

apparat benutzt, indem die verdichtete Ladung zu Ende des Kompressionshubes sich an den glühenden Wandungen des Vergasers entzündet; in diesem Falle steht der Vergaser in offener Verbindung mit dem Cylinder. Bei getrennten Glührohrzündungen wird zumeist ein und dieselbe Lampe zum heizen beider Apparate benützt.

Wird der Vergaser zugleich als Zündrohr benützt, dann wird er, wie bereits früher erwähnt, entweder fortwährend von außen geheizt, oder wenn die Maschine einmal im vollen Gange steht, durch die Kompressions- und Explosionswärme allein glühend erhalten.

Im übrigen unterscheiden sich die gewöhnlichen mit Benzin, Petroleum oder Spiritus arbeitenden Explosionsmotoren in baulicher Beziehung in keiner Weise von der Gasmaschine. Bisher wurden diese Motoren nur für kleinere Leistungen bis höchstens 40 PS gebaut.

233. Der Bánki-Motor. Nachdem die Wärmeausnützung einer Verbrennungskraftmaschine, wie an früherer Stelle nachgewiesen, um so größer ist, je höher die Verdichtung vor der Zündung getrieben wird, so ist man in neuerer Zeit allgemein bestrebt, die Kompressionsendspannung so weit als möglich hinaufzutreiben. Bei den mit Gemischladungen arbeitenden Maschinen treten jedoch bei hoher Kompression leicht unbeabsichtigte Vorzündungen ein; bei Benzin- und Petroleumladungen explodiert andererseits bei hochgehender Verdichtung, auch ohne Vorzündung, die Ladung ihrer ganzen Masse nach wie ein Sprengmittel mit solcher Heftigkeit, daß gefährliche Stöße und Erschütterungen der ganzen Maschine auftreten, welche, falls sie sich oft wiederholen, für die Maschine sehr nachteilig wirken können.

Um trotzdem bei Ölmaschinen hohe Kompressionsspannungen ohne Gefahr der Vorzündung erreichen zu können, wurden in neuerer Zeit zwei verschiedene Wege eingeschlagen. Diesel wählte den natürlicheren Weg, indem er in dem Arbeitscylinder seiner Maschine die Verbrennungsluft allein so weit verdichtet, daß die Kompressionsendtemperatur höher ist als die Entzündungstemperatur des Brennstoffes und dann erst den flüssigen Brennstoff in die hoch verdichtete Luft einspritzt und in derselben verbrennt. Bei dieser Anordnung ist selbstverständlich nicht nur jede Vorzündung, sondern jede Explosion überhaupt ausgeschlossen, da nur reine Luft verdichtet wird und die Verbrennung unter Volumszunahme erfolgt.

Zur Einspritzung des Brennstoffes ist jedoch Preßluft erforderlich. Man benötigt eine Kompressionspumpe zur Erzeugung derselben, einen Windkessel zum Zwecke des Druckausgleiches und eine Einspritzvorrichtung, die in Berücksichtigung der für jeden Arbeitshub sehr kleinen

Flüssigkeitsmenge, die obendrein regulierbar sein muß, eine sehr sorgfältige Ausführung erfordert.

Bánki wählte hingegen den seit Hugon schon öfters betretenen, aber stets wieder verlassenem Weg, zur Erhöhung des Wirkungsgrades der Maschine außer dem Zündgemisch auch Wasser in den Cylinder einzuführen. Bánki sucht daher bei möglichst einfacher Anordnung der Maschine zu bleiben, indem er den gewöhnlichen Viertaktmotor in seiner einfachsten Form beläßt und nur in die Ansaugleitung nebst der selbsttätigen Einspritzvorrichtung für den flüssigen Brennstoff eine zweite gleiche für Wasser einschaltet; die sich während des Saughubes bildende frische Ladung besteht daher aus Luft, flüssigem fein verteiltem Brennstoff und zerstäubtem Wasser. Das Wasser hat den Zweck, die Ladung so stark abzukühlen, daß selbst bei hohen Kompressionsgraden Vorzündungen und heftige Explosionsstöße nicht eintreten können; die Steigerung der Kompression hat selbstverständlich als Endzweck eine entsprechende Erhöhung des kalorischen Wirkungsgrades der Maschine zur Folge.

Wie Professor Donát Bánki in seiner Abhandlung „Zur Theorie der Gasmotoren“ (*Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1898, S. 893) mitteilt, wurden in der Maschinenfabrik von Ganz & Co. in Budapest unter seiner Leitung Versuche an Ölmaschinen mit sehr kleinen Verdichtungsräumen angestellt, bei welchen während des Ansaugens der Ladung auch Wasser eingespritzt wurde. Die günstigen Ergebnisse dieser Versuche führten zum Baue eines größeren 20 PS-Motors mit Wassereinspritzung, mit dessen Prüfung Ende September 1899 der Verfasser sowie Professor E. Meyer, Göttingen (derzeit Charlottenburg) betraut wurden. Der Verfasser wurde leider verhindert, an der Prüfung teilnehmen zu können, infolge dessen dieselbe von Professor Meyer allein durchgeführt und die Ergebnisse derselben sodann, nebst Zeichnung und Beschreibung der Maschine, in der *Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure*, 1900, S. 1056 veröffentlicht wurden.

Die bei dieser Prüfung, sowie bei anderen Versuchen erzielten Ergebnisse hinsichtlich des Brennstoffverbrauches sind so günstig, daß sie das allgemeinste Interesse verdienen.

Der Bánkimotor ist ein stehender Viertaktmotor und wird in seiner gegenwärtigen Bauart, die mit jener des Dieselmotors (siehe die folgenden Figuren 289 bis 292) sehr viel Ähnlichkeit hat, nur als Benzinmotor gebaut, während die Versuche mit Anwendung von Petroleum noch nicht abgeschlossen sind.

Der nach unten offene Arbeitscylinder sitzt auf einem Ständer; die beiden Lager zur Aufnahme der gekröpften Kurbelwelle sind mit dem Ständer aus einem Stück gegossen. Die Lager sind als Ringschmierlager

ausgeführt. Die Kurbelwelle trägt zu beiden Seiten je ein Schwungrad und ist mit dem Kolben durch die Schubstange direkt gekuppelt; der Kolben dient somit, wie bei den Dieselmotoren neuerer Bauart, zugleich als Geradführung.

Zur Steuerung dienen zwei, in einem seitlichen Ausbau des Zylinderkopfes übereinander liegend angeordnete Ventile (siehe Fig. 287 und 288, S. 766 u. 767) von welchen das untere, nach oben öffnende, das Ausströmventil, das obere, nach unten öffnende, das Einströmventil bildet. Bei dem in Rede stehenden 20 PS-Versuchsmotor war nur das Ausströmventil gesteuert, während sich das Einströmventil infolge der Ansaugedepression selbsttätig öffnete. Bei dem in Paris 1900 ausgestellten 50 PS-Motor waren jedoch beide Ventile gesteuert. Die Steuerung erfolgt mittels Excenter durch eine mit der halben Tourenzahl der Maschine laufende kurze Steuerwelle; die Bewegung wird durch Excenterstangen und Hebel auf die Ventile übertragen. Die Regelung geschieht durch Aussetzer, indem der Regulator bei zunehmender Geschwindigkeit das Ausströmventil offen erhält und die Maschine somit die heißen Gase aus der Ausströmleitung in den Zylinder zurücksaugt, wodurch der Zylinder nicht so sehr abgekühlt wird, als wenn kalte Luft eingesaugt würde. Nachdem aber während der Aussetzung das Einströmventil geschlossen bleiben muß, so ist eine derartige Einrichtung getroffen, daß dasselbe, so lange das Ausströmventil geöffnet bleibt, verhindert wird, sich zu öffnen*). Die Verstellung der äußeren Steuerung besorgt ein Achsenregler, welcher neben den Excentern auf der Steuerwelle sitzt.

Die Zündung erfolgt durch ein Glührohr, welches durch eine Benzinflamme glühend erhalten wird.

Der Brennstoff wird durch ein einfaches Regelventil, welches durch eine von Hand aus stellbare Regelschraube genau eingestellt werden kann, eingespritzt und von der darüber hinwegströmenden Luft zerstäubt und in den Zylinder mitgerissen. Der Brennstoff tritt unter Druck ein; zur Regelung desselben, sowie der eingespritzten Brennstoffmenge dient außerdem noch ein Schwimmer mit Kugelventil.

Die Neueinrichtung des Bánki-Motors besteht nun darin, daß neben der Einspritzvorrichtung für den Brennstoff eine zweite ganz gleiche Einspritzvorrichtung in der Ansaugleitung unmittelbar vor dem Einströmventil eingeschaltet ist, die gleichfalls mit Regelschraube und Schwimmer versehen ist. Durch dieselbe strömt während des Ansaugehubes aus einem höher gelegenen Behälter Wasser in die Ansaugleitung, welches ebenso

*) Diese Einzelheiten der Steuerung sowie Zeichnungen des Motors selbst siehe: *Zeitschr. des Vereins deutscher Ing.* 1900, S. 1058—1059, sowie 1901, S. 109 und 110.

wie der Brennstoff durch die Ansaugluft zerstäubt und in den Cylinder mitgerissen wird.

Die Einrichtung ist so getroffen, daß der Kolben in seiner oberen Totlage den Cylinderdeckel nahezu berührt, der Kompressionsraum daher nur durch den zu den seitlich sitzenden Ventilen führenden Kanal gebildet wird, daher sehr hohe Kompressionsgrade erzielt werden können. Diese Einrichtung ermöglicht auch eine leichte Zugänglichkeit der beiden Ventile.

Zum Anlassen der Maschine wird entweder Preßluft benützt, welche durch einen der Maschine angehängten Kompressor erzeugt wird oder man

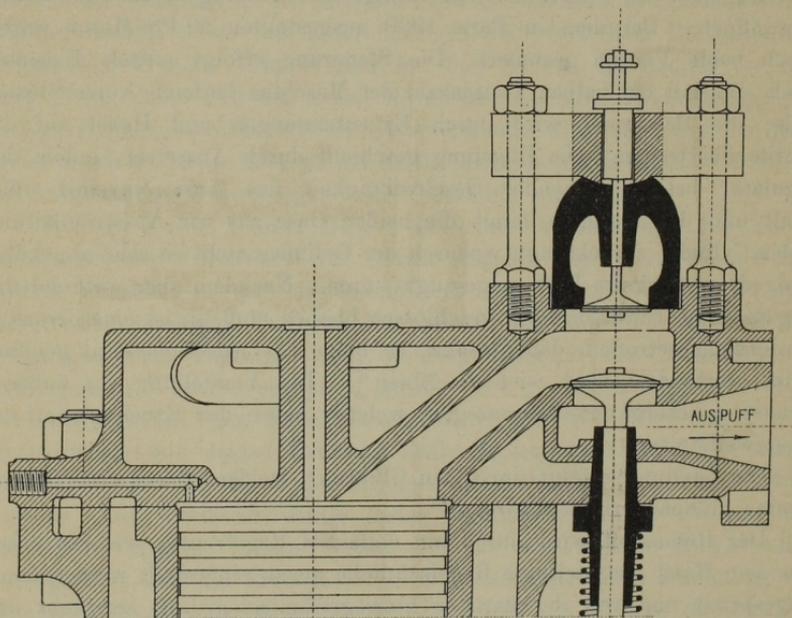


Fig. 287.

speist ein Anlaßgefäß durch die Maschine selbst mit hochgespannten Gasen. Zu diesem Zwecke öffnet sich während der Explosion ein zwischen dem Maschinencylinder und dem Anlaßbehälter in einer Druckleitung eingeschaltetes federbelastetes Rückschlagventil und läßt einen Teil der Explosionsgase in den Behälter eintreten, sodaß sich derselbe allmählich mit Gasen vom Drucke gleich dem Explosionsdrucke füllt. Sobald der Behälter gefüllt ist, wird das Rückschlagventil von Hand aus durch eine Schraube gegen seinen Sitz gepreßt und dadurch die Verbindung zwischen Cylinder und Anlaßgefäß aufgehoben. Die Füllung dauert durchschnittlich 8 bis 12 Minuten; während dieser Zeit erhebt sich der Druck auf ca.

30 Atmosphären. Die Zeitdauer der Füllung hängt natürlich von der Größe der Belastung der Maschine beziehungsweise der Zahl der Aussetzer pro Zeiteinheit ab.

Beim Anlassen, wobei der Cylinder wieder in Verbindung mit dem Anlaßgefäß gebracht wird, sinkt die Spannung um 2 bis 3 Atmosphären; ist wiederholtes Anlassen nötig, d. h. springt die Maschine nicht beim ersten Anlaßniederhub an, dann sinkt die Spannung bedeutend und kann es auch vorkommen, daß der Anlaßdruck nicht genügt, den schweren Schwungrädern die erforderliche Geschwindigkeit zu erteilen. Das Anlaß-

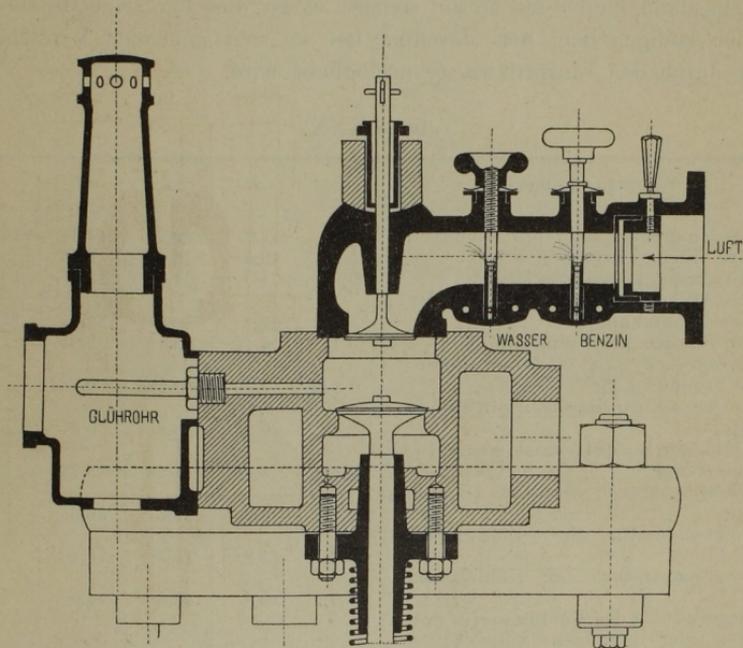


Fig. 288.

gefäß soll daher nicht zu klein gewählt und außerdem dafür gesorgt werden, daß man gegebenenfalls durch eine Handpumpe Luft in das Anlaßgefäß einpumpen und die fehlende Spannung ersetzen kann.

Der in Rede stehende 20 PS-Motor hatte folgende Abmessungen:

Cylinderdurchmesser	250,3 mm
Kolbenhub	400 „
Hubvolumen	19,71 Liter
Inhalt des Verdichtungsraumes	2,23 „
Kompressionsgrad = $\frac{19,71 + 2,23}{2,23}$	9,84 „

Bei den gewöhnlichen Benzin- und Petroleummotoren ist der Kompressionsgrad höchstens gleich 4 (wegen Gefahr der Vorzündung); durch die Wassereinführung wird daher ein Verdichtungsgrad erreicht, welcher viel höher ist, als bei allen bekannten mit Ladungsgemisch arbeitenden Verbrennungskraftmaschinen. Die damit erreichte Kompressionsspannung betrug nach den Indikatordiagrammen durchschnittlich 16,4 kg/qcm absolut. Trotzdem ist der Gang der Maschine bei genügender Wasserzufuhr ruhig und nicht hart. Vermindert man jedoch die Wasserzufuhr unter ein gewisses Maß, dann treten sofort Stöße auf, und stellt man die Wasserzufuhr ganz ab, dann bleibt der Motor stehen; es ist dies der sicherste Beweis, daß der ruhige Gang der Maschine bei so weit gehender Verdichtung immer durch das Einspritzwasser ermöglicht wird.

Tabelle XXX.

Versuchsnummer	1	2	3	4	5
Mittlere Umdrehungszahl pro Minute	210,9	211,2	212,4	214,4	216,2
Effektive (Brems-)Arbeit in PS	25,2	19,5	13,2	6,76	—
Mittlere Ansaugerzahl pro Minute	89,8	71,5	54,1	35,4	19,4
Mittlere Ansaugerzahl in Prozenten der halben Umdrehungszahl	85,2	67,7	50,9	33,0	17,9
Benzinverbrauch pro Stunde in kg	6,11	5,14	3,75	2,57	1,48
Benzinverbrauch pro effektive Pferdekraft-Stunde in kg	0,242	0,264	0,284	0,381	—
Verbrauch an Einspritzwasser pro Stunde in kg	32,6	20,25	15,8	8,27	5,11
Verhältnis der Einspritzwassermenge zur Benzinmenge	5,34	3,93	4,20	3,21	3,45
Kühlwasserverbrauch pro PS _e -Stunde in kg	18,4	25,2	32,6	38,6	—
Einströmtemperatur des Kühlwassers in C°	15,6	15,8	15,3	15,4	—
Ausströmtemperatur des Kühlwassers in C°	46,0	43,8	43,8	44,6	—
Wärmeverlust an das Kühlwasser in Prozenten der gesamten entwickelten Wärme	22,4	26,0	31,8	28,8	—

Der 50 PS-Motor der Pariser Ausstellung (1900) wurde angeblich in den Werkstätten der Maschinenfabrik Ganz & Co. in Budapest mit 22 kg/qcm Verdichtungsspannung probiert; die Maschine lief hierbei, wenn die genügende Menge Einspritzwasser zugeführt werden konnte (etwa das 10- bis 12-fache der eingespritzten Benzinmenge) stoßfrei. Nachdem jedoch der Zerstäuber die erforderliche Wassermenge nicht genügend zerstäuben konnte, wurde durch Abdrehen des Kolbenkörpers die Verdichtungsspannung auf 18 kg/qcm reduziert. Trotz dieser hohen Spannung lief der Motor ruhig und stoßfrei.

Die von Prof. Meyer an dem 20 PS-Bánkimotoren ausgeführten Ver-

suche bezweckten die Bestimmung der effektiven Arbeit der Maschine, die Messung des Verbrauches an Benzin und Einspritzwasser, sowie der in der Maschine auftretenden Pressungen, die Ermittlung der Kühlwassertemperaturen, sowie der Umlaufszahl und Ansaugerzahl der Maschine. Die Versuchsergebnisse sind in vorstehender Tabelle XXX zusammengestellt.

Das spezifische Gewicht des verwendeten Benzins wurde bei 22° C mit 0,700 kg/l ermittelt. Der obere Heizwert, im Junkerschen Kalorimeter gemessen, wurde mit 10955 W.E./kg ermittelt; dabei entstanden auf 1 kg Benzin 1,11 kg Verbrennungswasser, somit ist der untere Heizwert 10290 W.E. Der Benzinverbrauch der Tabelle bezieht sich auf den Verbrauch im Arbeitscylinder; die Glührohrheizflamme verbrauchte außerdem 0,19 kg pro Stunde.

Tabelle XXXI.

Versuchsnummer	1	2	3	4	5
Mittlere Umdrehungszahl pro Minute . . .	209,13	209,67	209,83	210,50	210,7
Effektive (Brems-)Arbeit in PS.	26,38	20,70	15,05	8,21	—
Mittlere Ansaugerzahl pro Minute. . . .	91,44	74,68	60,12	42,65	23,0
Mittlere Ansaugerzahl in Prozenten der halben Umdrehungszahl	87,44	71,23	57,30	40,52	21,8
Benzinverbrauch pro Stunde in kg . . .	5,85	4,86	3,934	2,677	1,543
Benzinverbrauch pro effektive Pferdekraft-Stunde kg	0,221	0,235	0,261	0,326	—
Verbrauch an Einspritzwasser pro Stunde in kg	28,35	16,02	11,09	6,24	4,64
Verbrauch an Einspritzwasser pro effektive Pferdekraft-Stunde kg	1,075	0,774	0,737	0,760	—
Verhältnis der Einspritzwassermenge zur Benzinmenge	4,84	3,30	2,82	2,33	3,00
Kühlwasserverbrauch pro PS _e -Stunde in kg	13,55	20,71	17,14	23,59	—
Einströmtemperatur des Kühlwassers in C°	14,4	14,0	14,65	14,68	13,9
Ausströmtemperatur des Kühlwassers in C°	49,6	44,2	50,4	52,8	52,0
Mittlere Temperatur der Auspuffgase in C°	195,5	195,6	185,8	171,2	111,0
Höchste Kompressionsspannung in kg/qcm	16,5	16,5	16,5	16,5	16,5
Höchste Spannung während der Verbrennung in kg/qcm	45	44	42	39	46
Wärmemenge des pro PS _e -Stunde verbrauchten Benzins W.E.	2250	2392	2657	3319	—
Wärmeverlust durch das Kühlwasser pro Stunde W.E.	488	639	626	919	—
Wärmeverlust an das Kühlwasser in Prozenten der gesamten entwickelten Wärme	21,7	26,7	23,6	27,6	—
Verhältnis der zur effektiven Arbeitsleistung verwendeten Wärme zur Gesamtwärme	0,28	0,264	0,238	0,190	—

Die bei den vorstehenden Versuchen gemachten Erfahrungen ließen eine Abänderung der Steuerungsteile wünschenswert erscheinen; nachdem diese Verbesserungen durchgeführt waren, wurde die Maschine neuerdings durch Professor Jonás der technischen Hochschule in Budapest und Direktor Taborsky des technologischen Gewerbemuseums daselbst, einer eingehenden Prüfung unterzogen; die Ergebnisse dieser Versuche, die unter geänderten Verhältnissen durchgeführt wurden, sind in Tabelle XXXI zusammengestellt. Das hierbei verwendete Benzin hatte ein spezifisches Gewicht bei 15° C von 0,730 bei einem Heizwerte von durchschnittlich 10180 W.E./kg.

In den Benzinverbrauchsziffern der Tabelle XXXI ist der Verbrauch für die Heizlampe mit 0,19 kg Benzin pro Stunde gleichfalls nicht inbegriffen; hierdurch wird der wirkliche Benzinverbrauch, namentlich bei kleineren Leistungen nicht unwesentlich erhöht und beträgt daher tatsächlich nach den Ergebnissen der Tabelle XXX:

bei voller Belastung der Maschine	0,250 kg pro PS _e -Stunde
bei halber Belastung	0,298 kg "
und bei ¼ Belastung	0,409 kg "

und nach den Ergebnissen der zweiten Versuchsreihe Tabelle XXXI:

bei voller Belastung der Maschine	0,23 kg pro PS _e -Stunde
bei halber Belastung	0,274 kg "
und bei stark verminderter Leistung derselben	0,350 kg "

Durch die Mischung der explosiblen Ladung mit Wasser wird somit unzweifelhaft ein wesentlich geringerer Brennstoffverbrauch erzielt als bei Benzinmotoren ohne Wassereinspritzung, welche mit kleinerer Kompression arbeiten. Der Benzinverbrauch gewöhnlicher Explosionsmotoren liegt zwischen 0,5 bis 0,6 Liter, beziehungsweise 0,35 bis 0,42 kg pro PS_e-Stunde und voller Belastung der Maschine; die Wärmeökonomie des Bánki-Motors ist somit um 50 bis nahe 80 Prozent größer als jene gewöhnlicher Explosionsmaschinen. Von besonderer Bedeutung für den Bánki-Motor ist ferner der Umstand, daß der Benzinverbrauch pro Leistungseinheit bei abnehmender Leistung verhältnismäßig langsam zunimmt; da nun Motoren zumeist nicht mit voller Belastung arbeiten, so spricht diese Eigentümlichkeit des Bánki-Motors gleichfalls zugunsten desselben.

Der Einfluß der inneren Kühlung durch das Einspritzwasser ist für den Verbrauch an Kühlwasser sehr wesentlich. Die in dem Gemisch enthaltenen fein verteilten Wasserteilchen üben während des ganzen Kreisprozesses einen derartig kühlenden Einfluß, daß hierdurch nicht nur die Durchschnittstemperatur im Cylinder, sondern auch die Kühlwassermenge geringer wird, als bei Maschinen gewöhnlicher Art. Ein sprechender

Beweis hierfür ist die niedrige Temperatur, mit welcher die Verbrennungsprodukte den Cylinder verlassen. Die von dem Kühlwasser aufgenommene Wärme geht für den Kreisprozeß verloren; die Verkleinerung dieser Wärmemenge bedeutet somit einen tatsächlichen Nutzen. Nach Tabelle XXXI beträgt die durch das Kühlwasser verlorene Wärmemenge beim Bánki-Motor zwischen 22 und 28 Prozent der gesamten entwickelten Wärmemenge; bei anderen Motoren beträgt dieser Verlust jedoch 40 Prozent und darüber.

Die Einspritzwassermenge ist verhältnismäßig gering und beträgt bei voller Belastung 1,1 bis 1,3 kg pro PS_e-Stunde, ist somit rund 5 mal so groß wie die verbrauchte Brennstoffmenge. Mit abnehmender Belastung verringert sich der Wasserbedarf, wahrscheinlich als Folge der größeren Abkühlung durch die vielen Aussetzer.

Der mittlere Arbeitsdruck des Bánki-Motors ist wesentlich größer wie jener der Benzin- und Leuchtgasmotoren; selbst im Dieselmotor erreicht er nicht die gleiche Höhe. Diese Erscheinung ist wohl darauf zurückzuführen, daß infolge der Abkühlung der Ladung eine größere Menge derselben im Cylinder Platz findet; die Dimensionen des nominell 20-pferdigen, jedoch eine Maximalleistung von 26 PS_e ergebenden Motors würden ohne Wassereinspritzung nur einer etwa 16-pferdigen Maschine entsprechen.

Die inneren Teile der Maschine wurden nach den Versuchen und nachdem dieselbe ungefähr drei Monate im Betriebe gewesen, einer Besichtigung unterzogen. Es zeigte sich keinerlei Kesselsteinansatz; die Sitzflächen der Ventile und die Kolbenringe waren völlig blank, nur die Mantelfläche des Kolbens war dort wo sie nicht schleifte, etwas angelaufen. Ruß hatte sich nur im Verbrennungsraum und an den Ventilen, wie bei allen Gasmaschinen, in geringen Mengen angesetzt.

Die Befürchtungen, daß der Motor durch die Wassereinfuhr leiden würde, fanden keine Bestätigung.

Um einen Einblick in die durch die Mischung der explosiblen Ladung mit fein verteiltem Wasser hervorgerufene Änderung der Druck- und Temperaturverhältnisse im Inneren des Arbeitscyinders gewinnen zu können, wurden unter Benützung der Versuchsergebnisse Tabelle XXXI Spalte 1 die Drücke und Temperaturen mit Ende der Verdichtung, sowie nach erfolgter Explosion und Expansion und die sich daraus ergebenden thermischen Wirkungsgrade berechnet.

Es wurde hierbei vorausgesetzt, daß in 1 kg Gemisch g_1 kg Luft und g_2 kg Wasser, beziehungsweise Wasserdampf enthalten sind; das Verhältnis

$\frac{g_2}{g_1}$ sei gleich Z .

Nach den Versuchen (1) ist $Z = 0,177$, somit $g_1 = 0,85$ und $g_2 = 0,15$ kg.

Ferner wurde angenommen, daß die eingesaugte Luft zufolge der Mischung mit den im Kompressionsraume zurückgebliebenen Verbrennungsrückständen, sowie infolge Erwärmung bei Berührung mit den Cylinderwandungen, vor der Verdichtung eine Anfangstemperatur von 127°C , also 400° absolut besitze. Die Temperatur des eingespritzten Wassers wurde mit 15°C angenommen.

Um den Einfluß des Wassers klarer beobachten zu können, wurde die Berechnung auch für eine geringere Wassermenge und zwar für das Verhältnis $Z = 0,12$ (etwa $\frac{2}{3}$ der früheren Wassermenge) sowie für die Gemischladung ohne Wasser bei derselben hohen Kompression und für das geringere Verdichtungsverhältnis 3:1 durchgeführt. Die Ergebnisse der Rechnung sind in nachstehender Tabelle XXXII zusammengestellt.

Tabelle XXXII.

	Druck in kg/qcm Temperaturen absolut	Kompressionsgrad 9,84 : 1		Kompressionsgrad 3 : 1	
		ohne Wassereinspritzung	mit Wassereinspritzung		ohne Wassereinspritzung
			$Z = 0,177$	$Z = 1,20$	
Vor der Verdichtung	Anfangsdruck p_0	1,0333	1,0333	1,0333	1,0333
	Anfangstemperatur T_0	400	308	308	400
Nach der Verdichtung	Verdichtungsdruck p_1	25,94	14,27	14,42	4,86
	Endtemperatur der Verdichtung T_1	1022	393	396	621
Nach der Explosion	Explosionsdruck p_2	69,65	62,35	69,36	18,08
	Explosionstemperatur T_2	2706	1678	1877	2312
Nach der Expansion	Endspannung p_3	2,77	2,84	2,91	3,85
	Endtemperatur der Expansions T_3	1059	705	774	1472
Kalorischer Wirkungsgrad	η_c	0,64	0,50	0,55	0,36

Diese theoretischen Tabellenwerte bestätigen vor allem die Tatsache, daß die Verwendung so hoher Verdichtungen, wie sie beim Bánki-Motor angewendet werden, für Maschinen ohne Wassereinspritzung absolut ausgeschlossen ist, da die Kompressionstemperatur so hoch steigt, daß sich die Ladung schon während der Verdichtung, also weit vor dem Totpunkte entzünden muß. Dieser Fall muß daher bei Vergleichung der kalorischen Wirkungsgrade ausgeschlossen bleiben.

Ferner ersieht man, daß infolge der Wassereinspritzung die Temperatur während der Kompression nur wenig steigt und daß eine Veränderung

der Wassermenge auf die Größe der Verdichtungsspannung und Temperatur theoretisch keinen wesentlichen Einfluß ausübt.

Die Explosionsspannung und Temperatur wird jedoch durch die Änderung der Wassermenge wesentlich beeinflußt; auch wird durch die Wassermenge die Zeitdauer der Explosion, welche ja in Wirklichkeit niemals momentan erfolgt, beeinflußt, daher eine Verminderung der Wassermenge jederzeit eine intensivere Explosion zur Folge haben wird, wie ja auch die Erfahrung gezeigt hat. Aus diesem Grunde muß die Wasserzufuhr von Hand aus, dem Gange der Maschine entsprechend, eingestellt werden können.

Durch die Wassereinspritzung werden vor allem die Temperaturen bedeutend und zwar sehr vorteilhaft beeinflußt; selbst bei dem geringen Kompressionsgrade 3:1 sind ohne Wasserinjektion die Temperaturen wesentlich höher als bei ca. dreimal so hoher Verdichtung mit Wassereinspritzung. Diese Verminderung der Temperaturen hat eine Verminderung der mittleren Temperatur im Cylinder zur Folge, wodurch einerseits die Schmierung günstig beeinflußt und andererseits die Wärmeabfuhr an das Kühlwasser erheblich vermindert wird. Dies, sowie die Möglichkeit, mit der Kompression viel höher hinaufgehen zu können als bei Maschinen ohne Wasserinjektion, hat schließlich als Endergebnis eine bedeutend günstigere Wärmeausnützung, also eine Erhöhung der Betriebsökonomie zur Folge*).

234. Der Dieselmotor. Während nach einer Seite die Bestrebungen dahin gerichtet sind, bei Gemischladungen durch direkte Wassereinfuhr in den Cylinder die Ladung während der Verdichtung derselben so weit abzukühlen, daß hohe Spannungen bei Temperaturen erreicht werden, welche wesentlich tiefer liegen als die Entzündungstemperatur des verarbeiteten Brennstoffes, trachtet man nach der anderen Seite, durch Verdichtung reiner atmosphärischer Luft die Entzündungstemperaturen bei Spannungen zu erreichen, welche noch innerhalb der Grenze praktischer Anwendbarkeit liegen, um mit Erhöhung des Wirkungsgrades Selbstzündung und geregelte, vollkommene Verbrennung zu erreichen.

Diese Richtung ist derzeit, soweit es sich um praktische Erfolge handelt, einzig und allein durch den **Verbrennungsmotor von Diesel** vertreten.

Durch die getrennte Verdichtung der Luft, wodurch mit Ende des Kompressionshubes, beziehungsweise zu Beginn der Verbrennung die durch

*) Zeichnung und Beschreibung des Bánki-Motors neuerer Ausführung siehe: G. Lieckfeld, *Die Petroleum- und Benzinmotoren*, 2. Aufl., 1901.