

Schaum, so wird ein eigentliches Aufschlagen der Ventilflächen auf eine Spiegelfläche nicht stattfinden; das Ganze wird wirken wie eine elastische Flüssigkeit von einem geringen spezifischen Gewicht. Nun darf aber im allgemeinen die Geschwindigkeit in Pumpenventilen um so größer sein, je geringer das spezifische Gewicht der Flüssigkeit ist. Es wird aber der Schaum ein um so kleineres spezifisches Gewicht haben, je geringer die Füllung ist, je weniger Wasser im Verhältnis zum Gesamtpumpenvolumen eintritt; d. h. auch bei Voraussetzung vollständiger Mischung ist für die kleineren Füllungen eine höhere mittlere Geschwindigkeit in den Ventilen zulässig wie für größere.

Ob die gleiche Gesetzmäßigkeit zwischen Füllung und zulässiger Geschwindigkeit besteht wie bei dem anderen Grenzfalle der vollständigen Trennung von Wasser und Luft, muß dahingestellt bleiben. In Wirklichkeit wird ja, wie bemerkt, ein Zwischenfall eintreten, so daß in den oberen Schichten mehr Schaum, in den unteren mehr Wasser vorhanden ist.

9. Bei Luftpumpen mit drei Klappen übereinander kann man mit der Geschwindigkeit in den Kolbenventilen und zur Not auch in den Saugventilen auf das $1\frac{1}{2}$ fache der oben angegebenen Werte gehen. Für die Ventile im Deckel sind dagegen die normalen Geschwindigkeiten anzuwenden. Daraus ergibt sich dann die so häufig gefundene Erweiterung der Deckelventilfläche.

Bei Schlitzluftpumpen mit Gefäßkolben und Verdränger darf man wegen der guten Mischung von Wasser und Luft mit der Geschwindigkeit höher gehen. Es werden hier oft Durchgangsgeschwindigkeiten $\mu \cdot v_m$ von 2,5 m gefunden.

Die Vorgänge in den verschiedenen Luftwasserpumpen habe ich ausführlich im Führer 53, 32-49 behandelt.

Kolbengeschwindigkeit.

10. Eine bestimmte Kolbengeschwindigkeit von vornherein der Rechnung zugrunde zu legen, hat bei Luftpumpen mit vollem Kolben gar keinen Sinn. Die weit verbreitete Ansicht, daß die Kolbengeschwindigkeit bei diesen Pumpen für die Ruhe des Ganges maßgebend sei, ist eine ganz irrige. Es gibt Luftwasserpumpen, welche mit 6 m Kolbengeschwindigkeit ruhig gehen, und wieder andere, welche mit $1\frac{1}{2}$ m schlagen.

Maßgebend für den ruhigen Gang ist vor allem die Geschwindigkeit, mit welcher die aufsteigende Spiegelfläche S die Ventilebene

trifft. Diese ist wieder abhängig von dem Verhältnis des von der Spiegelfläche beschriebenen Raumes zur Ventilfläche, welche letztere durch die Ventilquerschnittsberechnung bestimmt ist.

Ob die erforderliche Spiegelbewegung durch einen Kolben mit großem Hub und kleiner Fläche (große Kolbengeschwindigkeit) oder mit kleinem Hub und großer Kolbenfläche hervorgebracht wird, ist ziemlich gleichgültig. Nur muß man bei großer Kolbengeschwindigkeit darauf bedacht sein, daß der Zusammenhang zwischen Wasser und Kolben gewahrt bleibt, was man bei hohen Kolbengeschwindigkeiten durch Zuspitzung des als Plunger ausgebildeten Kolbens erreicht und durch so tiefe Lage des Kolbens, daß die Druckhöhe des Wassers über dem Kolben das Abreißen verhindert.

11. Man wählt das Verhältnis s/d (wenn nicht die Luftpumpe in der Achse des Dampfzylinders angeordnet ist und damit der Luftpumpenhub gleich dem Hub des Dampfkolbens wird) nach rein äußeren Rücksichten. Die äußeren Abmessungen der Luftpumpe sind durch die Unterbringung der Ventile bedingt (Art. 504), und in der Pumpe muß der Länge nach Kolbenhöhe + Kolbenhub + 2 mal Endspielraum Platz finden. Man kann auch bei liegenden Pumpen von einem bequemen Hebelübersetzungsverhältnis $\frac{2}{3}$ bis $\frac{2}{5}$ ausgehen.

12. Anders liegen die Verhältnisse bei Luftpumpen mit durchbrochenem Ventilkolben. Hier ist die Kolbengeschwindigkeit dadurch begrenzt, daß auf der Kolbenfläche die Ventile mit den erforderlichen Durchgangsquerschnitten untergebracht werden müssen. Daraus ergibt sich eine bestimmte Kolbenfläche als die kleinstmögliche. Aus dieser und aus dem errechneten Hubvolumen ergibt sich dann der Hub und daraus weiter die Kolbengeschwindigkeit.

Man geht auch beim Entwurf am besten so vor, daß man zunächst die Ventile mit den erforderlichen Durchgangsquerschnitten auf einer Kreisfläche, welche nachher den Kolbengrundriß darstellt, placiert, indem man in der Mitte Platz für die Kolbenstange und am Rande Platz für das Herumtreten des Wassers um die Ränder läßt, und durch Division der so gefundenen Kolbenfläche in das Hubvolumen den Hub bestimmt.

13. Zur vorläufigen Abschätzung der Pumpenmaße kann man für Pumpen mit Ventilkolben auch von der Kolbengeschwindigkeit ausgehen. Diese ist aber im Grunde genommen erst die Folge der auf dem Kolben unterbringbaren Ventilquerschnittsfläche und kann nur durch Einführung von Durchschnittserfahrungswerten von dem auf einer Fläche unterbringbaren freien Ventilquerschnitt angenommen werden.

Das Verhältnis f/F wird bei Ventilkolben mit gedrängter Ventilordnung gleich $1/_{3,2}$ bis $1/_{3,8}$ gefunden. Man erhält also mit Gleichung 5 S. 329 die zulässige Kolbengeschwindigkeit, wenn man die danach berechneten Werte von $\mu \cdot v_m$ oder die Werte der Tabelle auf S. 329 durch $3,2 \div 3,8$ dividiert. Mit 3,4 ergibt sich:

für die Zweiventilluftpumpe mit 0,25 Füllung . . . $c = 0,442 \sim 0,45$,
 für die Dreiventilluftpumpe $1\frac{1}{2}$ mal so viel . . . $c = 0,66$.

Für Luftpumpen von Oberflächenkondensatoren mit Dreiklappenanordnung und $\mu \cdot v_m = 1,5 \cdot 4,65$ wird die größte zulässige mittlere Kolbengeschwindigkeit $c = 2,05$,

und wenn man die Kolben solcher Pumpen weniger eng mit Ventilen besetzt, weil hier die Schwierigkeiten in der Unterbringung geringer sind, so erhält man mit $f/F = 1/4$. . . $c = 1,74$.

Das stimmt wieder gut mit den im Schiffsmaschinenbau empfohlenen Werten, indem Bauer setzt:

für Handelsschiffe . . . $c = 1 \div 1,8$,
 für Kriegsschiffe . . . $c = 1,5 \div 2,7$

Anhang VII.

Das Sehnenlotdiagramm.

1. Der Voreilwinkel δ , welcher im Getriebe bei axialer Lage des Steuerungsgetriebes die in Fig. 226 angegebene Lage hat, ist bekanntlich im Reuleaux-Diagramm Fig. 227 bei der üblichen

Fig. 226.

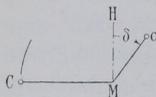
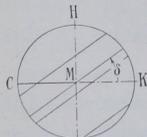


Fig. 227.



Darstellungsweise der Winkel, welchen die Deckungslinien oder eine zu ihnen durch die Diagrammitte gezogene Parallele mit der Kolbenweglinie entgegen dem Drehsinne der Maschine bildet. Die wirkliche Lage (Getriebe Lage) des Exzenters und die Diagrammlage sind also symmetrisch zu der Halbierungslinie des Winkels HMK oder bei axialer Anordnung des Steuerungsgetriebes symmetrisch zu einer im Winkel von 45° zur Kolbenweglinie durch die Diagrammitte gezogenen Linie.

2. Diese Symmetrieregeln gilt auch für veränderliche Exzenterstellung und Exzentergrößen und es ist zweckmäßig, sie gerade für die Scheitelkurvenlagen im Diagramm und im Getriebe zu merken, um leicht von der einen Lage zur anderen übergehen zu können.