laufende Motor *I*. Seine Welle trägt das Schwungrad *S* und die während der Pausen leerlaufende Anlaßdynamo *II* für den Walzwerkmotor *III*, so daß dieser in keiner unmittelbaren Verbindung mit dem Netz steht. Der dem Motor *I* zugeführte Strom wird dazu benutzt, die Geschwindigkeit des Schwungrades, die während des Walzens gesunken war, wieder an die obere Grenze zu bringen. Soll gewalzt werden, so wird die Anlaßdynamo erregt; ihr Strom treibt den Motor *III* an, wobei die nötige Energie zum Teil durch den Motor *I* aus dem Netz, zum Teil aus dem Schwungrad unter Verminderung seiner Umlaufgeschwindigkeit auf das 0,9 . . . 0,85fache unter Schlüpfen des Ankers des Motors *I* entnommen wird. Dadurch, daß Ilgner das Schwungrad unter hohen oberen Geschwindigkeiten von 100 bis 150 m/sek laufen läßt, ist es möglich, gewaltige Energiemengen aufzuspeichern und die Belastungsschwankungen des Netzes wirksam zu dämpfen.

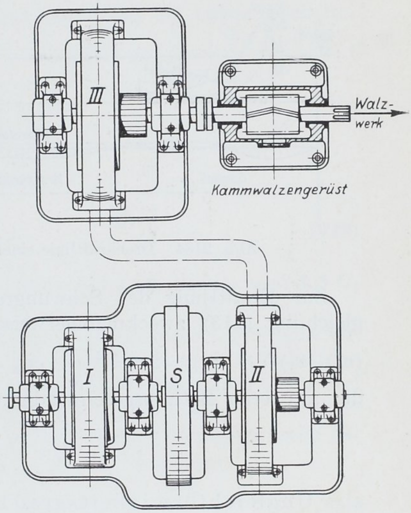


Abb. 2183. Ilgner-Umformer.

3. Schwungräder an Kolbenmaschinen.

An Kolbenkraft- und -arbeitsmaschinen haben die Schwungräder eine zweifache Aufgabe, nämlich, beim Anlassen die Strecklagen des Kurbeltriebs überwinden zu helfen, während des normalen Laufs aber die Winkelgeschwindigkeit der Welle genügend gleichförmig zu machen.

B. Berechnung der Schwungräder auf Grund der Arbeitsfähigkeit.

1. Berechnung an Hand des Tangentialdruckdiagrammes.

Auf S. 612 war an Abb. 1062 gezeigt worden, daß der die Kurbelwelle antreibende Tangentialdruck einer Einzylindermaschine erheblichen Schwankungen unterliegt und bald größer, bald kleiner als der von der Maschine zu überwindende Widerstand ist. Die über der Widerstandslinie liegende Überschußarbeit A_s muß vom Schwungrad unter geringer Steigerung der Umlaufgeschwindigkeit aufgespeichert und während der Zeit, wo das Drehmoment zur Überwindung des Widerstandes nicht ausreicht, unter Verringerung der Geschwindigkeit wieder abgegeben werden. Wie diese Arbeit an mehrachsigen Maschinen unter Beachtung der Versetzung der Kurbeln gegeneinander zu ermitteln ist, wurde an Abb. 1064 und 1067 dargetan. Dabei sei hervorgehoben, daß bei der Berechnung des Schwungrades stets die größte, während eines Spieles auftretende Über- oder Unterschußarbeit maßgebend ist. Für dieselbe kann die algebraische Summe mehrerer Teilflächen in Frage kommen, wenn gleichartige Flächen durch eine kleinere entgegengesetzter Art unterbrochen sind. Vgl. in der Beziehung die beiden Unterschußflächen in der linken Hälfte der Abb. 1067. Falls in einer einachsigen Anlage eine Arbeitsmaschine durch die Kolbenstange unmittelbar mit der Kraftmaschine gekuppelt ist, läßt sich die im Schwungrad aufzuspeichernde Arbeit einfacher durch Übereinanderzeichnen der Kolbenüberdrucklinien, in Abb. 1065 also durch den Inhalt einer der gestrichelten Flächen bestimmen.

Abb. 2184 zeigt die Drehkraftlinie einer einachsigen, einfach wirkenden Viertaktverbrennungsmaschine mit dem links wiedergegebenen Druckverlauf. Die während des dritten Hubes erzeugte Nutzarbeit muß zum größten Teil von einem genügend schweren Schwungrade aufgenommen werden, weil sich das Kräftespiel auf vier Hübe oder zwei

Umdrehungen der Welle verteilt. Günstigere Verhältnisse zeigen in der Beziehung Zweitakt- sowie doppeltwirkende Verbrennungs- und Dampfmaschinen, an welchen die Vorgänge nach zwei oder sogar nach einem einzigen Hube wiederkehren, wenn der Druckverlauf auf beiden Seiten des Kolbens der gleiche ist.

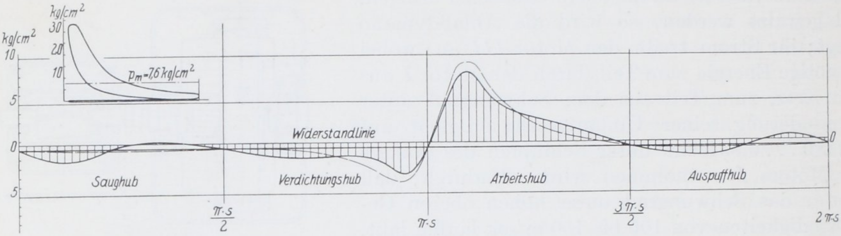


Abb. 2184. Drehkraftlinie einer einfach wirkenden Viertaktverbrennungsmaschine.

Zur Ermittlung des Schwungradgewichts an Kolbenmaschinen wird die Grundgleichung (713) zweckmäßigerweise dadurch umgestaltet, daß man $v_2^2 - v_1^2$ durch $(v_2 + v_1)(v_2 - v_1) = 2\,v_m \frac{v_2 - v_1}{v_m} \cdot v_m = 2\,v_m^2 \cdot \delta_s$ ersetzt, wobei $\frac{v_2 + v_1}{2}$ genügend genau der mittleren Betriebsgeschwindigkeit v_m entspricht,

$$\delta_s = \frac{v_2 - v_1}{v_m} = \frac{\omega_2 - \omega_1}{\omega_m} = \frac{n_2 - n_1}{n_m} \tag{714}$$

aber Ungleichförmigkeitsgrad heißt. Er gibt an, um welchen Betrag die äußersten Geschwindigkeiten v_1 und v_2 der Schwungmasse von der mittleren bei normaler Drehzahl der Maschine abweichen. Damit wird:

$$A_s = M \cdot v_m^2 \cdot \delta_s = J \cdot \omega_m^2 \cdot \delta_s\,. \tag{715}$$

In dem Falle, daß die Schwungmasse im wesentlichen in einem durch Arme mit der auf der Welle verkeilten Nabe verbundenen Kranze verwirklicht ist, wie es für die meisten Schwungräder der Kolbenmaschinen zutrifft (Speichenschwungräder), darf an Stelle des Trägheitshalbmessers R_s der Schwerpunktabstand des Kranzquerschnittes von der Drehachse gesetzt und auf ihn auch die Geschwindigkeit v_m bezogen, d. h. durch v_k ersetzt werden. Damit wird:

$$A_s = M \cdot v_k^2 \cdot \delta_s\,. \tag{716}$$

Bei Scheibenschwungrädern muß man dagegen auf das Trägheitsmoment J zurückgehen.

Der Ungleichförmigkeitsgrad, Zusammenstellung 165, hängt von dem Zweck, dem die Maschine dient, ab; beispielweise kann man sich an Pumpen, Gebläsen und Schneidwerken mit größeren Ungleichförmigkeitsgraden und leichteren Schwungrädern begnügen als beim Antrieb von Stromerzeugern.

Zusammenstellung 165. **Ungleichförmigkeitsgrad δ_s der Schwungräder von Kolbenmaschinen.**

Pumpmaschinen, Gebläse und Schneidwerke	1 : 15 . . . 1 : 30,
Werkstattbetriebsmaschinen	1 : 30 . . . 1 : 40,
Antriebmaschinen von Webereien und Papierfabriken	1 : 40,
Antriebmaschinen von Mühlen	1 : 50,
Spinnereimaschinen für niedrige Garnnummern	1 : 60,
Spinnereimaschinen für hohe Garnnummern	1 : 100,
Gleichstromerzeuger	1 : 100 . . . 1 : 200
Stromerzeuger für Lichtbetrieb ohne Akkumulatoren	1 : 150,
Drehstromerzeuger	1 : 300.

Von der nach Formel (716) nötigen Masse des Schwungrades $M = \frac{A_s}{v_k^2 \cdot \delta_s}$ brauchen im Kranz in Rücksicht auf die Mitwirkung der Arme nur etwa $^9/_{10}$ verwirklicht zu werden. Daraus ergibt sich das Kranzgewicht:

$$G_k = 0{,}9\, M \cdot g = 8{,}83\, \frac{A_s}{v_k^2 \cdot \delta_s} \tag{717}$$

und der Kranzquerschnitt F_k auf Grund der Guldinschen Regel bei einem Einheitsgewicht γ des gewöhnlich verwandten Gußeisens von 7,25 kg/dm³ aus $G_k = \frac{2\pi\, R_s \cdot F_k \cdot \gamma}{10}$:

$$F_k = \frac{10\, G_k}{2\pi \cdot 7{,}25 \cdot R_s} = 0{,}22\, \frac{G_k}{R_s} \text{ in cm}^2, \tag{718}$$

wenn R_s in Meter eingeführt wird.

Stahlguß verlangt mit 7,85 kg/dm³ Einheitsgewicht:

$$F_k = 0{,}203\, \frac{G_k}{R_s} \text{ cm}^2. \tag{719}$$

Das Gewicht des ganzen Rades G_s liegt zwischen 1,15 G_k bei gedrungener und 1,5 G_k bei leichter Ausbildung.

Vielfach pflegt das Arbeitsvermögen durch das Schwungmoment GD^2 gekennzeichnet zu werden. Dabei ist D der Trägheitsdurchmesser oder an Speichenschwungrädern genügend genau der mittlere Schwungringdurchmesser in Meter und G das auf D bezogene Gewicht in Kilogramm, das längs eines Kreises vom Durchmesser D verteilt, die gleiche Wirkung wie das ganze Rad hätte. Mit dem Arbeitsvermögen steht das Schwungmoment nach den Gleichungen (713) und (714) in der Beziehung:

$$A_s = \frac{G D^2 (n_2^2 - n_1^2)}{g \cdot 4 \cdot 182{,}4} = \frac{G D^2 (n_2^2 - n_1^2)}{7160} \tag{720}$$

und

$$A_s = \frac{G D^2 (n_2 + n_1)(n_2 - n_1)}{7160} = \frac{G D^2 \cdot n^2 \cdot \delta_s}{3580}. \tag{721}$$

Auf das Kranzgewicht bezogen wird mit $G = \frac{G_k}{0{,}9}$

$$A_s = \frac{G_k \cdot D^2 \cdot n^2 \cdot \delta_s}{3320}. \tag{722}$$

Zwischen dem Trägheitsmoment J und dem Schwungmoment GD^2 gilt:

$$G D^2 = 4\, g \cdot J = 39{,}2\, J, \tag{723}$$

weil $G D^2$ auch als $\int dG \cdot d^2$ und $J = \int dM \cdot r^2$ gedeutet werden können, wenn d und r die Durch- bzw. Halbmesser sind, die zu dM und dG gehören, so daß $GD^2 = \int dG \cdot d^2 = \int g \cdot dM \cdot 4\, r^2 = 4\, g \cdot J$ wird.

Bei dem beschriebenen Verfahren werden die Kurven der Massenkräfte unter der Voraussetzung ermittelt, daß die Winkelgeschwindigkeit des Rades ω stetsgleich sei. Das ist tatsächlich nicht zutreffend, da ω zunimmt, wenn die Überschußarbeit im Schwungrade aufgespeichert wird, dagegen sinkt, wenn das Rad diese Arbeit wieder hergibt. Diesen Fehler vermeidet Wittenbauer bei der Berechnung der Schwungräder mit Hilfe des Massenwuchtdiagrammes [XXVIII, 1], auf das näher einzugehen aber zu weit führen würde. Der beim gewöhnlichen Verfahren entstehende Fehler ist naturgemäß um so kleiner, je geringer der Ungleichförmigkeitsgrad δ_s ist und macht sich praktisch höchstens bei sehr niedrigen Drehzahlen geltend, bei denen manche Gebläse- und Pumpmaschinen noch laufen müssen, darf dagegen in den übrigen Fällen meist vernachlässigt werden.

Bei der Bemessung der Schwungräder sind noch folgende Punkte zu beachten: der Ungleichförmigkeitsgrad muß kleiner sein als die Empfindlichkeit des Reglers, um das

Zucken des letzteren während der einzelnen Arbeitsspiele zu vermeiden. Ferner dürfen die Eigenschwingungszahlen des Rades samt der Welle, wenn mehrere Maschinen im Parallelbetrieb auf Drehstromnetze arbeiten, nicht mit den Impulszahlen der Drehkraftlinien (n, $2\,n$, $3\,n$ . . .) übereinstimmen, weil sonst die Maschinen bei eintretender Resonanz außer Takt fallen können [XXVIII, 2]. Manchmal wird bei parallel laufenden Wechselstrommaschinen verlangt, daß die Winkelabweichung bestimmte Grenzen nicht überschreite, damit die durch die verschiedene Stellung der Ankerwicklungen gegenüber den Magnetpolen bedingten Störungen nicht zu groß werden [XXVIII, 3].

2. Berechnung von Schwungrädern ohne Aufzeichnung der Drehkraftlinie.

Ohne Aufzeichnung der Drehkraftlinie lassen sich Schwungräder von Kolbenmaschinen angenähert dadurch berechnen, daß der aufzuspeichernde Arbeitsüberschuß A_s bei Maschinen gleicher Art in einem bestimmten Verhältnis zur mittleren Arbeit während eines Spieles steht. Die letztere beträgt, wenn N die Leistung der Maschine in Pferdestärken, n die Drehzahl in der Minute ist: an doppelt wirkenden Dampfmaschinen, bei denen sich das Spiel nach jedem Hub wiederholt, $60 \cdot 75 \cdot N/2\,n$, an Zweitaktverbrennungs- und einfach wirkenden Dampfmaschinen, bei denen sich das Spiel nach jeder Umdrehung wiederholt, $60 \cdot 75 \cdot N/n$, an Viertaktmaschinen, an denen sich das Spiel nach je zwei Umdrehungen wiederholt, $2 \cdot 60 \cdot 75\,N/n$.

A_s kann also allgemein durch $c_0 \cdot N/n$ ausgedrückt werden, wobei c_0 in erster Linie von der Art der Maschine, außerdem aber noch von der Wirkung der hin und hergehenden Massen abhängt. Grundsätzlich läßt sich der zweite Einfluß an Abb. 1065 erkennen, wo der vom Schwungrad aufzunehmende Arbeitsüberschuß annähernd um die Beschleunigungsarbeit verkleinert wird, weil die Überdrucklinie ziemlich genau durch den Nullpunkt der Massenkraftlinie geht.

In Formel (717) eingeführt, folgt aus:

$$G_k = \frac{8{,}83 \cdot c_0 \cdot N}{v_k^2 \cdot \delta_s \cdot n} \text{ mit } 8{,}83\,c_0 = c$$

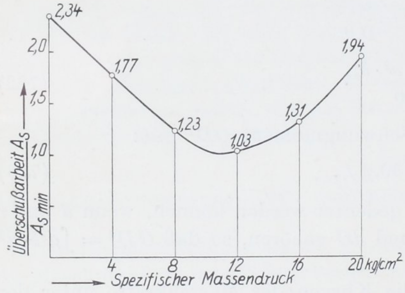


Abb. 2185. Schwungradarbeit in Abhängigkeit vom Massendruck bei einem bestimmten Ungleichförmigkeitsgrad nach Langer.

das Kranzgewicht:

$$G_k = \frac{c \cdot N}{n \cdot v_k^2 \cdot \delta_s} \tag{724}$$

und das Schwungmoment:

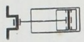
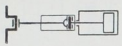
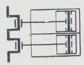
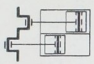
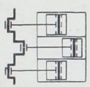
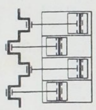
$$G D^2 = \frac{365 \cdot c \cdot N}{n^3 \cdot \delta_s}\,. \tag{725}$$

Die Angaben über c in Zusammenstellung 166 sind, soweit sie sich auf Dampfmaschinen beziehen, dem Buch von Tolle, Regelung von Kraftmaschinen, soweit sie Verbrennungsmaschinen betreffen, unter Umrechnung auf Formel (724) einem Aufsatze von Güldner [XXVIII, 4] entnommen. $\frac{P_b}{P}$ ist das Verhältnis des größten Beschleunigungsdruckes zum größten Kolbenüberdruck. An kleineren und mittleren Verbrennungsmaschinen können die Massenkräfte wegen der hohen Zünddrucke praktisch vernachlässigt werden, wie Abb. 2184 zeigt, wo die ausgezogene Drehkraftlinie, welche die Massenwirkung berücksichtigt, fast denselben Arbeitsüberschuß liefert wie die gestrichelte, bei welcher die Massenkräfte vernachlässigt sind. An Großgasmaschinen haben dagegen die Massen nach Untersuchungen von Langer [XXVIII, 5] erheblichen Einfluß auf die Gleichförmigkeit des Ganges und führen nach Abb. 2185 zu einem ausgeprägten Kleinstwert der Überschußarbeit, wenn der Massendruck 11 kg bezogen auf 1 cm² der Kolbenfläche beträgt.

Zusammenstellung 166.

Festwert c zur Berechnung von Schwungrädern ohne Aufzeichnung der Drehkraftlinie.

Verbrennungsmaschinen.

	Zylinderzahl	Kurbelversetzung	Arbeitsweise	Leuchtgasmaschinen	Kraftgasmaschinen	Petroleummotoren	Benzinmotoren	Gleichdruckölmaschinen
	1	—	Viertakt	90000 ... 99000	99000 ... 108000	94500 ... 103500	76500 ... 85500	110700 ... 114200
			Zweitakt	36000 ... 39600	39600 ... 43200	37800 ... 41400	30600 ... 34200	44300 ... 45700
	1 doppeltwirkend	—	Viertakt	55400 ... 60900	60900 ... 66500	58100 ... 63700	47100 ... 52600	68100 ... 70300
			Zweitakt	9550 ... 10500	10500 ... 11400	10000 ... 11000	8100 ... 9100	11700 ... 12100
	2	0^0	Viertakt	35900 ... 39500	39500 ... 43100	37700 ... 41300	30500 ... 34100	44200 ... 45600
		360^0	Zweitakt					
	2	180^0	Viertakt	58100 ... 63900	63900 ... 69700	61000 ... 66800	49400 ... 55200	71400 ... 73800
			Zweitakt	7560 ... 8330	8330 ... 9080	7950 ... 8700	6430 ... 7180	9310 ... 9620
	3	120^0	Viertakt	20300 ... 22400	22400 ... 24400	21300 ... 23400	17300 ... 19300	25000 ... 25800
			Zweitakt	3560 ... 3910	3910 ... 4270	3730 ... 4090	3020 ... 3380	4380 ... 4520
	4	180^0	Viertakt	4320 ... 4750	4750 ... 5180	4540 ... 4970	3670 ... 4100	5310 ... 5490

Kleinere Verbrennungsmaschinen mit Aussetzerreglung müssen rund das doppelte Kranzgewicht bekommen.

Zusammenstellung 166 (Fortsetzung).

	Einzylinderdampfmaschinen										
	ohne Kondensation				mit Kondensation						
$\frac{P_b}{P}$ ↓ / Füllung →	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$	$\frac{1}{10}$	$\frac{1}{8}$	$\frac{1}{6}$	$\frac{1}{5}$	$\frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$
0,05	9600	9000	8500	7800	10000	9700	8900	8500	8000	7500	—
0,1	8700	8300	8100	7500	9100	8800	8300	8100	7800	7400	—
0,2	7200	7200	7100	7000	7500	7400	7100	7200	7400	7000	6800
0,3	6100	6300	6500	6900	6400	6500	6400	6400	7000	6900	—
0,4	5500	6000	6300	—	5700	6000	6100	6100	6600	6900	—
0,5	5300	6000	6300	—	5300	5700	—	—	6200	6800	—
0,6	—	6200	—	—	5200	4800	—	—	—	6800	—
	Zwillingsdampfmaschinen										
							2900		2400	2000	1500
	Dreizylinderdampfmaschinen										
					1400						

C. Bestimmung des Trägheitsmomentes von Schwungscheiben und -rädern.

Auf Schwungscheiben ohne Arme, Abb. 2186, wie sie bei hohen Winkelgeschwindigkeiten z. B. an Ilgner-Umformern zweckmäßig und notwendig werden, muß man stets Formel (712) anwenden. Sofern nicht bekannte Ausführungen Anhaltpunkte geben, entwirft man die Scheibe zunächst gefühlsmäßig, rechnet das Trägheitsmoment und die Festigkeitsverhältnisse nach und trifft, wenn nötig, Abänderungen. J läßt sich dabei nach der Begriffsbestimmung des Trägheitsmomentes $J = \int dM \cdot r^2$ leicht wie folgt finden. Die Masse des Elementarringes in Abb. 2186 vom Querschnitt $dr \cdot b$ im Abstand r von der Drehachse ist $dM = \frac{b \cdot dr \cdot 2\pi \cdot r \cdot \gamma}{g}$ und somit:

$$J = \int \frac{2\pi \cdot \gamma \cdot b \cdot r^3 \cdot dr}{g} = \frac{2\pi \cdot \gamma}{g} \int b \cdot r^3 \cdot dr = C \int_{r_0}^{r_a} b \cdot r^3 \cdot dr \,. \tag{726}$$

Trägt man nun senkrecht zu verschiedenen Halbmessern r die zugehörigen Produkte $b \cdot r^3$ auf, so stellt der Inhalt F der Fläche das Integral dar, das, mit C multipliziert, J liefert. Will man J in mkgsek² finden, so sind b und r in Meter einzusetzen und F in m⁵ zu ermitteln, während C für Gußeisen $\frac{2\pi \cdot 7250}{9{,}81} = 4640$, für Stahlguß $\frac{2\pi \cdot 7850}{9{,}81} = 5030 \frac{\text{kgsek}^2}{\text{m}^4}$ ist.

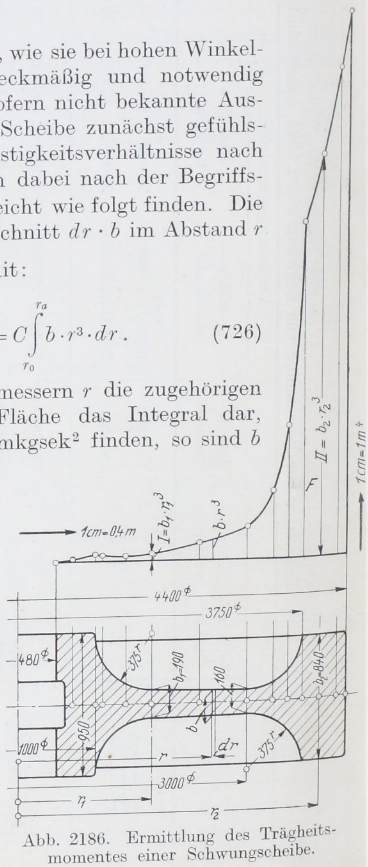


Abb. 2186. Ermittlung des Trägheitsmomentes einer Schwungscheibe.

Zahlenbeispiel 1. An dem im Maßstabe 1 : 40 gezeichneten halben Schnitt einer Schwungscheibe aus Stahlguß, Abb. 2186, ergibt sich z. B.

im Abstande $r_1 = 0{,}875$ m: $b_1 = 0{,}190$ m; $b_1 \cdot r_1^3 = 0{,}190 \cdot 0{,}875^3 = 0{,}127$ m⁴ (Ordinate I),

im Abstande $r_2 = 2{,}0$ m: $b_2 = 0{,}84$ m; $b_2 \cdot r_2^3 = 0{,}84 \cdot 2^3 = 6{,}72$ m⁴ (Ordinate II).

Flächeninhalt $F = 8{,}027$ cm²;
1 cm² = 0,4 · 1 = 0,4 m⁵.

$$J = C \cdot F = 5030 \cdot 8{,}027 \cdot 0{,}4 = 16150 \text{ mkgsek}^2.$$