

Brennstoffe	Paraffinöl	Paraffinöl	Russisches Petroleum	Russisches Petroleum
Belastung	normal	$\frac{3}{4}$	normal	$\frac{3}{4}$
Tourenzah (Kurbelwelle) n pro Minute	159,3	159,9	158,8	159,8
Bremsperde N_e	69,84	53,04	69,63	53,01
Mittlere indiz. Spannung im Zylinder	7,17	5,84	6,78	5,56
Mittlere indiz. Arbeit des Motors N_i (Motor)	96,10	78,50	90,40	74,60
Mittlere indiz. Spannung der Luftpumpe	22,2	22,3	19,5	20,8
Mittlere indiz. Arbeit der Luftpumpe N_i (Luftpumpe)	2,70	2,71	2,36	2,52
Gesamte indizierte Arbeit $N_i = N_i$ (Motor) + N_i (Luftpumpe) . . .	93,40	75,80	88,00	72,10
Mechan. Wirkungsgrad = $\frac{N_e}{N_i} \cdot 100$	74,8	70,0	79,1	73,6
Ölverbrauch pro PSi-Stde. in g	154	150	152	147
Ölverbrauch pro PSe-Stde. in g	206	215	192	201
Kühlwasserverbrauch bei 11° C pro PSi-Stde. in Liter	7,30	10,20	6,60	5,83
Kühlwasserabflußtemperatur °C	68,0—79,0	77,0—79,0	72,5—81,0	70,0—76,5
Abgastemperatur im Auspuffrohr hinter dem Auspuffventil	330—381	321—330	336—349	335—336

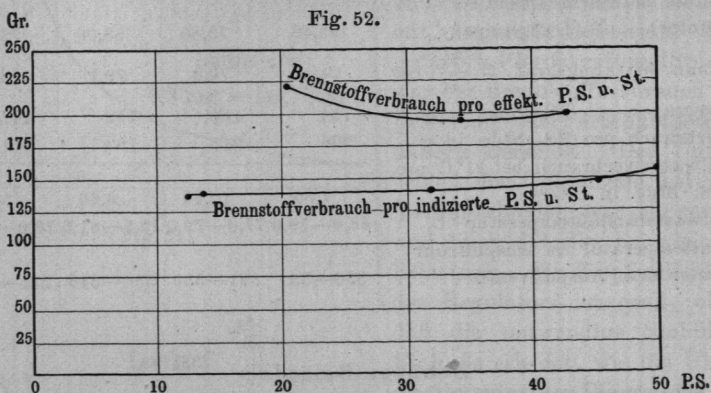
Zehntes Beispiel.

Versuche an einem einzylindrigen Dieselmotor — von 35 PS_e normaler Nutzleistung — von der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg.

Versuchsdaten, Beschreibung der Versuche und Versuchsergebnisse. Die Versuchsdaten sind: Nennleistung 35 PS, Tourenzahl pro Minute $n = 190$, Zylinderdurchmesser beim Motorzylinder bzw. bei der Luftpumpe 300 mm bzw. 52 mm, Kolbenhub für den Motor bzw. die Luftpumpe 460 mm bzw. 92 mm.

Der Motor betrieb mittels Riemen vom Schwungrade aus eine Dynamo; er besitzt eine einzylindrige Luftpumpe mit Plungerkolben, welchem die Luft, vorkomprimiert vom Motorzylinder, entgegenströmt. Neben dem Ein- und Auslaßventil, dem Anlaß- und Brennstoffventil, ist im Zylinderdeckel noch ein Überströmventil vorhanden, welches bewirkt, daß in der zweiten Hälfte des Kompressionshubes des Motorzylinders aus diesem vorkomprimierte Luft durch eine Leitung zur Luftpumpe übergeht. In der Luftpumpe wird die Luft auf etwa 60 Atm. weiter komprimiert und dem Anlaßgefäß zugeleitet. Durch diese Vorkomprimierung

mierungsmethode wurde das Kompressionsverhältnis sehr verringert, und zwar auf 1:10. Bei direkter Ansaugung der Luftpumpe war dasselbe 1:60; dieses Kompressionsverhältnis war nur bei sehr guten Ventilen und kleinem schädlichen Raume zu bewirken, anderenfalls setzte die Pumpe aus. Neuerdings wendet man „zweistufige Kompression mit Ansaugung aus der Atmosphäre“ an, da die aus dem Motorzylinder entnommene Luft vielfach verunreinigt und die Ursache zur Verstopfung des Brennstoffventils ist. Die Versuche wurden bei Leerlauf halber, normaler und maximaler Belastung durchgeführt. Der Brennölverbrauch wurde durch einen Behälter von bekanntem Inhalte, welcher an die Zuleitung zu den Ölpumpen angeschlossen war, festgestellt. Der dem Behälter zugeführte Brennstoff wurde durch Wägung ermittelt, hierbei durften die Resultate der Kontrollmessungen bzw. Berechnungen während des Versuches maximal nur 2 Proz. voneinander abweichen. Außer der



Aufnahme der Indikatordiagramme am Motor und Luftpumpen wurden Messungen über Tourenzahl des Motors, Leistungen an der durch Riementrieb verbundenen Dynamomaschine mittels Präzisionsinstrumenten, Kompressionsenddrucke der Luftpumpen, Kühlwasserverbrauch-, und -temperatur, Abgastemperatur, Kohlensäure- und Sauerstoffgehalt der Abgase in einem Orsatapparat angestellt.

Die effektive Leistung des Motors wurde unter Zugrundelegung der Wirkungsgrade der Dynamomaschine — für halbe Belastung, Normalbelastung bzw. maximale Belastung zu 0,871, 0,900 bzw. 0,905 — ermittelt. Der Riemenverlust ist mit 0,7 PS angesetzt. Wie aus den Versuchstabellen hervorgeht, ist der Motorwirkungsgrad für die Normalbelastung 78,7 Proz. und steigt auf 83,2 Proz. für die maximale Belastung. Das Paraffinöl hatte einen Heizwert von 9815 WE und ein spez. Gew. von 0,8924. Die Brennstoffverbrauchszahlen für die effektive und indizierte Pferdestärke und Stunde sind in Fig. 52 für die verschiedenen Belastungen eingetragen. Der Brennstoffverbrauch nahm also mit der Belastung für die indizierte Pferdestärke pro Stunde nur

	Leerlauf von Motor und Dynamo	Eine halbe Belastung	Eine ganze Belastung	Maximale Belastung
Motor-Kompressionsüberdruck in Atmosphären im Zylinder	35	35,5	36	36
" Überdruck im Einblasegefäß	41,9	45,0	54,7	54,8
" Überdruck in der Überströmleitung	12,7	11,0	8,3	5,5
" Tourenzahl pro Minute	196,5	193,3	191,4	189,9
Indizierte PS	13,1	31,8	44,3	50,3
Luftpumpen-Kompressionsendüberdruck in Atmosphären im Zylinder	44	47	59	59
" -Einströmüberdruck im Zylinder	3,1	4,4	5,0	4,3
Indizierte PS	0,49	0,68	1,07	1,13
Elektrische Energie in KW	—	12,60	22,05	26,80
Elektrische Energie in PS	—	17,15	29,95	36,4
Effektive Leistung des Motors = $\frac{\text{Elektrische Energie}}{t_{\text{Dynamo}}}$ (Wirkungsgrad der Dynamo) + gesamt Verlust durch Riemenantrieb in PS	—	20,4	34,0	40,9
Mechanischer Nutzeffekt = $\frac{\text{Effektive Leistung}}{\text{indiz. PS d. Motors} - \text{indiz. PS d. Luftpumpe}}$ in Proz.	—	65,7	78,7	83,2
Brennstoffverbrauch pro PS _e u. Stde. in g	—	222,7	197,6	199,4
Brennstoffverbrauch pro PS _i u. Stde. in g	—	142,9	151,7	162,1
Brennstoffverbrauch umgerechnet auf Brennstoff von 10 000 WE pro PS _e -Stde. bzw. PS _i -Stde.	—	218,6 bzw. 140,3	193,9 bzw. 148,9	195,7 bzw. 159,1
Kühlwasserverbrauch pro PS _e u. Stde. in kg	—	8,7	8,6	6,7
Kühlwasserverbrauch pro PS _i u. Stde. in kg	—	5,6	6,6	5,4
Kühlwassertemperatur, Abfluß bzw. Zufluß in C°	—	58,0 bzw. 7,9	55,0 bzw. 7,8	62,2 bzw. 8,0
Heizwert von 1 kg Brennstoff in WE	—	—	9815	—

wenig zu. Frühere Versuche ergaben für einen 200 PS.-Motor nur einen Ölverbrauch von 185 g pro effektive Pferdestärke und Stunde, bezogen auf Brennstoff von 10 000 WE, während bei 35PS-Motornormalleistung der Verbrauch nur auf 193,9 g stieg. Der Brennstoffkühlwasserverbrauch pro effektives Pferd und Stunde war sehr gering im Verhältnis zu anderen Verbrennungsmotoren; letzterer betrug nicht einmal 9 kg pro effektive Pferdestärke und Stunde bei halber Belastung. Die indizierte Luftpumpenarbeit ergab sich zu $\frac{1,07 \cdot 100}{44,3}$ = 2,4 Proz. der gesamten Indikatorleistung bei Überströmung und Normalleistung; bei zweistufiger Luftkompression belief sich dieselbe auf mehr als das Doppelte bei einer Motorleistung von 200 PS. Von der verfügbaren Wärme von 9815 WE von 1 kg Brennstoff sind bei den Versuchen mit halber, ganzer und maximaler Belastung 45,0, 42,4 und 39,7 Proz. in indizierten Pferdestärken und bei Normalleistung 32,5 Proz. in effektiven Pferdestärken gewonnen; der Verlust in Reibungs- und Luftpumpenenergie, im Kühlwasser und in den Abgasen usw. war hierbei rund 10,21 bzw. 36,50 Proz. Der Tourenunterschied von max. 1,2 Proz. erfolgte bei Be- und Entlastungen von 25 Proz.; während bei vollständiger augenblicklicher Entlastung nur eine Tourenhöhung über die normale Tourenzahl von 3,3 Proz. eintrat. Bei Auswertung der Versuchsergebnisse, wie in der vorstehenden Versuchstabelle angegeben, sind die Formeln Nr. 5 bis 10, S. 154 u. 155, sowie die früher schon gegebenen verwendet worden:

F. Betriebskraft und Gleichförmigkeit des Ganges der Antriebsmaschinen.

Die Wahl der Betriebskraft läßt sich nur von Fall zu Fall treffen. Es werden bestimmte Anforderungen an die verschiedenen Betriebsmaschinen gestellt. — Bei Wahl der Wasserkraft zum Betriebe kommen Wasserräder selten, vielmehr speziell nur Turbinen in Frage, da die geringe Umlaufzahl der Wasserräder für den elektrischen Lichtbetrieb sich wenig eignet. Bei den Turbinen müssen die Schwungmassen groß gewählt werden, um die äußeren Schwankungen in der Energieaufnahme auszugleichen. Auf die Regulierung der Geschwindigkeit ist hier besonderes Gewicht zu legen. Bei großen Schwungmassen und normaler Regulierung wird der Gang der Turbine ein sehr regelmäßiger und sind Schwankungen, welche bei Dampfbetrieb durch den Kurbelantrieb bedingt sind, hier ausgeschlossen. Bei Antrieb durch Turbinen ist daher das Parallelschalten von Mehrphasenmaschinen leicht zu erreichen. Der Antrieb erfolgt durch Zahnradübersetzung oder auch in neuerer Zeit