxis auf zum Teil auffallend niedrige Materialbeanspruchungen zurückgegangen (bis unter 3000 kg/qcm), obwohl der Umstand, daß die

¹⁾ In der Praxis wird auch bei Reguliersteuerungen m oft noch größer wie oben angegeben gefunden, bis 10.

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:

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

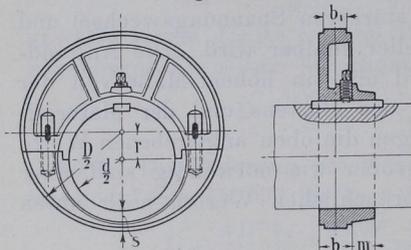
worin n die Zahl der Federspiele in der Minute ist und m die obige Bedeutung hat.

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.