

nicht vorkommen. Bei Wellenlagern liegender Stirnkurbelmaschinen mahnt außerdem das unrunde Auslaufen der Lagerschalen (Führer 40, 69 ÷ 72) zur Vorsicht.

Zeitmitteldruck als Grundlage für die Flächenbemessung der Zapfen.

15. In vorstehendem wurde der Flächendruck zum Teil auf die Maximalbelastung des Zapfens bezogen. Diese Rechnungsweise entspringt ohne innere Berechtigung mehr Bequemlichkeitsgründen. Die Beziehung auf die Maximalkraft hat nur da Berechtigung, wo die Grenze erreicht wird, bei welcher das Öl zwischen den Reibflächen herausgedrückt zu werden droht. Diese Grenze wird aber erst bei Flächendrucken, die über 100 liegen, erreicht.

Wenn dagegen die Rücksichtnahme auf die Wärmeentwicklung für die Flächendrucke maßgebend ist, sollte, um eine möglichst allgemeine Anwendung der Formel zu gestatten, der mittlere Druck zugrunde gelegt werden. Bei gleichartigen Maschinen wird freilich der Maximaldruck in einem angenähert gleichen Verhältnis zum mittleren Druck stehen, so daß die Beziehung auf die Maximalkräfte bei Einführung einer anderen Konstanten auch die mittlere Kraft berücksichtigt (Anm. S. 305).

Bei verschiedenartigen Maschinen wird jedoch das Verhältnis der Maximalkraft zur mittleren Kraft ein ziemlich verschiedenes sein. Es wird daher notwendig sein, wenn man sich auf die Maximalkraft beziehen will, für jede Maschinenart eine andere Konstante einzuführen, wodurch auch die Verwertung der an einer Maschinenart gemachten Erfahrungen für andere Maschinenarten erschwert wird.

16. Es ist daher zweckmäßig, zur Gewinnung möglichst einheitlicher Grundlagen (für Einzylinderdampfmaschinen, Verbundmaschinen mit kleinem und großem Spannungsabfall, Zweiverbund- und Dreiverbundmaschinen, Gasmotoren und Dieselmotoren nach dem Viertakt- und Zweitaktssystem, einseitig, doppelseitig und in Tandemanordnung wirkende) sich auf den mittleren Druck zu beziehen, und zwar nicht auf den Kolbenwegmitteldruck (mittleren indizierten Druck), sondern auf den Gleitwegmitteldruck der Zapfen; denn es gleiten, während der Kolben sich in der Totlage befindet, die Zapfen und Lagerflächen aufeinander.

Ist nun der Druck in den Totlagen und in der Nähe derselben besonders groß, so bringt derselbe eine ziemlich bedeutende Reibungsarbeit und Wärmeentwicklung in den Lagern hervor, ohne daß im Indikatordiagramm eine entsprechende Fläche beschrieben wird. Um

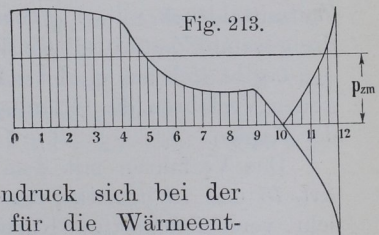
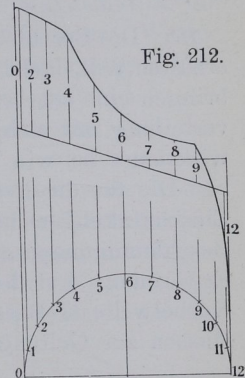
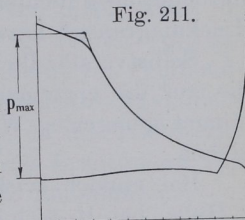
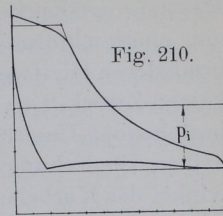
ein Maß für die Reibungsarbeit zu erhalten, muß man die Pleuelstangenkräfte als Funktion des Kurbelwinkels auftragen. Mit hinreichender Genauigkeit darf man an Stelle der Pleuelstangenkräfte die Kolbenstangenkräfte setzen.

17. Man kann das auf den Kurbelkreis bezogene Diagramm der Kolbenkräfte, welches für die Wärmeentwicklung maßgebend ist, aus dem Indikatordiagramm ableiten. In Fig. 210 bis 213 ist diese Ableitung für das Hochdruckdiagramm einer Verbunddampfmaschine durchgeführt.

Man verzeichnet zunächst nach dem Indikatordiagramm (Fig. 210) das Überdruckdiagramm (Fig. 211), setzt dieses mit dem Massendruckdiagramm zusammen (Fig. 212) und findet, indem man den Kurbelkreis über der Kolbenweglinie schlägt und denselben in gleiche Teile teilt, die zu den einzelnen Kurbelwinkeln gehörigen Kräfte durch Herausfloten. Auf dem abgewickelten Kurbelkreis (Fig. 213) trägt man die zu den einzelnen Kurbelwinkeln gehörigen Kräfte 0, 1, 2, 3, 4, 5 . . . (Fig. 212) dann als Ordinaten auf.

Die negativen Kräfte sind positiv aufzutragen, da sie ebenso Wärme entwickeln wie die positiven. Die mittlere Höhe im Diagramm Fig. 213 stellt dann den indizierten Zeitmitteldruck p_{3m} dar. Dieser Druck ist der Flächen-druckberechnung zugrunde zu legen (Art. 20).

Es ist hierbei (wenigstens für doppelseitig wirkende Maschinen) durchaus zulässig und zu empfehlen, für die Beschleunigungslinie unendliche Stangenlänge vorzusetzen, d. h. die gerade Massendrucklinie mit dem Endmassendruck q_0 (Art. 53) zugrunde zu legen, weil das durch die Endlichkeit der Stange bedingte Mehr und Weniger an Massendruck sich bei der schnellen Folge der Kraftwirkungen für die Wärmeentwicklung ausgleicht.



18. Ungefähr das gleiche gilt bezüglich der Gleitgeschwindigkeit des Kurbelzapfens im Pleuelstangenlager, welche bei gleichförmiger Drehung der Kurbelwelle wegen der Schwingungen der Pleuelstange eine ungleichförmige ist und daher eigentlich die Aufstellung eines besonderen Gleitwegmitteldruckdiagramms verlangte. Es hat jedoch keinen Zweck, sich bei der hinsichtlich der zulässigen Flächendrucke bestehenden Unsicherheit in Spitzfindigkeiten zu verlieren. Bei einer halben Umdrehung ist von einer Totlage aus gerechnet der Gleitwinkel des Kurbelzapfens im Pleuelstangenlager ebenso wie der Gleitwinkel der Kurbelwelle im Kurbelwellenlager $= 180^\circ$. Es möge daher für beide das gefundene Mitteldruckdiagramm, welches als „Zeitmitteldruckdiagramm“ bezeichnet werden möge, zugrunde gelegt werden.

Selbstverständlich sind bei Vorhandensein von mehreren Lagern die auf die einzelnen Lager entfallenden Beträge (bei statisch bestimmt gelagerten Wellen nach den Hebelgesetzen) in Rechnung zu ziehen.

Bei einfach wirkenden Maschinen muß die Untersuchung auf 2 Hübe, bei $\frac{1}{2}$ -fach wirkenden (einseitiger Viertakt) auf 4 Hübe ausgedehnt werden.

19. Die Beschleunigungen dürfen, wenn man einheitliche Resultate erhalten will, nicht vernachlässigt werden. Hohe Beschleunigungen bringen eine sehr starke, meist nützliche Verschiebung in der Druckverteilung mit sich, die im Zeitmitteldruckdiagramm noch erheblich wirksamer ist wie im Triebdruckdiagramm.

Die für die Festigkeitsrechnungen in Art. 62 bis 67 gemachten Einschränkungen bezüglich der Zulässigkeit der Einrechnung der Beschleunigungen gelten hier nicht, weil die Gefahr der übermäßigen Erwärmung erst bei voller Geschwindigkeit eintritt und an der Kurbelwelle die Beschleunigungswirkung aller hin und her gehenden Massen zur Geltung kommt.

20. Bezeichnet man den nach obigem Verfahren gefundenen Zeitmitteldruck mit p_{3m} (bezogen auf 1 qcm Kolbenfläche), so ist die gesamte Zeitmittelkraft $P_{3m} = p_{3m} F$. Der Zeitmittelflächendruck q_{3m} ergibt sich aus $q_{3m} l d = P_{3m}$; q_{3m} bildet bei dem hier vorgeschlagenen Verfahren die Grundlage für die Berechnung der Laufflächen der Zapfen.

Das Verfahren mit dem Zeitmitteldruckdiagramm hat, wie in Art. 15 und 16 bemerkt, den Zweck, eine allgemeine Grundlage für sehr verschiedenartige Kurbelmaschinen zu schaffen, um die bei einer Gattung gewonnenen Erfahrungen für andere verwerten zu

können und selbst für neuartige Maschinen mit ganz abnormaler zeitlicher Kräfteverteilung die Zapfenmaße richtig bestimmen zu können. Es ist aber gegenüber der Einführung der Maximalkraft in die Rechnung etwas umständlich. Man kann, um die Rechnung für gleichartige, aber verschieden große Maschinen zu erleichtern, das bei einer solchen Maschinenart bestehende mittlere Verhältnis P_{\max} zu $P_{\delta m}$ bestimmen und, indem man die für $q_{\delta m}$ oben angegebenen zulässigen Werte mit diesem Verhältnis multipliziert, sich wieder wie früher auf die Maximalkraft beziehen.

Auch die Ermittlung des bei einer bestimmten Maschinenart sich durchschnittlich ergebenden Verhältnisses von $p_i : p_{\delta m}$ kann für sich wiederholende Rechnungen Erleichterung gewähren. $p_{\delta m}$ ist bei Einzylindermaschinen und Hochdruckzylindern von Verbundmaschinen im allgemeinen größer wie p_i , bei Niederdruckzylindern kann es auch kleiner werden. Man wird also, da die Triebwerke des HDZ und NDZ gleich ausgeführt werden, die Ermittlung von $p_{\delta m}$ für die ungünstigeren Verhältnisse des HDZ durchführen.

Die Angaben für die verschiedenen k und q in Art. 9 und 10 setzen bei Beziehung auf die statisch gerechnete Maximalkraft für Dampfmaschinen ein Verhältnis P_{\max} zu $P_{\delta m}$ von 2 zu 1 voraus. Weiter unten (Art. 21) ist es für den allerdings besonders ungünstigen Fall einer Einzylindermaschine mit Kondensation = 2,38 gefunden.

Für einen einseitig wirkenden Viertakt-Dieselmotor wird das Verhältnis P_{\max} zu $P_{\delta m}$ etwa 5:1 betragen, wenn P_{\max} wieder statisch gerechnet wird und für $P_{\delta m}$ nicht nur die Beschleunigungen während der Krafthöhe, sondern auch während der Leerhöhe berücksichtigt werden.

Hieraus folgt, daß, auf die Maximalkraft bezogen, die Lager von einseitigen Viertakt-Dieselmotoren (mit Ausnahme des schwingradseitigen Lagers) etwa $\frac{5}{2}$, d. h. 2,5 mal so stark belastet werden dürfen wie die von Dampfmaschinen.

21. Um die vielseitige Verwendbarkeit dieser in erster Linie für gekröpfte Wellen bestimmten Grundsätze für die Zapfenbemessung zu zeigen, möge noch der zulässige Flächendruck in dem Wellenhalszapfen der vorne berechneten Stirnkurbelmaschine ermittelt werden.

Der Zeitmitteldruck wird auf Grund des angegebenen Verfahrens gefunden: $p_{\delta m} = 2,9$, womit sich $P_{\delta m} = 2,9 \cdot F = 2,9 \cdot 1363 = 3953$ kg ergibt. Das nach Art. 9 zulässige

$$q_{\delta m} = \frac{4500}{n \sqrt{d}} = \frac{4500}{130 \sqrt{21}} = 7,55; \quad \frac{P_{\max}}{P_{\delta m}} = \frac{9400}{3953} = 2,38;$$

q auf die Maximalkraft bezogen = $q_{\delta m} \cdot 2,38 = 7,55 \cdot 2,38 = \approx 18,0$ kg/qcm

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:

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

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