

Die Rechnungsweise mit dem Faktor α ist ungewöhnlich aber zweckmäßig; sie zeigt, daß für Einzylindermaschinen, bei welchen die Einschränkung der schädlichen Räume von besonderer Bedeutung ist, die Einlaßkanalquerschnitte kleiner gehalten werden können. Bei hohen Admissionsdrucken und entsprechend kleinen Füllungen wird man mit α noch unter 0,9 gehen dürfen, Nachprüfung von φ vorbehalten.

Um also, ohne die ganze Steuerung vorher entworfen zu haben und ohne Verzeichnung der Kurven der erreichten und erwünschten Kanalöffnungen, den Querschnitt der Verbindungskanäle zu bestimmen, führe man in die Gleichung 43 an Stelle des Faktors k den Faktor α ein, womit die Gleichung übergeht in:

$$a_v = \alpha \frac{F c}{b_v w}. \quad (44)$$

Zahlenmäßige Berechnung der Hauptgrößen der Steuerung der Einzylindermaschine.

432. Nach Art. 231 Schluß ist $F = 1363 \text{ qcm} \cdot c = 2,6 \text{ m}$.

Auslaßventil. $w = 30$ statt 35 wegen Art. 10. $\alpha = 1,1$. Verengung des Axialquerschnittes durch Rippen usw. auf 0,75. Nach Gleichung 38 ist:

$$0,75 \pi/4 d^2 \cong 1,1 \frac{1363 \cdot 2,6}{30},$$

woraus sich $d \cong 15 \text{ cm} = 150 \text{ mm}$ ergibt. o_m ergibt sich mit diesem Durchmesser nach Gleichung 39:

$$o_m = \frac{1363 \cdot 2,6}{\pi \cdot 15 \cdot 30} = 2,5 \text{ cm} = 25 \text{ mm};$$

$h = 1/2 o_m = 12,5 \text{ mm}$. Die wirkliche Erhebung h' kann wegen des Antriebes bei Anwendungen von Wälzhebeln erheblich, bei Anwendung von Schwingdaumen etwas größer ausfallen wie die erforderliche Erhebung h . Der Durchmesser d_1 des Ventilrohres ist nach Art. 426 zu berechnen, vgl. auch die Berechnung von d_1 für das Einlaßventil Art. 434. Einmündungsweite des Kanals in den Zylinder vom Deckel aus, b_v (Fig. 163) angenommen 18 cm:

$$a_v = 1,1 \frac{1363 \cdot 2,6}{18 \cdot 30} = 7,2 \text{ cm}.$$

Der rechteckige Querschnitt $a_v b_v$ ist nach Umständen in einen anderen von gleicher Querschnittsfläche umzuformen.

433. Einlaßventil. $w = 44,56$ (vgl. S. 136 Anm. und Art. 291 und 249); $\alpha = 0,95$; die Gleichung

$$0,75 \pi/4 d^2 = 0,95 \frac{1363 \cdot 2,6}{44,56},$$

ergibt $d = 11,3 \text{ cm} = 113 \text{ mm}$. Bei Abrundung auf 115 würde sich die Ventilerhebung ergeben nach Gleichung 39:

$$o_m = \frac{1363 \cdot 2,6}{\pi \cdot 11,5 \cdot 44,56} = 22; \quad h = \frac{1}{2} o_m = 11.$$

Ein Hub von 11 mm ist bei der kurzen Öffnungszeit ziemlich viel. Es werde mit Rücksicht auf Art. 424 auf 9 mm herabgegangen und d darnach bestimmt $= \frac{11}{9} \cdot 115 = 140 \text{ mm}$. Mit diesem Durchmessermaß werde das Ventil weiter durchgearbeitet.

Der Durchmesser des Kolbenschiebers der weiter vorne berechneten Schiebersteuerung wurde Art. 288 und 277 gleich 200 mm angenommen. Da bei dem Kolbenschieber jedoch eine Einengung des Umfanges durch Stege auf das 0,7fache anzunehmen war, ist der Umfang gerade so groß wie bei dem hier angenommenen Ventil. Die Schiebersteuerung kann also als die äquivalente angesehen werden und hinsichtlich der Abschlußverhältnisse und der Scheitelkurvenanordnung die Grundlage für den Entwurf der Einlaßventilsteuerung bilden und zur vergleichenden Beurteilung der für die Ventilsteuerung gefundenen Verhältnisse dienen.

434. Der Durchmesser d_1 für das Ventilrohr wird nach Art. 426 Gleichung 41 gefunden:

$$f = 1363 \frac{2,6}{44,56} = 79,5 \text{ qcm}; \quad \frac{1}{2} \alpha f = \frac{1}{2} 0,95 \cdot 79,5 = 37,8 \text{ qcm};$$

$$\pi/4 d_1^2 = \pi/4 14^2 - 37,8 = 116,1 \text{ qm}; \quad d_1 = 12,2 \text{ cm}.$$

Wegen des toten Raumes bei H (Art. 426) möge auf jeder Seite ein Ring von 4 mm Breite zugegeben werden und demgemäß $d_1 = 122 - 2 \cdot 4 = 114 \text{ mm}$ gewählt werden.

Man kann d_1 bei der besonderen Art der Weiterleitung des Dampfes im vorliegenden Falle auch noch weiter einschränken, etwa auf 100 mm, ohne daß dadurch der schädliche Raum vergrößert wird, weil man dann die Wendezone (siehe unten) in das Ventil hineinreichen lassen kann. Innen bleibt wegen des verhältnismäßig großen d immer noch Platz genug.

435. Die Einmündungsweite des Einlaßkanals in den Zylinder wird nach Gleichung 44 gefunden. Mit $b_v = 16 \text{ cm}$ (etwas größer wie d , vgl. Fig. 163) wird

$$a_v = 0,95 \frac{1363 \cdot 2,6}{16 \cdot 44,56} = 4,7 \text{ cm}.$$

Man kann auch, nachdem man die Ventilhöhe bestimmt hat, a_v wählen, welches in einem gewissen Zusammenhang mit der Ventilhöhe steht, und dann b_v berechnen.

436. Der Querschnitt des Umströmungskanals ist bei der für das Einlaßventil gewählten Art der Weiterleitung des Dampfes vom Ventil nach dem Zylinder ganz ähnlich zu bestimmen wie bei einem Kolbenschieber (vgl. Führer 46, 49 u. 51, ferner Fig. 1004 S. 1039). Bei b_2 ist der von einem Quadranten des Ventils abströmende Dampf in tangentialer Richtung abzuführen. Der Querschnitt für die tangentielle Strömung muß also sein $\cong \frac{1}{4} \alpha f = \frac{1}{4} \cdot 0,95 \cdot 79,5 = 18,9$ qcm. Bei einer Kanalhöhe $a_v = 4,7$ cm wird die Breite $= 4$ cm bei rechteckigem Querschnitt. Wegen der Abrundungen wird man b_2 , um den erforderlichen Querschnitt zu erreichen, etwas größer machen müssen.

Der Querschnitt von 18,9 qcm und die ganze Art der Querschnittsberechnung gilt jedoch nur für den Fall, daß die Strömungsrichtung senkrecht auf dem zu berechnenden Querschnitt steht. Das ist hier aber nicht der Fall, weil der radial austretende Dampf in die tangentielle Richtung umgelenkt werden muß; daher ist ein Zuschlag zu geben, der als Wendezonenzuschlag (man mag ihn etwa $= 0,8$ h nehmen) bezeichnet werden möge. Wenn d_1 entsprechend Art. 434 kleiner wie 114 mm gewählt wird, darf der innere Kreis für den schätzungsweise anzunehmenden Wendezonenzuschlag z in den Ventilraum hineingelegt werden (Fig. 163).

Es soll mit der Einführung der Bezeichnung Wendezone nicht gerade ausgedrückt werden, daß der Dampfstrom ausschließlich in dieser Zone von der radialen zur tangentialen Richtung umwendet, sondern mit dem Zuschlag nur dem Umstande Rechnung getragen werden, daß der Querschnitt nicht in allen Teilen senkrecht zur Strömung steht.

Um die Form der Umgrenzung des Umströmungskanals zu finden, wird man noch an einigen anderen Stellen die Breite berechnen müssen, z. B. bei b_4 , wo $\frac{1}{8}$ der gesamten Dampfmenge tangential abfließen muß.

437. Berechnet man nach den vorstehend besprochenen Grundsätzen die Reguliersteuerung einer Verbundmaschine, deren Hochdruckzylinder die gleichen Maße hat wie der Zylinder der Einzylindermaschine, so findet man, daß die Reguliersteuerung, obwohl die Maschine mit einem entsprechend großen (nicht regulierten) Niederdruckzylinder nach Art. 267 etwa das 2,5fache leistet, im ganzen nicht größer wird wie die der Einzylindermaschine. Das Einlaßventil wird, da wegen der längeren Öffnungszeiten die Beschleunigungen nicht so groß werden, nicht so weit über das nach Art. 433 gefundene Maß vergrößert werden brauchen.

Mit $\alpha=1,05$ wird $d=119$ mm bei der Einführung des gleichen w wie bei der Einzylindermaschine. Vergrößert man d zur Vermeidung zu harter Wechsel in den Beschleunigungs- und Verzögerungskräften auf 130 mm, so bleibt man noch unter dem Maß der Einzylindermaschine von wesentlich kleinerer Leistung. Der Hub des Ventils wird $=10$ mm und damit auch die Höhe des Ventils nur ein wenig größer wie bei der Einzylindermaschine. Die Zuführungskanäle werden wegen $\alpha=1,05$ statt 0,95 ebenfalls etwas größer.

Die verhältnismäßig bedeutende Größe der Reguliersteuerung von Einzylindermaschinen bedingt auch einen im Vergleich zur Maschinengröße teureren Regulator. Das wird beim Vergleich von Einzylindermaschinen mit Verbundmaschinen oft außer acht gelassen.

Beschleunigungs- und Verzögerungskräfte am Daumengetriebe, Federberechnung.

Größte Ventilbeschleunigung beim Niedergang.

438. Für die Untersuchung der Beschleunigungsverhältnisse am Daumengetriebe muß auf die einschlägige Literatur (vgl. Art. 391) verwiesen werden. Die Durchführung solcher Untersuchungen ist sehr lehrreich und gewährt einen guten Einblick in das Kräftespiel am Getriebe, der auch für die zweckmäßige Wahl der Daumenkurven in anderen Fällen oder für nachträgliche Abänderung der auf Grund vorläufiger Regeln gewählten Daumenkurven wertvoll ist.

Für die Federberechnung ist die Durchführung solcher Untersuchungen nicht gerade notwendig, wenn man sich einer passenden mittleren Näherungsformel für die größte Niedergangsbeschleunigung bedient, wie ich sie in der angeführten Druckschrift „Geometrie und Dynamik der Daumengetriebe“ entwickelt habe, und welche mit kleinen Abänderungen folgendermaßen lautet:

$$b_{\max} = h' \left(\frac{n}{\psi} \frac{r}{u} \right)^2. \quad (45)$$

h' bedeutet hierin die größte Ventilerhebung in Zentimeter, b_{\max} die größte Niedergangsbeschleunigung in m/sec^2 , für welche die Feder den Anschlußdruck herzugeben hat, n die minutliche Tourenzahl, ψ ein Koeffizient, der im Mittel $= 60 \div 70$ zu setzen ist (die kleineren Werte für kleine, die größeren Werte für große Maschinen), r die größte Exzentrizität (bei Maximalfüllung) im gleichen Maßstab wie u , u eine Größe, die wie folgt zu bestimmen ist:

Man trage (Fig. 164) von CA (d. h. von der gemeinsamen Normalen der Daumenkurve und des äußeren Ruhekreises, auf welcher C der Mittelpunkt des Daumenkurvenkreises ist) aus einen Winkel