

Übersetzung aus der japanischen Zeitschrift

"Nainen Kikan" (Die Brennkraftmaschine)

Band 2, Heft Nr.9, März 1963, Seite 19 - 35

Experimentelle Untersuchungen an Viertakt-
MehrzylinderMotoren mit Benzineinspritzung

von Takeshi Oka.

Vorwort

Die experimentelle Untersuchung der Benzineinspritzmoto-
ren reicht zum Teil schon sehr weit zurück, einst hatten
die Benzineinspritzmotoren auch auf dem Gebiet des Flug-
zeugs Eingang gefunden und ihre hervorragende Leistung
war allgemein anerkannt worden, heute jedoch haben die
Motoren der Flugzeuge ganz andere, neue Formen angenommen.
Als Fahrzeugmotor ist der Benzineinspritzmotor in der neu-
esten Zeit bei den Benz-Wagen erschienen und hat allge-
mein die Aufmerksamkeit auf sich gezogen und eine gute
Kritik gefunden. Es lassen sich zwar einerseits eine ganze
Reihe von Vorteilen der Einspritzbauart eines Benzinmotors
aufzählen, es ist bis heute jedoch noch keineswegs ge-
klärt, wie sich die Benzineinspritzung auf die Leistungs-
charakteristik der Gebrauchsmotoren der üblichen Bauart
auswirken wird. Es gibt zwar auch verschiedene Veröffent-
lichungen über alle möglichen Regeleinrichtungen usw., es
ist jedoch ebenfalls noch nicht geklärt, welche Regler
für die Leistungscharakteristik der einzelnen Motoren pas-
sen. Die Benzinmotoren der Vergaserbauart weisen heute
dank der sich über viele Jahrzehnte erstreckenden For-
schung, der versuchsweisen Herstellung, der Fertigung im
großen und dank den praktischen Verbesserungen eine hohe
Leistung auf, es ist jedoch nicht anzunehmen, daß in die-

ser Ausführungsform das Dasein der Benzinmotoren abgeschlossen ist ²⁾. Auch das Benzineinspritzverfahren ist ein Verfahren, das wohl in Frage kommen dürfte. Auch hierüber sind schon alle möglichen Forschungsarbeiten, Versuchsberichte usw. veröffentlicht worden ³⁾, über die Anwendung der Benzineinspritzung für einen Wagen der Mengenfertigung gibt es bis jetzt jedoch noch keine Berichte, es gibt auch keine bemerkenswerte Veröffentlichung über den Prozeß der Leistungssteigerung, die man durch praktisch ausgeführte Motoren mit einer vorbildlichen Benzineinspritzung erreicht hat. Als praktisch ausgeführte und in Mengenfertigung hergestellte Kraftfahrzeugmotoren mit Benzineinspritzung sind zu nennen der Zweitakt-Goliath-Motor, und nach diesem der von der Firma Daimler-Benz A.G. gebaute Viertaktmotor. Diese Motoren sind mit einer beträchtlichen Stückzahl in Mengenfertigung hergestellt worden, sie haben eine hervorragende Leistung gebracht und eine sehr gute Kritik bekommen. Man muß jedoch zugeben, daß es über diese Leistungssteigerung keine Veröffentlichung gibt, der man praktisch etwas entnehmen könnte. Dem Verfasser, der des öfteren Gelegenheit hatte, an Motoren mit intermittierender Benzineinspritzung ins Saugrohr Versuche zu machen, ist es gelungen, im Hinblick auf die Frage, wie weit man eine Leistungssteigerung von dem Motor erwarten darf, die für die weitere Entwicklung des Motors wesentlichen und bis jetzt noch nicht gelösten grundsätzlichen Probleme und auch die Probleme der Erforschung des Motors im wesentlichen anzupacken und die große Linie der charakteristischen Eigenschaften des Motors zu klären.

Im Nachstehenden sollen nur die Hauptpunkte des Problems der Benzineinspritzung der Reihe nach erklärt werden.

1. Die Änderung der Leistung eines Motors bei verschiedenen Venturi-Öffnungsdurchmessern und bei verschiedenem Volumen für mit Vergaser bzw. mit Kraftstoffeinspritzvorrichtung ausgerüstete, sonst jedoch vollkommen gleiche Motoren.

Als Beginn der Untersuchung der Frage, ob eine Leistungssteigerung möglich ist, wenn man die Benzinmotoren von der Vergaserbauart auf die Einspritzbauart umstellt, habe ich zunächst die Änderung der Leistung untersucht, die man bekam, wenn man den Vergaser einfach durch eine Einspritzanlage ersetzte. Weiterhin habe ich den Venturi-Öffnungsdurchmesser und das Volumen der Saugleitung verändert und die Leistung eines Benzineinspritzmotors für den Fall des Fortschreitens in der Richtung der Abnahme des Ansaugwiderstandes untersucht. Die für die Versuche verwendeten Motoren waren Viertaktvierzylindermotoren mit einem Zylinderinnendurchmesser von 77 mm, einem Hub von 77 mm, einem Hubvolumen von ungefähr 1500 ccm mit einer Höchstdrehzahl von 5000 U/Min., und mit einem Kompressionsverhältnis von 8. Die verwendete Einspritzpumpe war eine Bosch-Vierzylinderpumpe mit einem Kolbendurchmesser von 7 mm und einem Hub von 8 mm; das Einspritzventil war ebenfalls ein Bosch-Ventil der Pilz-Bauart, der Ventilöffnungsdruck betrug 45 kg/cm^2 . Der mit dieser Einspritzanlage verglichene Vergaser war ein AISAN-DW 30-Duplexvergaser, der Venturi-Öffnungsdurchmesser betrug $22 + 25 \text{ mm}$.

Die Ansaug- und Auspuffventilöffnung dieses Motors ist in der Abb.1 dargestellt, während die Abb.2 die Einspritzmengencharakteristik der Einspritzpumpe zeigt. In der Abb. 2 ist für die Kraftstoffregelstangenlage R_w die Ungleichförmigkeit der größten und der kleinsten Einspritzmenge der 4 Kolben dargestellt.

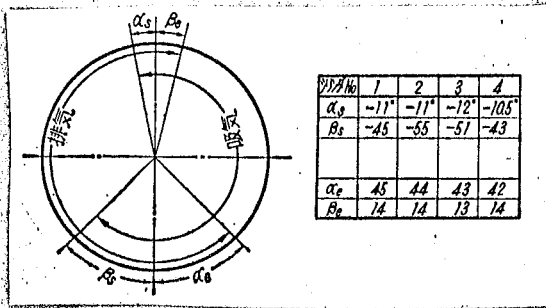


Abb.1 Die Ventilöffnung

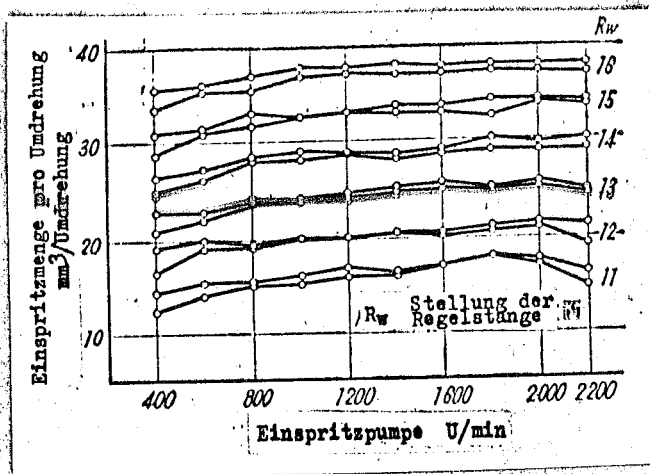


Abb.2 Die Einspritzmengencharakteristik der Einspritzpumpe

Die Ansaugleitung und die Auspuffleitung dieses Motors waren, wie die Abb.3 zeigt, bei der Ausführung A von der Art der üblichen Vergasermotoren, die Stellen α und β waren derart bearbeitet, daß ein Einspritzventil befestigt werden konnte. Bei der Ausführung B hatte man eine Ansaugleitung von der Bauart, wie sie für die Einspritzmotoren angewandt wird, mit besonders günstiger Befestigungsmöglichkeit für das Einspritzventil; der Venturi-Eintrittsdurch-

messer betrug 36 mm. Bei der Ausführung C war diese Ansaugleitung mit der Auspuffleitung eines bisherigen Vergasermotors zusammgebaut.

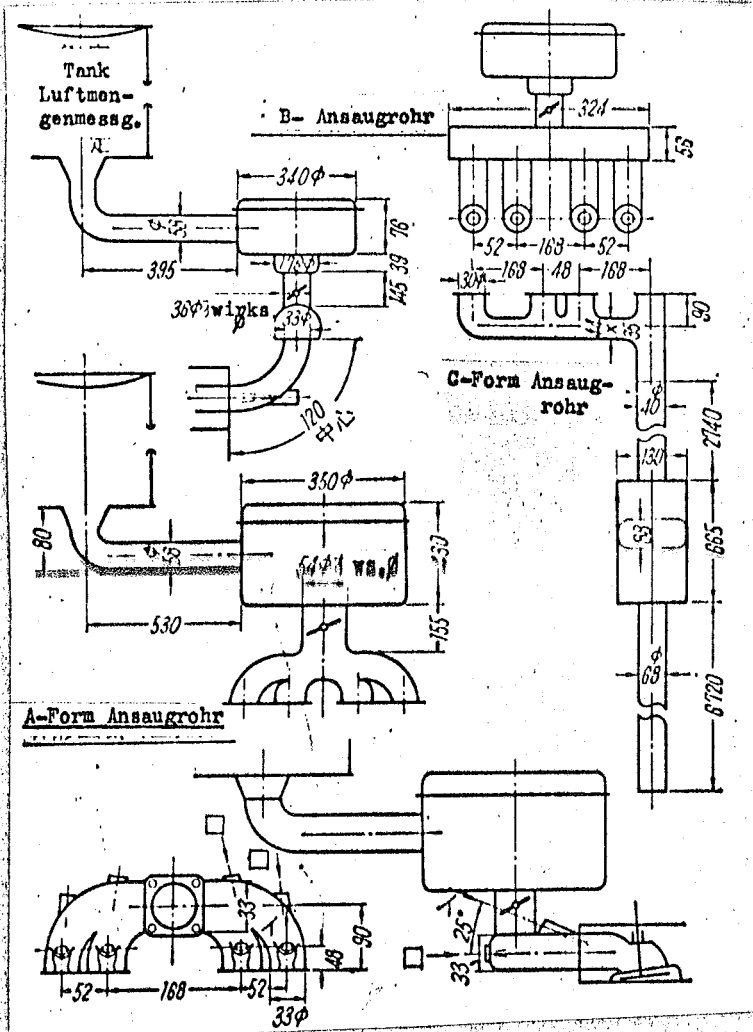


Abb.3 Die verschiedenen Arten der untersuchten Ansaugleitungen und Auspuffleitungen.

Die Versuchseinrichtung ist in der Abb.4 dargestellt. Die Ansaugluftmenge wurde unter Verwendung einer Düse mit kreisförmigem Querschnitt gemessen. Die Auspuffgase wurden aus der Nähe des Auspuffventils jedes einzelnen Zylinders abgezogen. Die Abzugsgase wurden in einen Lauterdichtemesser (Einrichtung zur Messung des spezifischen Gewichtes) mit verbesserter Druckausgleichseinrichtung geleitet und dort wurde das Luftkraftstoffverhältnis gemessen. Die

Charakteristik des Lauter-Dichtemessers ist in der Abb.5 dargestellt. Die Abb.6 zeigt das gleiche Diagramm für das bei den Versuchen verwendete Benzin, es ist zwar verbessert, stimmt jedoch gut überein.

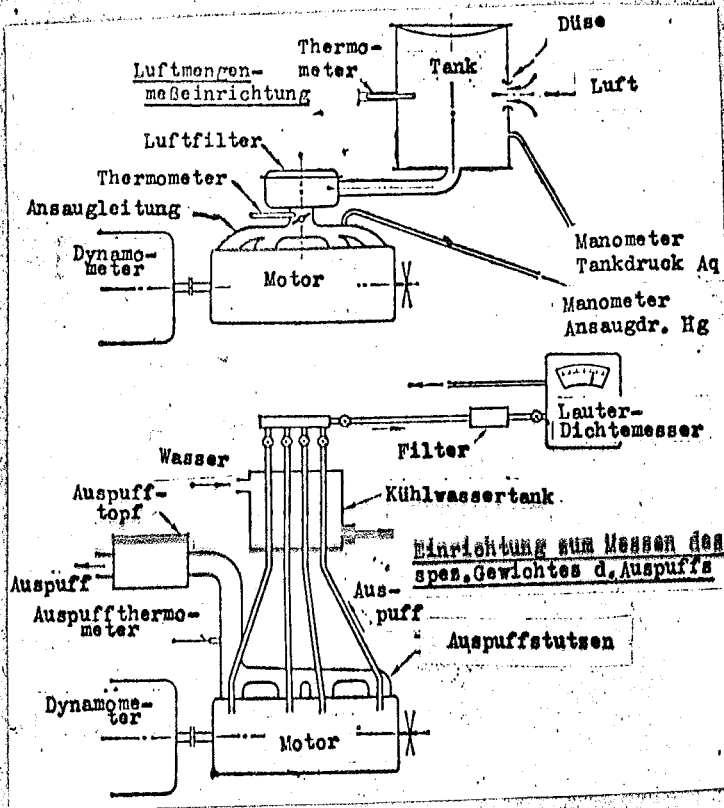


Abb.4 Die Versuchseinrichtung

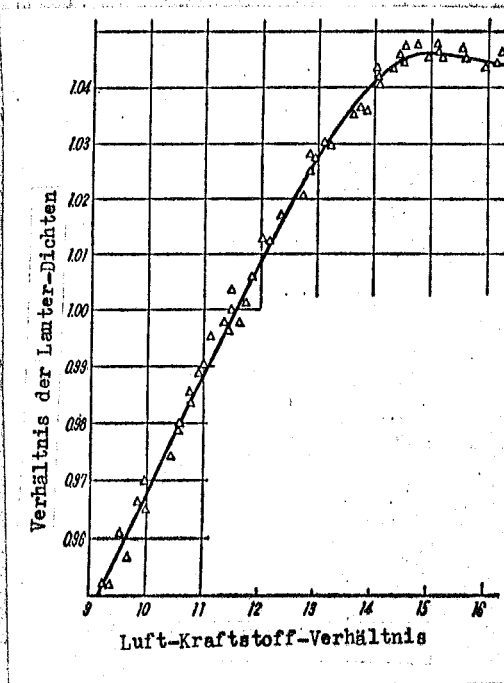


Abb.5 Zusammenhang zwischen dem Verhältnis der Lauter-Dichten und dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis.

Die Messung der Luftmenge wurde bei 760 mm Quecksilbersäule und bei 15°C für jede einzelne Düse ausgeführt, dabei erhielt man die in der Abb.7 dargestellten Kurven. Bei der Messung der Luftmenge wurde die Motordrehzahl in einem weiten Bereich geändert, der Wert der Luftmenge wurde auf den bei der Messung gegebenen Zustand der Atmosphäre umgerechnet, außerdem wurde der Druckabfall im Meßtank korrigiert und so der Volumenwirkungsgrad festgestellt. In der gleichen Weise wurden auch die bei der Messung des Druckes in der Ansaugleitung und die bei der Messung des Volumenwirkungsgrades im Lauter-Dichtemesser gefundenen Werte auf den Fall des Nichtvorhandenseins des Tanks umgerechnet.

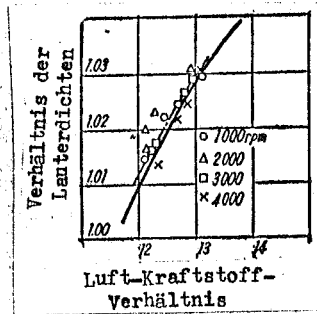


Abb. 6

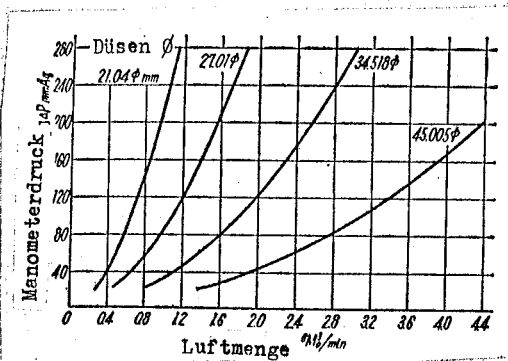


Abb.7 Die Charakteristiken der Luftmengenmeßdüsen.

Die Messungen wurden bei voll ausgerüstetem Motor gemacht, d.h. bei einem Motor mit Luftreiniger, mit Auspuffschalldämpfer, mit Ventilatorflügel und Lichtmaschine. Bei dem Einspritzsystem der Ausführung B der Ansaugleitung, wie es in der Abb.3 dargestellt ist, wurde die Öffnung des Dros-

selventils auf 4/4, 2/4 und 1/6 eingestellt; die dabei für den Drehzahlbereich 1200 - 4000 U/Min. gemessenen Kurven für das Kraftstoff-Luftgemisch und die abgegebene Leistung sind in den Abb. 8, 9 und 10 dargestellt. Die gleichen Kurven für ein Vergasersystem mit der Ansaugleitung der Ausführung A sind in den Abb. 11 und 12 dargestellt. Die Abb. 13 zeigt die Beziehung zwischen dem Kraftstoffluftverhältnis W_f/W_a und dem Volumenwirkungsgrad η_v . Bei den beiden dort dargestellten Kurven sehen wir nahezu überhaupt keine Änderung. Wenn somit im Augenblick der Zündung mit bezug auf das Luftkraftstoffgemisch die beiden Kurven keine Änderung zeigen, so darf man sie als gleich annehmen.

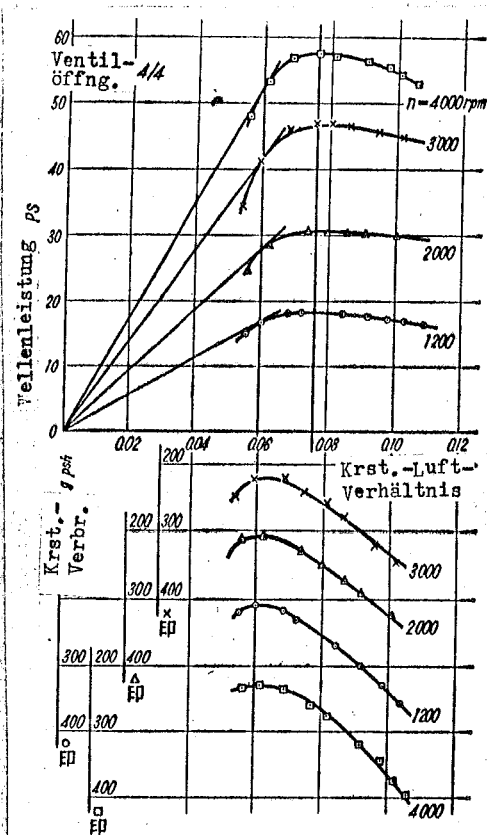


Abb.8 Die Benzineinspritzung
Der Zusammenhang zwischen der Drehzahl - der Wellenleistung - dem Kraftstoffverbrauch und dem Kraftstoff-Luftverhältnis.

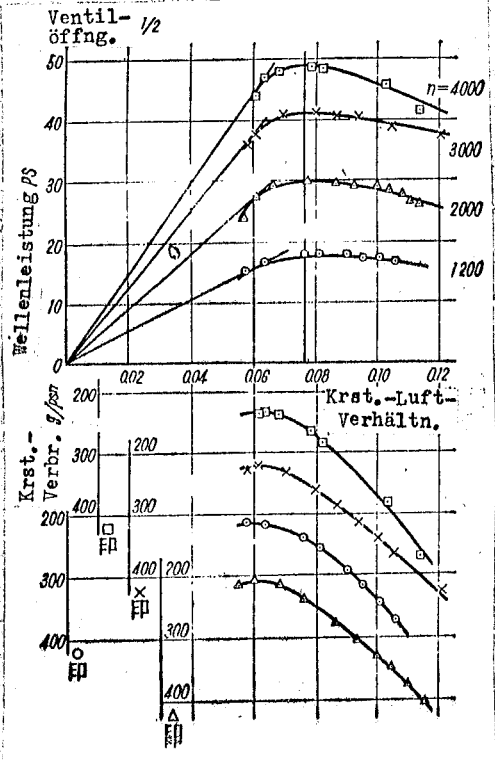


Abb. 9

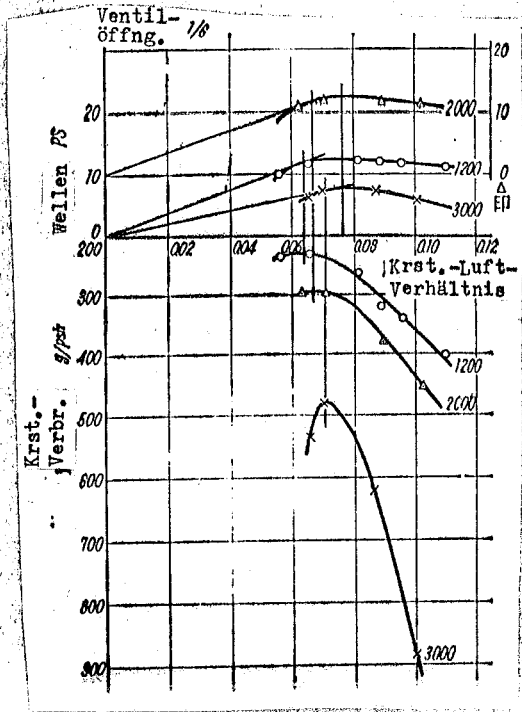


Abb. 10

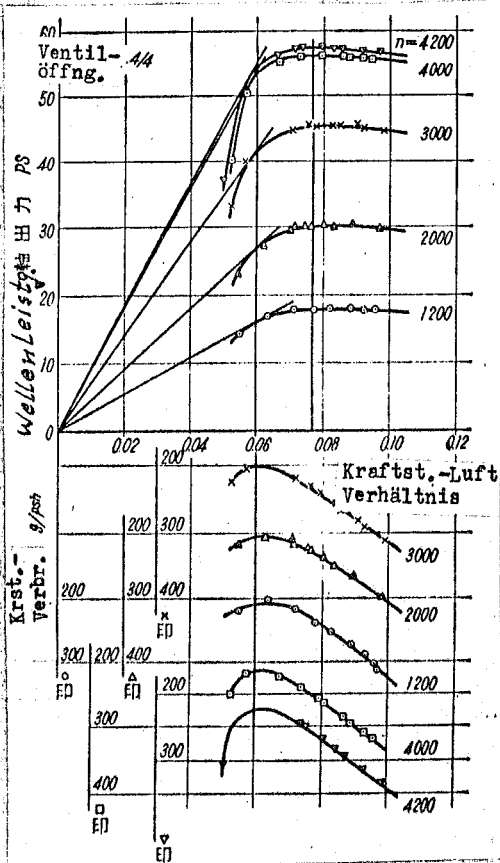


Abb. 11 Der Vergaser

Der Zusammenhang zwischen der Drehzahl - der Wellenleistung - dem Kraftstoffverbrauch und dem Kraftstoff-Luftverhältnis.

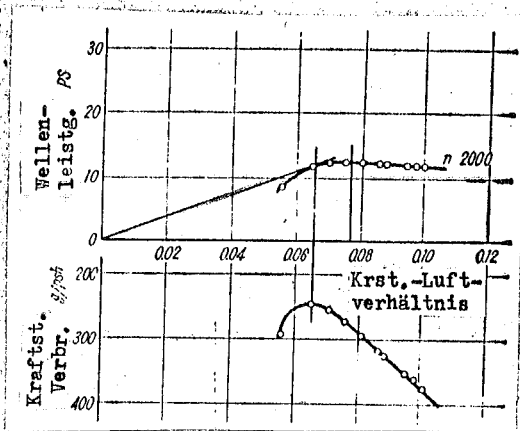


Abb. 12

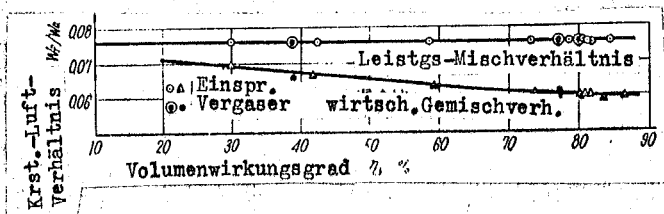


Abb. 13 Der Zusammenhang zwischen dem Volumenwirkungsgrad und dem Kraftstoff-Luftverhältnis.

Sodann wurde für den Fall der Einspritzung die Beziehung zwischen dem Kraftstoff-Luftverhältnis W_F/W_A , dem Volumenwirkungsgrad η_v und der Druckdifferenz ΔP in der Ansaugleitung bestimmt und in der Abb. 14 dargestellt; sowohl bei hohem, wie auch bei niedrigem Kraftstoff-Luftverhältnis wurde η_v groß, in der Nähe des Leistungsmischverhältnisses wurde es am kleinsten.

Sodann wurde die Beziehung zwischen ΔP und η_v für den Fall des Vergasers, wie auch für den Fall der Einspritzung bestimmt und in der Abb. 15 dargestellt. Aus dieser Abbildung ist zu ersehen, daß η_v zum Druck in der Ansaugleitung nahezu proportional ist.

Sodann wurde für den Fall der Einspritzung der Einspritzzeitpunkt von 240° vor der oberen Totpunktlage bis 240° nach der oberen Totpunktlage in Abständen von 30° unter-

sucht; die Ergebnisse hiervon sind in der Abb.16 dargestellt. Aus dieser Abbildung können wir keine besonderen bestimmenden Verbesserungen oder Verschlechterungen entnehmen. So ändert sich z.B. auch dann die Leistung nahezu überhaupt nicht, wenn man geraume Zeit vor dem Ansaughub einspritzt. Dies ist besonders günstig bei der nachher noch näher zu erklärenden Doppelventileinspritzung. Für jeden einzelnen Zylinder des Motors hat man für diesen Fall η_v von dem Lauter-Dichtemesser ausgehend berechnet und die Ergebnisse in der Tafel 1 zusammengestellt; die Werte η_v der einzelnen Zylinder sind verhältnismäßig gleichmäßig, sie stimmen auch mit den unmittelbar gemessenen Durchschnittswerten ziemlich gut überein. Wie man allerdings aus der Abb.2 ersieht, sind die Werte η_v für jeden einzelnen Zylinder mehr oder weniger ungleichmäßig auf die Einspritzmenge verteilt (unordentlich zerstreut), die in der Tafel angegebenen Werte sind als Mittelwerte (wörtlich als gleichgemachte Werte) bestimmt worden.

Sodann wurde die Leistung eines Vergasermotors und eines Einspritzmotors für eine und dieselbe Ansaugleitung verglichen.

Als Ansaugleitung wurde die in der Abb.3 dargestellte Ausführung A verwendet, die Öffnung des Venturi-Drosselventils war vollständig, das Mischungsverhältnis war das Leistungsmischungsverhältnis und der Einspritzzeitpunkt des Einspritzsystems lag 5° nach dem oberen Totpunkt. Auch im Falle des Vergasersystems wurden die Versuche immer zusammen mit dem Leistungsmischungsverhältnis durchgeführt.

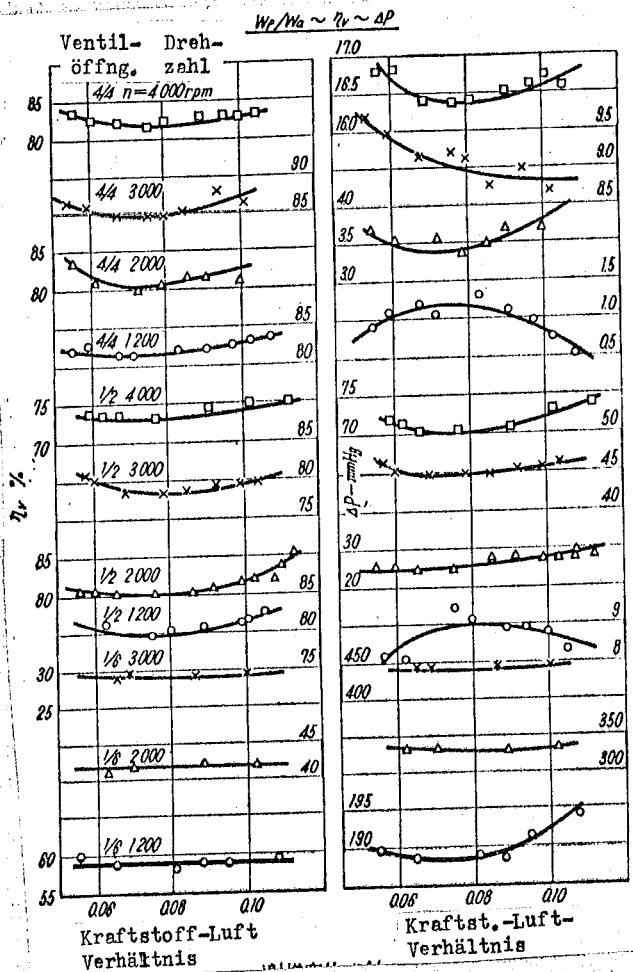


Abb. 14 Der Zusammenhang zwischen dem Benzineinspritzkraftstoff-Luftverhältnis W_f/W_a - dem Volumenwirkungsgrad η_v und der Druckdifferenz ΔP im Ansaugstutzen.

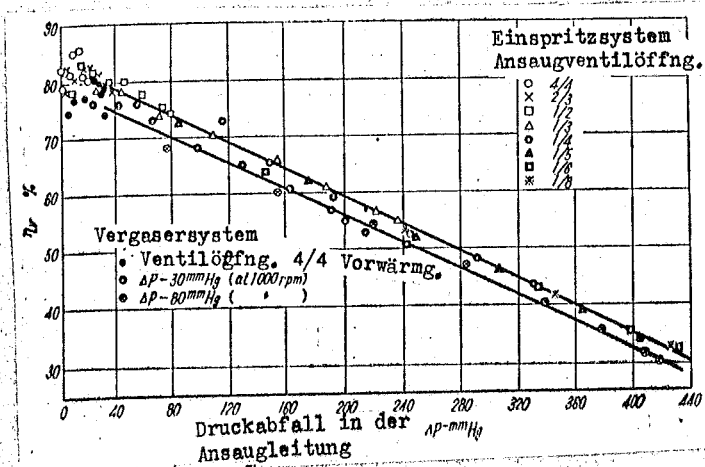


Abb. 15 Der Zusammenhang zwischen dem Volumenwirkungsgrad η_v und dem Druckabfall ΔP im Ansaugstutzen, ein Vergleich zwischen der Benzineinspritzung und dem Vergasersystem.

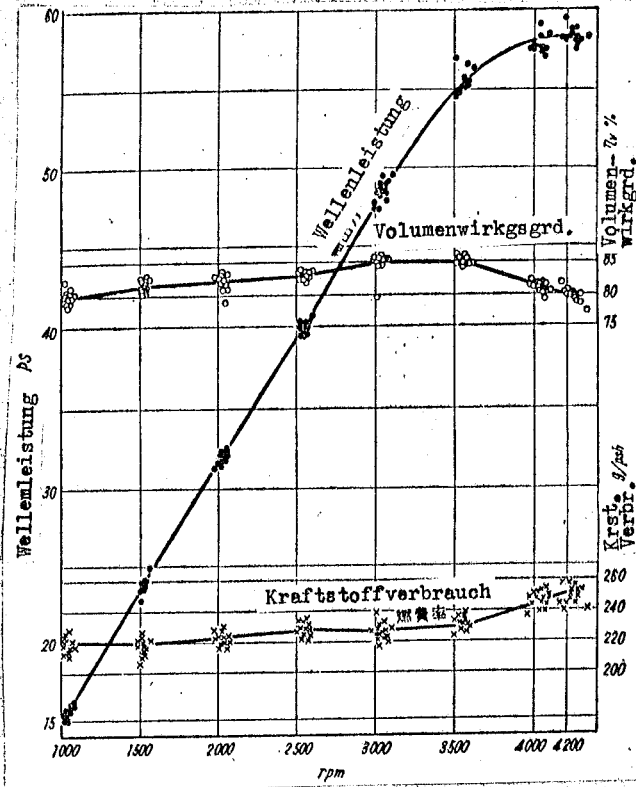


Abb. 16 Der Einfluß der Einspritzperiode bei der Benzineinspritzung auf die abgegebene Leistung.

Die Vergleichsversuche wurden in der nachstehenden Weise ausgeführt, ihre Ergebnisse sind zum Teil in der Abb. 17 dargestellt:

- 1) Die Motorleistung im Falle des Vergaserbetriebes:
 - a) Die Ansaugleitung wurde durch die Auspuffleitung geheizt, Kurve 5.
 - b) Die Ansaugleitung und die Auspuffleitung wurden wärmeisoliert, Kurve 3.
- 2) Motorleistung im Falle der Einspritzung:
 - c) Einspritzung wie bei b), Kurve 4.
 - d) Einspritzung wie bei b), jedoch mit leerem Venturi, Kurve 2.
 - e) Einspritzung wie bei b) mit Venturi-Öffnungsdurchmesser von 54 mm, Kurve 1.

Der Unterschied zwischen den Kurven 5 und 4 rührt im we-

sentlichen davon her, daß im einen Fall die Ansaugleitung erwärmt wurde und im anderen Fall nicht; der Unterschied zwischen den Kurven 4 und 3 rührt davon her, daß die Ansaugluft und die Ansaugleitung im einen Falle durch den Benzinspritznebel abgekühlt wurden und im anderen Falle nicht, dieser Unterschied war jedoch ziemlich groß. Der Unterschied zwischen den Kurven 3 und 2 rührt von dem verschiedenen Venturi-Öffnungsdurchmesser her, auch der Unterschied zwischen den Kurven 2 und 1 hat den gleichen Grund, in diesen beiden Fällen wird jedoch der Unterschied bei hoher Tourenzahl sehr groß.

Wenn man also bei einem Vergasersystem so wie es ist, obwohl man die Ansaugleitung gegen die Auspuffleitung wärmeisoliert hat, lediglich dieses Vergasersystem auf ein Einspritzsystem umgebaut hat, so darf man sagen, daß kein bemerkenswerter Leistungsanstieg erfolgt. Durch Abkühlen der Ansaugluft mittels des Spritznebels und durch Erhöhen des Öffnungsdurchmessers des Venturi kann man eine mehr oder weniger größere Leistungssteigerung des Motors erwarten. Es ist jedoch schwer zu sagen, ob dadurch allein ein so hoher Vorteil herauskommt, daß er den Nachteil des hohen Verschleißes einer Einspritzeinrichtung aufwiegt.

Ich habe sodann die beiden Systeme für verschiedene Gemischverhältnisse in jedem einzelnen Zylinder untersucht. Die Ergebnisse hierfür sind für die Kurve 5 in der Abb.18, für die Kurve 3 in der Abb.19, und im Falle des Einspritzsystems für die Kurve 3 in der Abb.20 dargestellt. Man sieht aus diesen Abbildungen deutlich den Gleichförmigkeitsgrad und den Ungleichförmigkeitsgrad des Gemischver-

hältnisses beim Vergasersystem und beim Einspritzsystem. Wenn wir jedoch bei der in der Abb.3 dargestellten Ausführungsform A der Ansaugleitung das Einspritzventil auf die Stellung von b) festlegen, dann bekommen wir in der Nähe von 3000 U/Min. den in der Abb.21 dargestellten Ungleichförmigkeitsgrad und auch die Motorleistung sinkt ab, es hat jedoch deutlich den Anschein, daß dies von dem durch das Pulsieren in der Leitung verursachte Zurückblasen herührt.

Der durch den Betrieb einer Einspritzpumpe verursachte Energieverlust betrug bei 4700 U/Min. ungefähr 0,5 PS.

Sodann habe ich die Motorleistung bei größer werdendem Volumen der Ansaugleitung untersucht.

Im Hinblick auf die Bedeutung einer Verringerung des Ansaugwiderstandes habe ich den Venturi-Öffnungsdurchmesser mit 54 mm genommen und Ansaugleitungen, wie sie in der Abb.22 durch die Bauform D und die Bauform E gezeigt werden, mit ziemlich großem Volumen verwendet. Die Ergebnisse sind in der Abb.23 dargestellt. Sie sind niedriger als die Kurve 1 der Abb.17. Die Größe des Venturi-Öffnungsdurchmessers hat zwar einen ziemlich starken Einfluß auf η_v , man kann jedoch aus der Abbildung entnehmen, daß für das Volumen der Ansaugleitung auch im Falle der Einspritzung ein entsprechend geeigneter Rohrdurchmesser und eine entsprechende Rohrform notwendig sind.

Tafel 1

Vergleich der Volumenwirkungsgrade der einzelnen Zylinder

Ventil Öffng.	rpm	Volumenwirkungsgrad der einzelnen Zylinder v %					direkt v %	Ventil Öffng.	rpm	Volumenwirkungsgrad der einzelnen Zylinder v %					direkt v %
		1	2	3	4	5				1	2	3	4	5	
1/8	1082	48.55	50.61	50.61	50.35	53.50	53.50	1/2	990	77.19	79.07	77.39	79.07	79.09	
	1520	40.59	41.28	42.02	41.28	41.47	41.47		1562	79.70	80.39	79.36	79.36	83.58	
	2000	36.47	35.93	35.74	36.12	32.60	32.60		1998	83.33	83.33	83.65	81.29	82.60	
1/6	1022	62.63	64.36	64.13	64.80	64.18	64.18	2/4	2558	82.43	81.10	82.43	80.62	80.63	
	1502	50.60	50.86	51.16	51.16	51.31	51.31		3032	83.43	80.66	81.30	79.44	80.65	
	2008	42.56	42.56	42.56	42.51	43.00	43.00		3564	78.68	76.55	78.22	75.24	78.17	
	2506	36.90	36.33	36.72	36.33	35.42	35.42		4070	76.75	72.15	74.79	73.47	75.66	
	2796	36.69	36.69	37.24	36.89	32.20	32.20		4240	78.45	72.09	74.49	74.60	74.82	
1/5	996	68.89	70.77	70.77	70.77	72.77	72.77	4/4	974	80.35	80.06	79.16	79.64	79.69	
	1552	62.51	63.29	62.51	62.51	62.01	62.01		1496	84.45	82.80	82.63	82.63	82.97	
	2026	55.64	55.85	55.85	55.85	52.20	52.20		2032	80.97	80.47	80.47	78.70	82.44	
	2528	44.38	44.57	45.40	44.18	44.16	44.16		2566	85.44	83.62	84.08	82.49	82.19	
	3028	38.88	38.69	43.07	38.14	38.98	38.98		3024	83.66	82.22	82.80	81.57	85.51	
	3518	35.56	35.74	35.74	35.40	33.98	33.98		3556	87.36	83.89	84.80	84.65	86.29	
1/4	1052	72.70	75.71	74.15	74.15	76.26	76.26	idle	4062	82.59	77.47	73.98	78.43	81.63	
	1514	72.81	73.14	72.81	72.06	73.01	73.01		4240	85.18	81.10	81.65	79.64	80.80	
	2020	66.03	65.07	65.40	64.49	65.48	65.48		534	29.76	29.82	29.82	29.76		
	2506	56.14	56.75	57.28	56.64	59.33	59.33		616	29.46	28.76	29.21	28.95		
	3030	52.66	52.43	53.55	52.79	52.50	52.50								
	3500	48.59	48.13	50.34	49.05	48.17	48.17								
	4012	45.94	45.49	46.16	45.82	43.58	43.58								

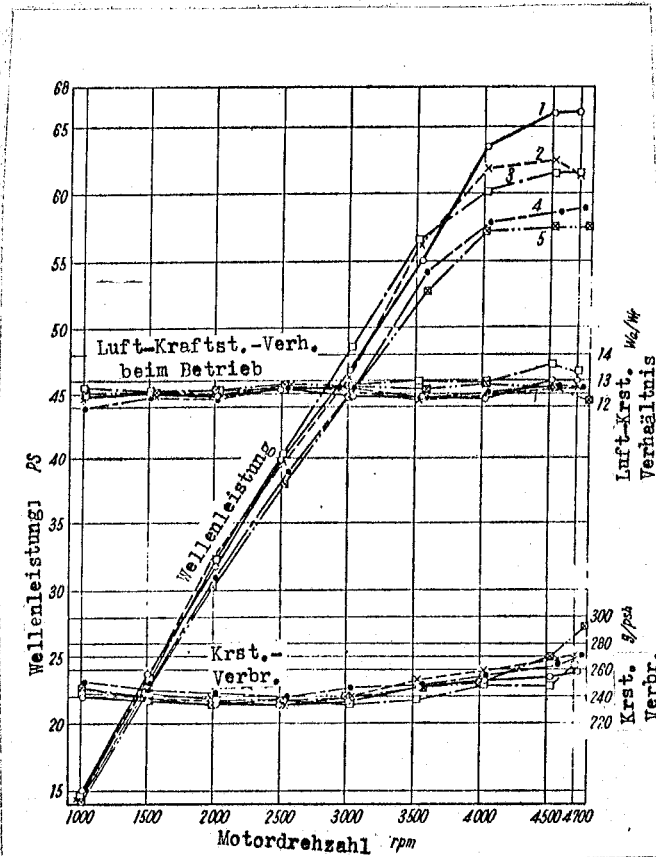


Abb. 17 Die Motorleistung bei der Einspritzung und beim Vergasersystem.

2. Der Einfluß des Ventiltellers und der Form der Ansaugöffnung auf den Volumenwirkungsgrad bei stationärer Strömung und bei nicht stationärer Strömung.

Aus dem im vorhergehenden Kapitel Dargelegten ergibt sich, daß man sich zum Zwecke der Entfaltung der Leistung bei der Benzineinspritzung mit Rücksicht auf die besondere Charakteristik der Einspritzung auf den Standpunkt stellt, daß der Volumenwirkungsgrad in ausreichendem Maße erhöht werden kann. Man hat deshalb zunächst den Einfluß des Ansaugventiltellers und der Form der Ansaugöffnung auf den Volumenwirkungsgrad untersucht; die Ergebnisse dieser Untersuchung hat man auf den praktischen Motor angewandt und die Leistung des Motors experimentell untersucht. Der Volumenwirkungsgrad η_v eines Motors ohne Ansaugleitung wird von dem Ansauggeschwindigkeitsfaktor M_s beeinflusst. Wenn dieser Wert M_s zunimmt, dann nimmt η_v sehr rasch ab. Der Volumenwirkungsgrad für den Fall des Fehlens der Ansaugleitung wird mit großer Annäherung durch folgende Gleichung

5) ausgedrückt:

$$\eta_v = 1 - 1/2 \cdot 1/\phi^2 \cdot M_s^2$$

wobei

$$M_s = U_v / a \cdot f_v \cdot 1/\phi_v$$

ist.

Hierin bedeuten: ϕ - den Strömungsmengenfaktor im Ventil, U_v - die Strömungsgeschwindigkeit im Ventil, a - die Schallgeschwindigkeit, f_p und f_v - die Fläche des Kolbens bzw. der Ventilöffnung; wenn wir nun in der obigen Gleichung $\phi = 0.6$ annehmen, dann bekommen wir die Kurve $\eta_v - M_s$, wie sie in der Abb.24 dargestellt ist.

Was bei dem Versuchsmotor des Verfassers in mehr oder weniger größerem Umfang geändert wurde, das war lediglich der durchschnittliche Strömungsmengenfaktor des die Ansaugöff-

nung enthaltenden Ansaugventils. Es gibt zwar eine Grenze, welche man auch für den Ventildurchmesser nehmen kann, wir wollen jedoch nun auch die Ventilöffnung als unveränderlich annehmen.

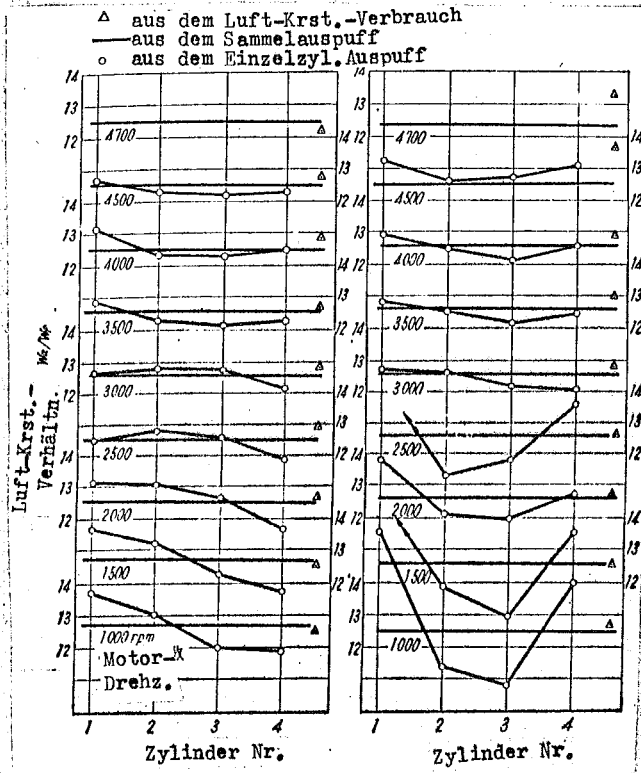


Abb. 18 u. 19 Vergleich der Gemische in den einzelnen Zylindern.

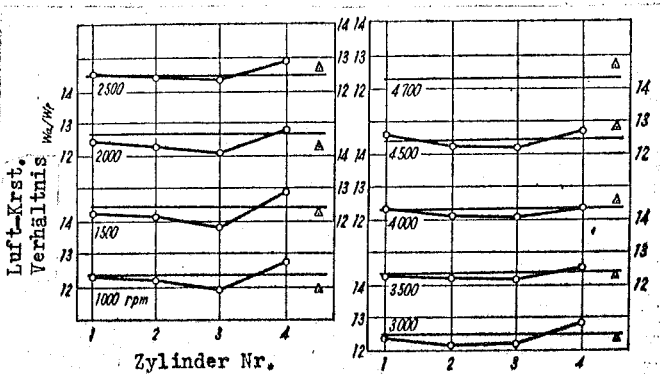


Abb. 20

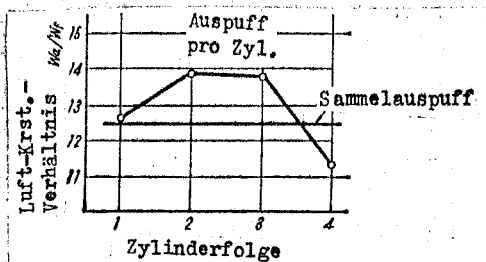


Abb. 21

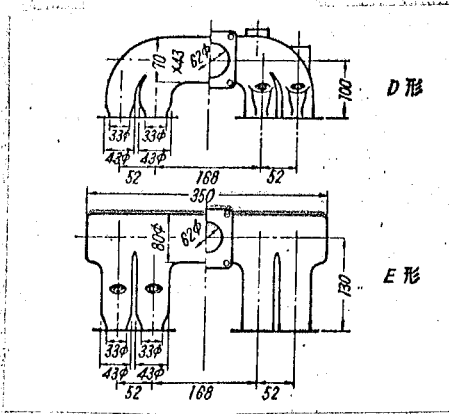


Abb.22 Die Arten der untersuchten Ansaugstutzen

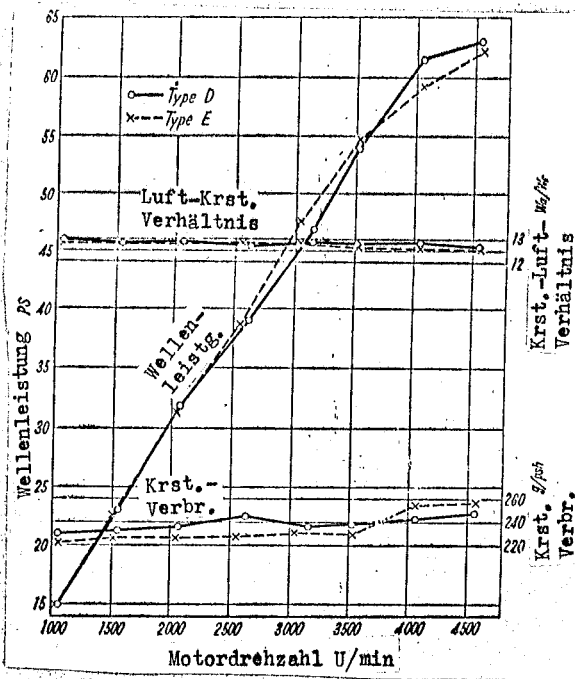


Abb.23 Die Motorleistungscharakteristik

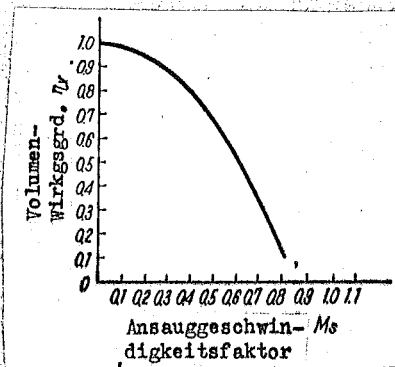


Abb.24 Das η_v - M_s -Diagramm

Von den verschiedenen Arten der Form der bei der Untersuchung verwendeten Ventilteller und Ventilöffnungen sollen hier im folgenden einige Beispiele aufgeführt werden:

Abb.25,1 zeigt die ursprüngliche Form des Ventiltellers des Versuchsmotors, bei der Abb.25,2 hat man den Ventilteller des der Abb.25,1 auf 30° geändert und den Ventildurchmesser um 1 mm größer gemacht. Bei der Abb.25,3 hat man den Innendurchmesser des Einsatzes (insert) der Abb. 25,1 gegen das Zylinderinnere zu gerichtet, und ganz wenig weiter gemacht, in der Abschrägung und im Ventildurchmesser ist ein kleiner Unterschied vorhanden. Bei der Abb. 25,4 haben wir ein 30° -Ventil. Bei der Abb.25,5 ist die Ventilbohrung der Abb.25,1 von 33 mm auf 37 mm erweitert worden, auch der Ventilsitz und der Durchmesser des Ventiltellers sind größer. In der Abb.25,6 haben wir das entsprechende 30° -Ventil.

Die Abb.26 zeigt die ursprüngliche Form der Ansaugöffnung, bei der Abb.27 haben wir zwar genau das gleiche Höchstmaß für die Ventilbohrung wie bei der Abb.26, der Durchmesser der Eintrittsöffnung zur Ansaugöffnung ist jedoch von 33 mm auf 40 mm erweitert, so daß man insgesamt eine Form bekommt, welche sich nach außen zu mit einem Winkel von etwa $2-3^{\circ}$ erweitert. Wenn in der nachfolgenden Erklärung von den Ansaugöffnungen a' und b' gesprochen werden wird, so bedeutet dies, lediglich, daß der Außendurchmesser des Einsatzes (insert) der Ansaugöffnungen a und b größer gemacht worden ist, von b" wird gesprochen werden, wenn man die Ventilbohrung der Ansaugöffnung b erweitert hat, d.h. also, wenn man ein Ventil hat, bei welchem der eingeschnürte Teil

der Ansaugöffnung b, welcher beispielsweise der Einschnü-
rung k der in der Abb.25,1 gezeigten Ventilöffnungent-
spricht, nicht vorhanden ist. Die Versuchseinrichtung
selbst ist in der Abb.28 dargestellt. Die Strömung war
dank der Verwendung einer Vakuumpumpe stationär.

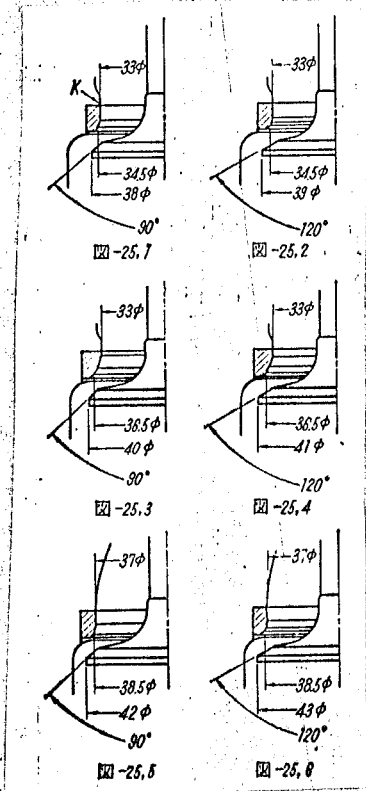


Abb.25 Die untersuchten
Ventilteller.

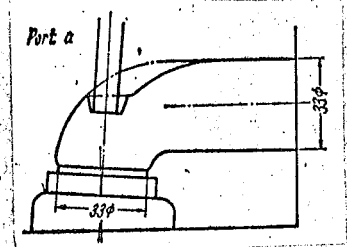


Abb.26 Eine untersuchte
Ansaugöffnung.

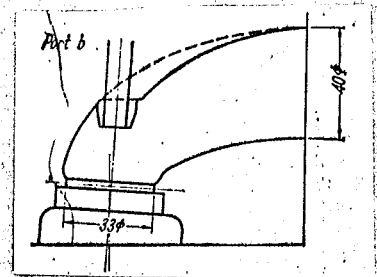


Abb.27 Eine untersuchte
Ansaugöffnung

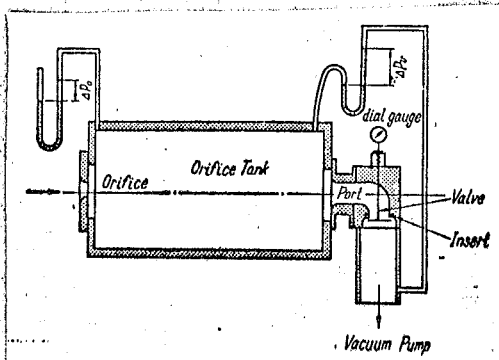


Abb.28 Die Meßeinrichtung

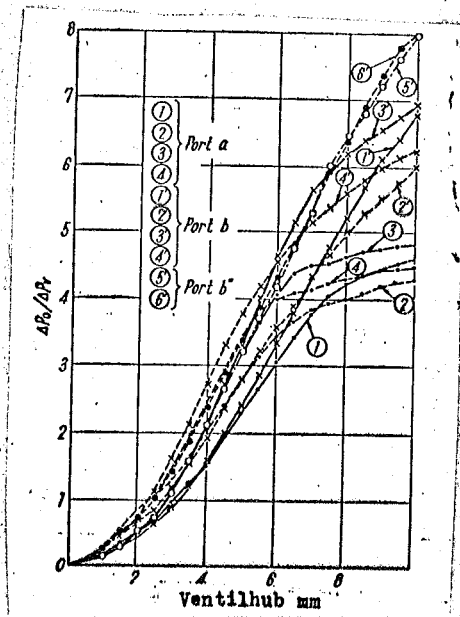


Abb.29 Die Ventilteller-Ansaugöffnungs-Charakteristik

Um einen Vergleich der Form der einzelnen Ventilteller und der einzelnen Ansaugöffnungen zu bekommen, hat man näherungsweise die in der nachstehenden Formel ⁶⁾ gegebene Beziehung $\Delta p_0 / \Delta p_v$ - Ventilhub herangezogen:

$$C_v = \frac{A_0 C_0}{A_v} \sqrt{\frac{\Delta p_0}{\Delta p_v}}$$

Hierin bedeuten: C_v - den Strömungsmengenfaktor des Ventiltellers, A_0 - die Fläche (19 mm \varnothing) der Öffnung (orifice) C_0 - den Strömungsmengenfaktor (0.82) der Öffnung, A_v - den Ventildurchmesser, Δp_v - den Druckabfall im Ventil, Δp_0 - den Druckabfall in der Öffnung (orifice).

Die Abb.29 zeigt Beispiele der Versuchsergebnisse: Wenn wir die Ansaugöffnung b (Port) anschließen, dann bekommen wir eine Verbesserung des Kopfstoßes gegenüber dem Anschluß der Ansaugöffnung a (Port a), wir bekommen die umgekehrte Charakteristik, wie bei dem 45°-Ventil und bei dem 30°-Ventil. Ohne die Einschnürung k wird das Ergebnis nicht so gut wie man erwartet hätte. Ich habe versucht,

diese Ergebnisse auf den praktischen Motor anzuwenden. Der Vergleich der Werte η_v dieses Motors ist in der Abb.30 dargestellt. Was jedoch in dieser Abbildung gezeigt wird, sind zum Teil die Ergebnisse, die man beim Betrieb ohne Luftreiniger erhalten hat. Bei den sich auf die ursprüngliche Form des Ventiltellers beziehenden Kurven der Abbildung hatte man den Ventilteller der Abb.25,1 und die Ansaugöffnung a (Port a) zusammengebaut, bei den sich auf den bearbeiteten Ventilteller beziehenden Kurven hatte man den Ventilteller der Abb.25,3 und eine derart bearbeitete Ansaugöffnung zusammengebaut, daß sie der Ansaugöffnung b (Port b) nahekam. In beiden Fällen hatte man die Ansaugleitung in der Ausführungsform D der Abb.22 verwendet, diese Ergebnisse waren wider Erwarten umso schlechter, je mehr die Form verbessert wurde. Die Ursachen hierfür scheinen darin zu liegen, daß das Volumen der Ansaugleitung unverhältnismäßig groß war, das der von der Verbesserung des Ventiltellers herrührende Einfluß größer war als der von der Steigerung des Wertes η_v herrührende Einfluß, und daß schließlich η_v abnahm. Dies zeigt, daß man, bei der Verbesserung des Ventiltellers auch die Ansaugleitung entsprechend anpassen muß.

Man hat sodann als Ansaugleitung die in der Abb.31 dargestellte Ausführungsform einer Diffusor-Ansaugleitung, welche den Zweck hat, die Trägheit der Ansaugluft aufzuladen (?), mit dem in der Abb.25,3 gezeigten Ventilteller und mit der in der Abb.27 dargestellten Ansaugöffnung zusammengebaut und dadurch die in der Abb.32 dargestellten Ergebnisse erhalten. Bei der Kurve a der Abb.32 hatte man

den Ventilteller der Abb.25,3 und die Ansaugöffnung der Abb.27 mit der Ausführungsform D der Ansaugleitung zusammengebaut; bei der Kurve b der Abb.32 hatte man den Ventilteller der Abb.25,3 mit der Ansaugöffnung der Abb.27 und mit der in der Abb.31 dargestellten Ansaugleitung zusammengebaut; bei der Kurve c der Abb.32 hatte man den Ventilteller der Abb.25,1 mit der Ansaugöffnung der Abb.26 und mit der Ansaugleitung der Abb.31 zusammengebaut. Hierbei hat es sich also gezeigt, daß sich der Einfluß der Verbesserung des Ventiltellers und der Ansaugöffnung in der Richtung einer Steigerung von η_v ausgewirkt hat, in der Nähe von 3000 U/Min. jedoch ist auch hier der schlechte Einfluß mehr oder weniger größer geworden.

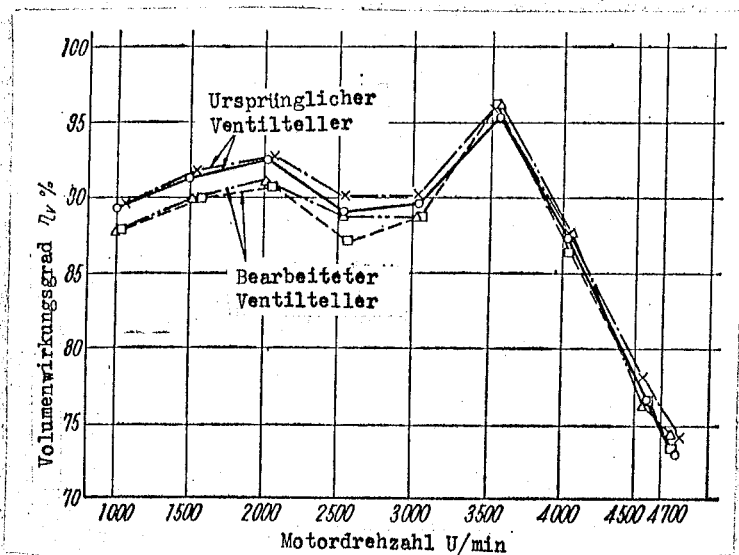


Abb.30 Vergleich zwischen dem η_v des ursprünglichen Ventiltellers und der bearbeiteten Ventilteller

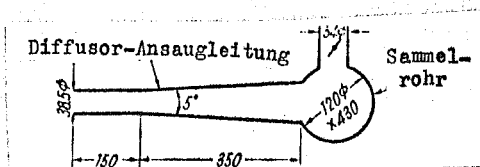


Abb.31 Die Diffusor-Form der Ansaugleitung

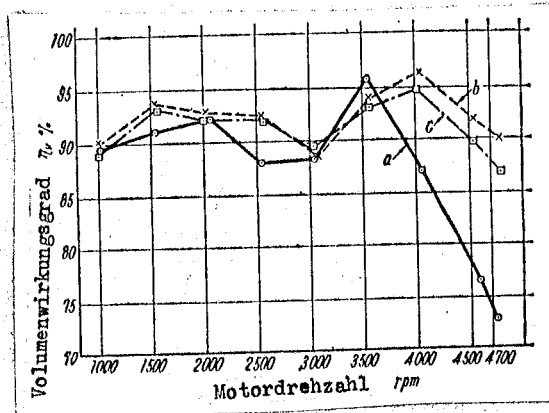


Abb.32 Der Vergleich des Einflusses des Ventiltellers und der Ansaugleitung auf den Volumewirkungsgrad η_v .

3. Die Anwendung der Trägheitsaufladung der Ansaugluft auf die Mehrzylinder-Benzineinspritzmotoren 7)

Wie bis zum vorhergehenden Kapitel dargelegt worden ist, sind bereits alle möglichen Erfindungen gemacht worden, welche das Ziel einer Verbesserung der Leistung des Benzineinspritzmotors zum Ziele hatten. Hier soll nun versucht werden, auf diesen Motor die Ansaugluftträgheit anzuwenden.

Der Volumewirkungsgrad η_v läßt sich mit großer Annäherung durch nachstehende Formel ausdrücken:

$$\eta_v = 1 + \frac{1 - p_e/p_s}{\kappa(\epsilon - 1)}$$

hierin bedeuten: p_e - den Gegendruck, p_s - den Ansaugdruck
 ϵ - das Kompressionsverhältnis und κ - das Verhältnis der spezifischen Wärmen.

Demnach ist es also gut, wenn man p_e/p_s klein macht. Eine Methode, p_s groß zu machen, besteht natürlich darin, den Widerstand des Ansaugleitungssystemes möglichst klein zu halten, es gibt aber auch eine Methode, bei welcher man zu diesem Zweck insbesondere die Trägheit und die pulsie-

rende Bewegung der Ansaugluft ausnützt. Diese Methode läßt sich recht gut auf die Benzineinspritzung anwenden. Um p_e klein zu machen, empfiehlt es sich, die Trägheit und die pulsierende Bewegung auf der Auspuffseite auszunützen.

Wenn man in geeigneter Weise Ventilgewichte (?) (das Ventilgewicht?) vorsieht, dann kann man dadurch eine Reinigung des Zylinders erreichen. Dabei ist jedoch zu befürchten, wie später noch dargelegt werden wird, daß, wenn man den Auflademotor sehr großnimmt, auch der unerwünschte Teil zunimmt.

Mit der Untersuchung der Trägheitsaufladung haben sich schon viele Forscher beschäftigt, die meisten von ihnen haben das Problem theoretisch erforscht, in vielen Fällen bezogen sich die Untersuchungen auf ein Zylinderbetrieb oder die bei den Untersuchungen angewandte Drehzahl war verhältnismäßig niedrig.

Bei der hier beschriebenen Versuchsarbeit ist die Trägheitsaufladung auf die Benzineinspritzung bei einem praktisch gebräuchlichen Viertaktmotor mit hoher Drehzahl angewandt worden; die hier aufgeführten Versuchsergebnisse hat man beim praktischen Betrieb des Motors erhalten.

Zunächst wurde für den Fall der Verwendung von Nocken ohne stoffliche (materielle?) Ventilgewichte (?) die Ansaugluftträgheit angewandt. Sodann wurde für den Fall der Verwendung von Nocken mit Ventilgewichten (?) die gemeinsame Wirkung der Ansaugluft und des Auspuffs angewandt; die Ergebnisse werden im folgenden dargelegt.

Der Motor war in jedem Falle mit einer Ansaugleitung versehen; die Strömung in dieser Ansaugleitung ist, wie die Untersuchungen vieler Forscher bestätigt haben, eine nicht stationäre Strömung, dies ist auch durch die Ergebnisse experimenteller Untersuchungen festgestellt worden. Es ist zwar zweifellos empfehlenswert, diese Strömung mathematisch zu erfassen und die Ergebnisse einer solchen Berechnung auszunützen, bei dem vielverzweigten Ansaugrohrstutzen eines Viertakt-Vierzylindermotors jedoch gestaltet sich eine derartige Berechnung nicht nur überaus schwierig, sondern es ist auch überaus schwierig, von einem solchen Berechnungsverfahren ausgehend bei den Versuchen mit Mehrzylindermotoren unmittelbar auf die Benzineinspritzung als ein aussichtsreiches "Pferd" zu setzen und kurzerhand Schlüsse zu ziehen. Der Verfasser hat deshalb mit dem Ziel einer raschen Durchführung der Versuche folgende Anordnungen getroffen:

Wenn sich das Ansaugventil öffnet und der Kolben in den Ansaughub eintritt, dann ist eine negative Welle gegen das Ausströmende der Ansaugleitung gerichtet, diese wird zu einer positiven Welle und kehrt auf die Zylinderseite zurück; dort wird sie als positive Welle reflektiert und kehrt vom Ausströmende her als negative Welle auf die Zylinderseite zurück. Wenn wir annehmen, daß sich in dem Zeitraum währenddessen sich das Ansaugventil öffnet, eine Periode dieser Schwingung vollzieht, dann wird ehe diese negative Welle in den Zylinder zurückkehrt, der Druck im Innern des Zylinders angestiegen sein und deshalb wird dort, wenn sich das Ansaugventil wieder schließt, der

Druck im Zylinder hoch sein und dadurch wird der Wert von η_v ansteigen. Von hier ausgehend können wir die nachstehende Berechnung durchführen: Wir können näherungsweise die Beziehung aufstellen 7):

$$\frac{\nu}{mN_s} = \frac{4\pi}{\varphi N_c} \quad m=1,2,3 \dots (1)$$

Hierin bedeuten: ν - die Schwingungszahl der Luftsäule in der Sekunde, N_s - die Zahl der Saughübe des Motors in der Sekunde, φ - den Kurbelwinkel bei der wirksamen Öffnung des Ansaugventils und N_c - die Zylinderzahl.

Wenn man bei einem Mehrzylindermotor die Ansaugleitung so anordnet, daß eine Beeinflussung (ein Dazwischentreten?, eine Einmischung?) der Ansaugluft nicht stattfindet und wenn man unter dieser Voraussetzung, daß die Gleichung (1) befriedigt ist, dann kann man den Anstieg von η_v messen. Dies ist dann die Auswirkung der Trägheit.

Wenn man nun in die Gleichung (1)

$$\frac{4\pi}{\varphi N_c} = m \quad m=1,2,3 \quad (2)$$

einsetzt, dann bekommt man den Resonanzzustand mit der zurückbleibenden pulsierenden Schwingung. In diesem Falle jedoch ist eine Begrenzung durch die Größe von φ vorhanden. Wenn man den unwirksamen Winkel des Ansaugventils ungefähr gleich 15° macht, dann können wir, wenn wir annehmen, daß das von der positiven Welle herrührende Maximum des Druckes im Zylinder kurz vor dem Schließen des Ventils, beispielsweise ungefähr 5° vorher auftritt, φ in folgender Weise bekommen: Wenn wir annehmen $\varphi = \theta - 35^\circ$ und θ = geometrischer Ventilöffnungswinkel, dann bekommen wir die folgende Beziehung

N_s	ν°	θ°	ν/N_s
1	180	215	4
2	"	"	2
3	240	275	1
4	180	215	1

Da nun bei $\nu/N_s = q$ $q = 1, 2, 3$ (3)

Resonanz auftritt, so wird, wenn wir nun $q = 1$ annehmen und die Schwingungsperiode und die Ansaugperiode gleich setzen, $1/\nu$ durch den Kurbelwinkel α° ausgedrückt. Wenn wir $1/N_s$ durch den Kurbelwinkel ausdrücken, dann bekommen wir

$$\alpha = \frac{360^\circ \times 2}{N_s} \quad (3')$$

und ganz allgemein

$$q\alpha = \frac{360^\circ \times 2}{N_s} \quad (3'')$$

Damit sind wir soweit, daß wir eine stationäre pulsierende Schwingung ausnützen können. In diesem Falle jedoch wird nicht nur eine Periode der Luftsäulenschwingung, je nachdem wir φ annehmen, genau in φ enthalten sein, sondern die Perioden werden gleich. Wir haben also die Wirkung einer stationären pulsierenden Schwingung.

Wir wollen nun diese Feststellungen in Abbildungen darstellen.

Zwischen dem maximalen Druck p der zusammengesetzten Wellen in der Leitung und der Geschwindigkeit u kann man die nachfolgenden Beziehungen aufstellen 8), 9):

$$\begin{aligned} p &= p_+ + p_- = a p u_+ - a p u_- \\ u &= u_+ + u_- = p_+ / a \rho - p_- / a \rho \end{aligned}$$

Indem wir uns diese Tatsachen zunutze machen, können wir den Einfluß der Strömung unterhalb des Ventils, sowie den Einfluß der Druckänderungen im Zylinder und den Einfluß der Drosselung am Ende der Leitung kennenlernen. Wenn wir

die Dämpfungswirkung vernachlässigen, dann wird jedoch die Ansaugung praktisch aus einer T.D.C. in eine B.D.C. verwandelt. Bei einer Ventilöffnung, deren wirksamer Winkel 40° nach B.D.C. liegt, bekommen wir das in der Abb. 33 dargestellte Trägheitsaufladungsdiagramm von $m = 1$ (?). Wenn wir uns dieses Diagramm näher ansehen, dann dürfen wir annehmen, daß in der wirksamen Ventilöffnung eine Periode enthalten ist. Man erkennt deutlich, daß auch bei $m = 2$, d.h. also auch bei der sekundären Trägheit bis zu einem gewissen Grade eine Wirksamkeit vorhanden ist. Wenn wir jedoch den Ventilschließwinkel mit 120° annehmen und dies graphisch aufzeichnen, so sehen wir deutlich, daß wir mit dem Schließen bei einer Periode etwas zu spät kommen. In der Praxis jedoch ist ein Motor im allgemeinen nicht so langsam (?). Für die in der Praxis gebräuchlichen Motoren gilt mit großer Annäherung die Gleichung (1).

Wenn wir den Fall der Aufladung durch eine stationäre pulsierende Schwingung graphisch darstellen, dann bekommen wir die Abb. 34. In dieser Abbildung haben wir den Fall dargestellt, daß bei 2 Zylindern eine Periode der Welle 360° beträgt, d.h. also wir haben $q = 1$ angenommen. Wenn wir den Schließwinkel des Ansaugventiles verhältnismäßig groß machen, dann können wir eine umso größere Schwingungsamplitude ausnützen. Jedoch bei $q = 2$, d.h. bei einer sekundären stationären Welle bekommen wir die gegenteilige Wirkung.

Wie man im wesentlichen auch vermuten mußte, werden bei einer Drehzahl des Motors, bei welcher sowohl stationäre Trägheit, als auch stationäre pulsierende Schwingungen auf-

treten, mit den Wellenbewegungen auch Geräusche verbunden sein, die Bedingungen, bei welchen diese Schwingungen auftreten, sind jedoch sehr kompliziert. So ist beispielsweise für einen Einzylinder die Primärschwingung und die Sekundärschwingung der Trägheit zwar gut, bei der 1.5ten Potenz jedoch tritt die gegenteilige Wirkung auf. Dies ist in der Abb.35 dargestellt. Die Druckänderung vor dem Ventil ist zwar bekannt, wie sich jedoch der Druck im Innern des Zylinders ändert, soll nun annäherungsweise untersucht werden.

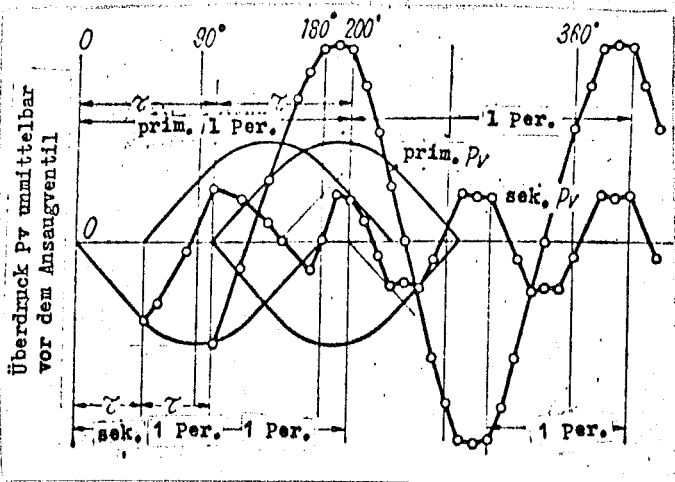


Abb.33 Der Überdruck unmittelbar vor dem Ansaugventil

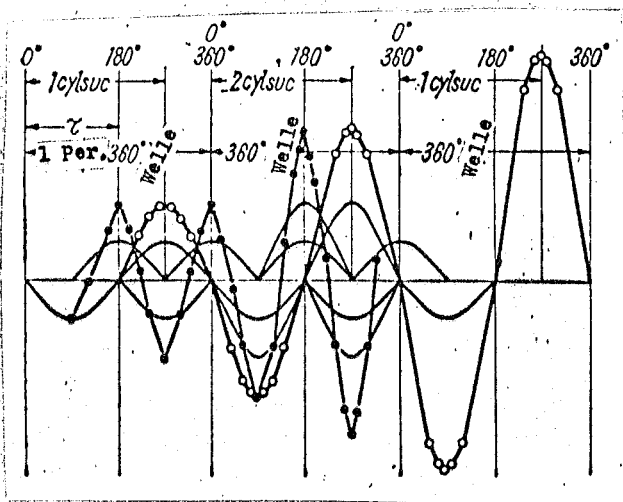


Abb.34 Die 360°-Wellen vor dem Ansaugventil bei 2 Zylindern.

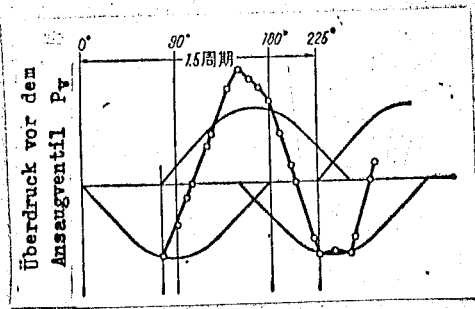


Abb. 35 Der Überdruck vor dem Ansaugventil

Wir können die Kolbengeschwindigkeit als annähernd als $C = 2\pi nr/60 \cdot \sin \theta$ annehmen (n ist die Drehzahl in U/Mir, r ist die Länge des Kurbelarmes). Wenn sich der Kolben mit dieser Geschwindigkeit bewegt, dann beträgt die vor dem Ventil hervorgerufene Geschwindigkeit $u_v = A_c/A_p \cdot C$ (A_c ist die Kolbenfläche, A_p ist die Ventilbohrungsquerschnittsfläche). Somit wird vor dem Ventil der Überdruck $p_- = -a \rho u_{v1}$ erzeugt, wenn wir nun die Zeit für einen Hin- und Hergang der Welle mit θ und die Ventilöffnung mit $\theta - 180^\circ$ bezeichnen, dann wird dieses p_- am Ausströmungsende zu $p_+ = a \rho u_{v1}$ verwandelt. Dabei entsteht vor dem Ventil $p_+ = a \rho u_{v2}$, auf diese Weise wird p_v vor dem Ventil zusammengesetzt. Bis dieses p_v größer als 0 wird, nehmen wir an, daß der Druck im Zylinder $P_c = P_0$ ist, sobald p_v größer als 0 wird, entsteht im Zylinder eine Strömung. Wenn wir annehmen, daß wir dabei den Strömungszustand im Ventil durch die Beziehungsgleichung für einen annähernd stationären Strömungszustand ausdrücken können, dann können wir schließlich den Überdruck im Zylinder p_c , den Überdruck vor dem Ventil p_v und die Strömungsgeschwindigkeit im Ventil u_c in folgender Weise finden ⁸⁾:

$$\begin{aligned}
 p_c &= A_c \cdot u_c / V_m \cdot a^2 \rho \\
 p_v &= a \rho (2 u_{v1} - u_{v2} - u_c) \\
 u_c &= \left[\frac{2}{\rho} \left\{ a \rho (2 u_{v1} - u_{v2} - u_c) - a \rho \left(\frac{A_c}{V_m} \cdot a \cdot u_c \right) \right\} \right]^{1/2}
 \end{aligned}$$

Hierin bedeuten: a - die Schallgeschwindigkeit, ρ - die Dichte und V_m - das mittlere Zylindervolumen. Das Hubvolumen haben wir als konstant angenommen. Ein Beispiel der Ergebnisse ist in der Abb.36 dargestellt.

Aus dieser Abbildung sehen wir, daß das Indikatorgramm der Druckwelle unmittelbar vor dem Ventil erkennen läßt, daß es richtig ist, das Ventil im obersten Punkt des erster positiven Druckberges zu schließen. Dies wird auch durch die Ergebnisse der Untersuchungen einer größeren Anzahl von Forschern bestätigt. In der Praxis jedoch muß noch mit dem Einfluß einer zurückgebliebenen Welle gerechnet werden (?).

Bei einem in der Praxis betriebenen Motor ist beim Eintritt in die Ansaugleitung ganz selbstverständlich ein Luftreiniger und ein Venturi angebracht. Der Einfluß der durch diese Apparate hervorgerufenen Drosselung muß auch untersucht werden.

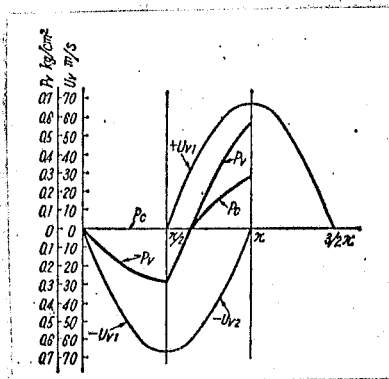


Abb.36 Der Überdruck vor dem Ansaugventil und im Zylinder

Wenn wir die gleichen Gedankengänge anstellen wie beim vorhergehenden Problem und den Strömungszustand am gedrosselten Ende der Ansaugleitung durch die Beziehungsgleichung für einen stationären Zustand ausdrücken, dann wird der Druck am Ventil durch die nachstehende Gleichung ausgedrückt 10):

$$p_v = a\rho(2u_{01} - 2u_{v1}) - a\rho u_{v2}$$

Hierin bedeuten: u_v - die Strömungsgeschwindigkeit im Ventil und u_0 - die Strömungsgeschwindigkeit am Ende der Leitung. Beim Schließen des Ventils, wenn dieser Wert p_v gleich 0 ist, kann nicht aufgeladen werden. Für diesen Fall bestimmen wir das Drosselverhältnis $\varphi = A_t/A_p$ (A_t ist die Querschnittsfläche an der Drosselstelle und A_p ist die Querschnittsfläche der Leitung): $2u_{01} - 2u_{v1} - u_{v2} = 0$.

Wenn wir nun das Öffnen und Schließen des Ventils bei $0 - 180^\circ$ annehmen, dann wird bei 180° $u_{v2} = 0$ und deshalb haben wir beim Schließen des Ventils $2u_{01} - 2u_{v1} = 0$.

Daraus ergibt sich $u_{01} = u_{v1}$, da andererseits u_{01} durch die Formel $u_{01} = \varphi \left\{ \frac{2}{\rho} a\rho(2u_{v1} - u_{01}) \right\}^{1/2}$ ausgedrückt wird, so haben

wir $u_{v1}^2 - \varphi^2 \cdot 2a \cdot u_{v1} = 0$

Hieraus können wir nun, wenn u_{v1} gegeben ist, φ bestimmen.

Für verschiedene Ansaugluft-Eintrittsgeschwindigkeiten u_v bekommen wir also die nachfolgenden Werte von φ

u_v m/s	40	60	80	100	120
φ	0.245	0.300	0.347	0.388	0.425

Mit steigender Drehzahl müssen wir also auch φ größer machen. Hieraus ergibt sich, daß bei nicht vollständig geöffnetem Drosselventil die Trägheitswirkung nach und nach aufhört. Ob sich dies für einen in der Praxis üblichen Motor günstig auswirkt, ist noch eine Frage.

Für 2 weitere Fälle, nämlich für den Fall, daß das Drosselventil am vorderen Ende der Leitung befestigt ist und für den Fall, daß überhaupt kein Drosselventil vorhanden ist, können wir eine Bestätigung dafür finden, daß die Schwin-

gungszahl der Luftsäule nicht allzu stark verändert wird.

Aus den obigen Darlegungen haben wir zwar einen angenäher-
ten Begriff von der Trägheit der Ansaugluft bekommen, im
folgenden wollen wir jedoch für die oben erwähnten Glei-
chungen (1), (2) und (3) bei den von vielen Forschern be-
richteten Versuchsergebnissen nach Bestätigungen suchen.

Herr Dr. Asanuma ¹¹⁾ hat die Formel $Z = 2\pi n/a \cdot \sqrt{IV, f}$ als Träg-
heitskennziffer bezeichnet und dazu Versuchsergebnisse an-
gegeben. Diese Kennziffer wird in folgender Weise abgewan-
delt: Bei einer kurzen Leitung drücken wir die Schwin-
gungszahl der Luftsäule durch die Formel $\nu = a/2\pi \cdot \sqrt{f/IV}$ aus,
wenn wir $N_s = n/2$ annehmen, dann wird $N_s/\nu = 2\pi n/2a \cdot \sqrt{IV, f} = Z/2$
dabei ist zu erwarten, daß wir das gleiche Ergebnis bekom-
men, einerlei, ob wir von Z her rechnen oder von N_s/ν .

Wenn wir nun $N_c = 1$ setzen und die Versuchsergebnisse von
Herrn Dr. Asanuma ¹²⁾ benützen, dann bekommen wir die nach-
folgenden Werte (siehe nächste Seite oben).

Bei den unten aufgeführten Beispielen sind die Werte von
 $Z/2$ und N_s/ν mehr oder weniger verschieden, das Ziel ist
jedoch erreicht, wenn man den Wert für φ entsprechend (?)
dem praktischen wirksamen Winkel nimmt und auch den Wider-
stand usw. in die Betrachtung mit einbezieht. Ein weiteres
Beispiel haben wir, wenn der Winkel, bei welchem das
Schließen des Ventiles beendet ist, in der Nähe von 215°
liegt, dies ist ein Beispiel, bei welchem η_v ziemlich
groß wird, bei $Z = 0,5$ wird hierbei $\nu/N_s = 4$.

Bei 3 Zylindern bekommen wir für $\varphi = 240^\circ$ sehr günstige
Werte, dabei wird $\nu/N_s = 1$.

Nockenform	Ventil- öffng. Beginn	Ventil- öffng. Ende		
A	$\sim 0^\circ$	213		
B	$\sim 0^\circ$	240		
C	$\sim 0^\circ$	270		
$\varphi^\circ = 0^\circ - 35^\circ$		Z/2	N_s/ν	
178	0.235		0.248	
205	0.275		0.285	
235	0.305		0.327	(Zündungs- beispiel)
θ	φ	Z/2	N_s/ν	
255	220	0.292	0.306	
223	188	0.25	0.261	
207	172	0.225	0.239	(Zündungs- beispiel)
θ	φ	Z/2	N_s/ν	
180	145	0.16	0.201	
202	167	0.20	0.232	
222	187	0.235	0.254	
242	207	0.25	0.288	
262	227	0.28	0.315	
281	246	0.30	0.342	(Antriebs- beispiel)

Wenn wir nun die stationäre pulsierende Strömung im Zylinder berücksichtigen, dann bekommen wir bei

$N_c = 2$ die $\alpha = 360^\circ$ -Wellenformel

$N_c = 3$ die $\alpha = 240^\circ$ - oder die $\alpha = 120^\circ$ -Wellenformel und

$N_c = 4$ die $\alpha = 180^\circ$ -Wellenformel.

In der oben beschriebenen Weise können wir die Versuche sehr schnell durchführen und doch zu unserem Ziel kommen. Dabei ergibt sich aber doch noch eine Schwierigkeit dadurch, daß für die verschiedenen Arten der Konstruktion der Mehrzylindermotoren jeweils die freie Schwingungszahl ν des Ansaugleitungssystems bestimmt werden muß, in diesem Falle ist es das Beste, wenn wir den Begriff der Impedanz ¹³⁾ anwenden. Es lassen sich zwar verschiedene Arten der Form der Ansaugleitung für einen Vierzylindermotor denken, bei dem allgemeinen Vergasermotoren jedoch wird die in der Abb.37 dargestellte Form angewandt.

Da bei einem derartigen Ansaugleitungssystem eine gegenseitige Beeinflussung der Ansaugluft stattfindet, kann die Trägheit oder die pulsierende Bewegung der Luftsäule nicht wirksam ausgenützt werden, es spielt dabei zwar eine Rolle wie groß die tatsächliche Öffnung des Ventils ist, jedoch darf man auch von einer Änderung der Länge der verschiedenen Rohrleitungen nicht allzu viel erwarten. Man muß sich zu einer Konstruktion entschließen, bei der jeweils 2 Zylinder zusammengefaßt sind, oder bei der diese Zylinder als 1 Zylinder verwendet werden. Wenn wir allerdings an die Motoren für die üblichen Gebrauchswagen denken, dann gestaltet sich die Frage der Konstruktion verhältnismäßig einfach, bei diesen Motoren ist es ganz klar, daß mindestens bei den Vierzylindermotoren ein Venturi und ein Luftreiniger vorhanden sind und daß wir diese Bedingungen für jeden einzelnen Zylinder haben (?). Eine grundsätzliche Ausführungsform, die diesen Bedingungen entspricht, ist in der Abb.38 dargestellt. In dieser Abbildung bedeuten l - die Länge der Rohrleitung, f - die Rohrquerschnittsfläche, V - das Volumen, V_m - das durchschnittliche Ansaugluftvolumen eines Zylinders und V_s - das Volumen der Ansaugsammelleitung.

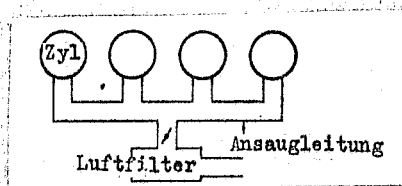


Abb.37 Allgemein übliches Ansaugleitungssystem

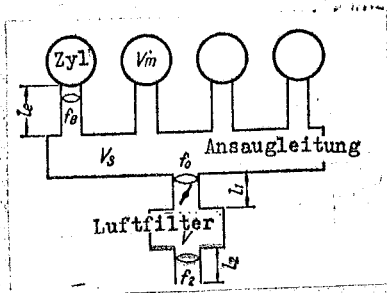


Abb. 38 Normales Ansaugleitungssystem

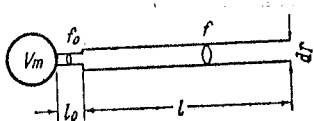


Abb. 39 Einzelrohr-Ansaugleitung

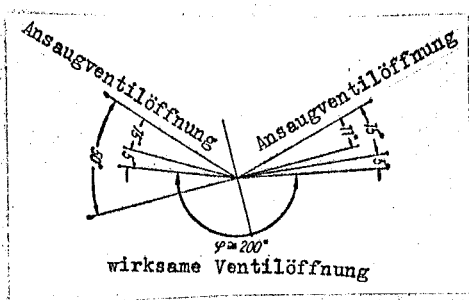


Abb. 40 Die Ventilöffnung

Wenn wir nun in der Abb. 38 V_s und das was darunter ist, als nicht vorhanden betrachten, dann bekommen wir die sogenannte Einzelleitung, wie sie in der Abb. 39 dargestellt ist.

Wenn wir den Winkel von der Ventilöffnung des Versuchsmotors an bis zu dem unwirksamen Winkel und bis zum praktischen Ansaugen, sowie den Winkel, bei welchem der höchste Ansaugdruck im Zylinder, solange das Ventil noch in entsprechendem Maße geöffnet ist, auftritt, annehmen und wie in der Abb. 40 dargestellt, ungefähr $\varphi = 200^\circ$ annehmen und außerdem $N_c = 1$ setzen, dann ist bei

$$\nu/N_s = 4\pi/\varphi N_s = 3.6 \quad (1)$$

zu erwarten, daß η_v seinen höchsten Wert annimmt. Damit können wir ν aus der folgenden Gleichung bestimmen:

$$\cot kL' = k V_m/f \quad (2)$$

Hierin nehmen wir an: $L' = l' + l_0' f_0 / f = l' + l_0'$ und $f_0 = f \cdot l_0'$, l' und L' bedeuten, daß man den wirklichen Rohrlängen l_0 , l und L die Korrekturen am Rohrende hinzugefügt hat. In der Gleichung $k = 2\pi v / a$ ist a die Schallgeschwindigkeit.

Die obige Berechnung ist zwar für eine einzelne Ansaugleitung durchgeführt worden, beim praktischen Motor ist jedoch unbedingt immer eine Sammelansaugleitung oder ein gemeinsames Volumen V_s , sowie ein Venturi-Volumen l_1 , f_0 und ein Luftreinigervolumen V vorhanden. Wir müssen also versuchen, diejenige Größe von V_s zu bestimmen, welche einen Wert von γ ergibt, der sich nicht allzu stark von dem γ unterscheidet, das wir für die Einzelleitung gefunden haben. Wir haben also ausgehend von dem Begriff der Impedanz die der Abbildung 38 entsprechenden Gleichungen aufgestellt, $V = 0$, $l_2 = 0$ und l_1 sehr kurz angenommen und ein Venturi angeschlossen; wenn wir V_s annehmen, und den Luftreiniger ... (?) ..., dann bekommen wir die die Schwingungszahl ergebende Gleichung wie folgt:

$$\frac{1}{4} \left(\frac{f_0}{k^2 l_1} - v_s \right) = \frac{f_s}{k} \frac{\tan kl_s + \frac{k}{f_s} V_m}{1 - \frac{k}{f_s} V_m \tan kl_s} \quad (3)$$

Hierin ist $f_0 l_1 \ll V_s$ und $\tan kl_1 = kl_1$.

Als Beispiel haben ich ausgehend von den gegebenen Abmessungen der einzelnen Teile für den Versuchsmotor unter Konstanthaltung der Drehzahl auf 2500 U/Min. aus den Gleichungen (1) und (2) den Wert von γ , und damit den Wert von k zu 1.419 und L zu 0.648 m bestimmt.

Wenn nun aus der Gleichung (3) $k = 1.493$ gegeben ist, dann wird $V_s = 0.327 \text{ m}^3$, wenn man $k = 1.429$ annimmt, dann wird

$V_s = 0.419$. Wenn wir nun annehmen, daß man bei eingebautem V_s eine Schwingungszahl bekommt, welche sich nicht viel von der Schwingungszahl unterscheidet, die man bekommt, wenn kein V_s eingebaut ist, dann kann man sich darauf festlegen, daß eine Größe von V_s von wenigstens 0.5 m^3 erforderlich ist. Wenn jedoch die Größe von V_s über ein bestimmtes Maß hinausgeht, beispielsweise $0,0327 \text{ m}^3$ ist, dann können wir die Rohrlänge für den Fall des Fehlens von V_s berechnen und wir bekommen praktisch keinen Unterschied gegenüber dem Fall, in welchem ein V_s eingebaut ist; der Grund hierfür liegt darin, daß die beiden Werte für k nämlich 1.419 und 1.493 bei abgestimmter Drehzahl des Motors praktisch keinen Unterschied bedeuten. Da sich die Größe von η_v nach der Größe von V_s richtet, so ist im Hinblick auf die Leistung noch eine experimentelle Bestätigung notwendig.

Wenn man nun in der Abb. 38 $V_s = 0$ und $l_2 = 0$ annimmt, und außerdem l_1 sehr kurz und f_0 groß macht, dann sieht die die Schwingungszahl angegebende Gleichung folgendermaßen aus

$$\frac{1}{4} \left(\frac{f_0}{k^2 l_1} \right) = \frac{f_0}{k} \frac{\tan kl_1 + \frac{k}{f_0} V_m}{1 - \frac{k}{f_0} V_m \tan kl_1} \quad (4)$$

Wenn man nun für $l_1 = 0.145 \text{ m}$ einen Venturi-Öffnungsdurchmesser D_0 bestimmt, für welchen man ein k bekommt, das für den Versuchsmotor in der Nähe von $k = 1.419$ liegt, dann bekommt man folgende Näherungswerte: Wenn $k = 1.4$ gegeben ist, dann wird $D_0 = 212.9 \text{ mm}$, für $k = 1.35$ bekommt man $D_0 = 109,2$ und für $k = 1.3$ bekommt man $D_0 = 72.9$. Wenn man f_0 groß macht, dann kommt man nahe an die Werte heran, welche für den Fall des Einzelsaugrohres gelten, auch in diesem Fall kommt man, wenn man für f_0 einen einigermaßen hohen

Wert einsetzt, durch die Berechnung für den Fall des Einzelsaugrohres zu ganz brauchbaren Werten.

Da es nun schien, daß es am besten sei, um den Drehzahl-
abstimmungsbereich zu erweitern, eine Diffusionssauglei-
tung oder eine stufenförmig abgesetzte (?) Saugleitung zu
verwenden, so hat man die entsprechenden Berechnungsglei-
chungen in der nachfolgenden Weise aufgestellt: Wir setzen
zunächst fest: Die Schallimpedanz $Z = p/X$, den Überdruck
 $p = P - P_0$, die Volumenverschiebung $X = f\xi$, und bezeich-
nen mit f - die Querschnittsfläche des Ansaugrohres, mit
 ξ - die Verschiebung, mit l - die wirksame Länge des An-
saugrohres. Wir setzen weiterhin $E = kP_0$, und bezeichnen
mit P - den absoluten Druck im Ansaugrohr und mit P_0 -
den absoluten Druck im Ruhezustand. Wir setzen weiterhin
 $k = \omega/a$ und $\omega = 2\pi\nu$, und bezeichnen mit ν - die Schwin-
gungszahl, mit a die Schallgeschwindigkeit, mit v - die
Strömungsgeschwindigkeit im Saugrohr, mit ρ - die Dichte
im Saugrohr, mit k - das Verhältnis der spezifischen Wär-
men und mit d - den Durchmesser des Saugrohres. Nun bekom-
men wir die Bewegungsgleichungen

$$\frac{\partial v}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial P}{\partial x} \quad (1)$$

$$\text{(Kontinuitäts-} \quad \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial x} + \rho v \frac{d \log f}{dx} = 0 \quad (2)$$

gleichung)

$$\text{(Kompressions-} \quad \frac{P}{\rho k} = \text{const}, \quad \frac{dP}{d\rho} = \frac{\kappa P}{\rho} = a^2 \quad (3)$$

gleichung)

Aus den Gl. (1), (2) und (3) ergibt sich

$$\frac{1}{a^2} \frac{\partial^2 P}{\partial t^2} = \frac{\partial^2 P}{\partial x^2} + \frac{\partial P}{\partial x} \cdot \frac{d \log f}{dx} \quad (4)$$

Nun können wir den Diffusor, wie in der Abbildung 41
angegeben, aufzeichnen

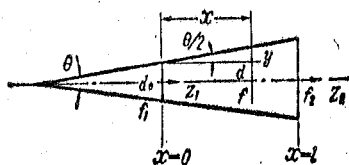


图-41

Nun ist

$$\frac{y}{x} = \tan \frac{\theta}{2} = \frac{\theta}{2}$$

Im allgemeinen ist $\theta = 4 - 8^\circ$

Deshalb bekommen wir

$$\frac{d \log f}{dx} = \frac{2\theta}{d_0 + \theta x}$$

Bei der nachstehenden Berechnung geht man unter Anwendung des Begriffes der Impedanz vor und erhält schliesslich die folgenden Gleichungen:

$$Z_2 = \frac{Ek}{f_2} \times$$

$$\frac{Z_1 \left(\alpha + \frac{\beta}{k} \tan kl \right) + \alpha \frac{Ek}{f_1} \tan kl}{-Z_1 \left(\left(\frac{\beta^2}{k^2} + \alpha \right) \tan kl - \frac{l\beta^2}{k} \right) + \frac{Ek}{f_1} (\alpha - \alpha\beta \tan kl)}$$

Dabei ist $\alpha = \frac{d_0}{d_0 + \theta l}$, $\beta = \frac{\theta}{d_0 + \theta l}$ (5)

oder

$$Z_1 = \frac{Ek}{f_1} \times$$

$$\frac{Z_2 (\alpha - \alpha\beta \tan kl) - \alpha \frac{Ek}{f_2} \tan kl}{Z_2 \left(\left(\frac{\beta^2}{k^2} + \alpha \right) \tan kl - \frac{l\beta^2}{k} \right) + \frac{Ek}{f_2} \left(\alpha + \frac{\beta}{k} \tan kl \right)}$$

Wenn wir hierin

(6)

$\theta = 0$, $\alpha = 1$, $\beta = 0$, $f_1 = f_2 = f$ einsetzen,

d.h. also ein zylindrisches Rohr nehmen, dann bekommen wir

$$Z_2 = \frac{Ek}{f} \frac{Z_1 + \frac{Ek}{f} \tan kl}{-Z_1 \tan kl + \frac{Ek}{f}}$$

$$Z_1 = \frac{Ek}{f} \frac{Z_2 - \frac{Ek}{f} \tan kl}{-Z_2 \tan kl + \frac{Ek}{f}}$$

Im folgenden sollen nun das zylindrische Rohr, das stufenförmig abgesetzte Rohr und das Diffusor-Rohr miteinander verglichen werden.

Bei dem in der Abb.42 dargestellten zylindrischen Rohr ist die Schwingungszahl durch nachstehende Formel gegeben:

$$kV_m / f = \cot kl$$

Diese Formel kann man in der folgenden Weise umschreiben (Abb.43):

$$\frac{\tan kl_1 + \frac{k}{f_1} V_m}{1 - \frac{k}{f_1} V_m \tan kl_1} = \cot kl_2 \quad (7)$$

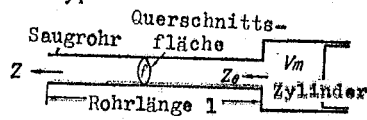


Abbildung 42.

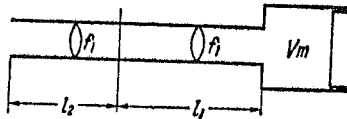


Abbildung 43

Für das stufenförmig abgesetzte zyl. Rohr bekommen wir die nachstehende Gleichung (Abb. 44):

$$\frac{\tan kl_1 + \frac{k}{f_1} V_m}{1 - \frac{k}{f_1} V_m \tan kl_1} = \frac{f_2}{f_1} \cot kl_2 \quad (8)$$

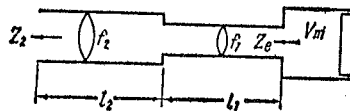


Abbildung 44

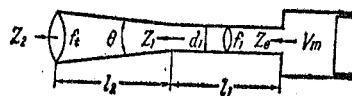


Abbildung 45

Für das in der Abb. 45 dargestellte Diffusor-Rohr bekommen wir aus den Gleichungen (5) und (6) für $Z_2 = 0$ die nachfolgende Gleichung:

$$\frac{\tan kl_1 + \frac{k}{f_1} V_m}{1 - \frac{k}{f_1} V_m \tan kl_1} = \cot kl_2 + \frac{\theta}{kd_1} \quad (9)$$

Wenn wir in dieser Gleichung (9) V_m , f_1 und l_1 als gleich annehmen, dann bekommen wir für k in der gleichen Weise aus den Gleichungen (7), (8) und (9) die nachstehende Gleichung:

$$\cot kl_2 = \frac{f_2}{f_1} \cot kl_2' = \cot kl_2'' + \frac{\theta}{kd_1}$$

In dieser Gleichung drückt l_2' das l_2 des stufenförmig abgesetzten zylindrischen Rohres aus, während l_2 das l_2 des zylindrischen Rohres und l_2'' das l_2 des Diffusor-Rohres ausdrücken.

Wenn wir nun beispielsweise $k=1$, $l_2 = 0.3$ m, $f_2/f_1 = 4$,

$d_1 = 5$ cm und $\theta = 6^\circ$ annehmen, dann bekommen wir für
 $l_2 = 0.3$, $l_2' = 0.89$ und $l_2'' = 0.72$.

Das heißt also, ein die gleiche Schwingungszahl ergebendes Diffusor-Rohr wird bedeutend länger.

Das bei diesen verschiedenen Gleichungen herauskommende V_m ist der mittlere Wert des Zylindervolumens beim Ansaugen, für die Schallgeschwindigkeit a hat man die mittlere Schallgeschwindigkeit des gesamten Ansaugrohrsystemes genommen.

Für ein sehr kurzes zylindrisches Rohr können wir aus den Bewegungsgleichungen und aus den Schwingungsgleichungen die folgenden Annäherungsgleichungen entnehmen: $\cos kl \approx 1$, $\sin kl \approx 0$. Wenn wir nun die gesamte Länge des Rohres mit L bezeichnen und $\rho f L = M$ setzen, dann können wir schließlich die Bewegungsgleichung wie folgt anschreiben

$$\frac{d^2\xi}{dt^2} M = P_1 - P_2(\theta)$$

Wenn wir in diese Gleichung ein den Widerstand berücksichtigendes Glied einsetzen, dann bekommen wir

$$M \frac{d^2\xi}{dt^2} + r \left(\frac{d\xi}{dt} \right)^2 = P_1 - P_2(\theta)$$

In einzelnen Fällen haben verschiedene Forscher aus dieser Gleichung auch die verschiedenen Trägheitscharakteristiken bestimmt.

In dieser Gleichung ist $P = fp$ und θ ist der Kurbelwinkel.

Das hierbei in der Trägheitskennziffer Z herauskommende V hat man als das Hubvolumen und die Schallgeschwindigkeit a hat man als die Schallgeschwindigkeit der Temperatur im Zylinder zu nehmen. Dabei haben wir uns den Zylinder als eine Feder und die Luftsäule im Zylinder als eine Masse

vorzustellen 16).

Im Anschluß hieran wollen wir uns nun wieder den Versuchen zuwenden.

Tafel 2

Die Ventilöffnung

Zylinder Nr		1	2	3	4
Ansaug-Ventil	Öff.v.o.T.	13	10	13	9
	Schl.n.u.T.	47	55	48	43
Auspuff-Ventil	Öff.v.u.T.	44	43	42	42
	Schl.n.o.T.	16.5	14	14.5	13

Wir beginnen zunächst mit der Untersuchung des Volumenwirkungsgrades und der Leistungscharakteristik für den Fall der zylindrischen Form des Ansaugrohres. Die bei diesen Untersuchungen angewandten Ventilöffnungen sind in der Tafel 2 zusammengestellt. Die wirklichen Längen der Rohrleitung waren folgende: 55, 150, 350, 450, 550, 750 und 950 mm. Das 55 mm lange Rohr hatte einen Innendurchmesser von 33 mm, die anderen hatten sämtliche einen Innendurchmesser von 35 mm.

Bei den Versuchen wurde die Ventilöffnung als vollständige Öffnung angenommen und das Gemischverhältnis war ein Luftkraftstoffverhältnis von 13. Ein Venturüß war jedoch nicht vorhanden.

Die Länge der Ansaugschlitzte im Zylinderdeckel betrug 72 mm.

Der Kraftstoff wurde von der Rohrwurzel her gegen das Ansaugventil zu eingespritzt.

Die als Volumenwirkungsgrad gemessenen Werte müssen als aus den mit dem Lauter-Dichtemesser erhaltenen Werten umgerechnete Mittelwerte für die 4 Zylinder bezeichnet wer-

den. Die Ergebnisse der Messungen sind in den Abb.46 und 47 dargestellt.

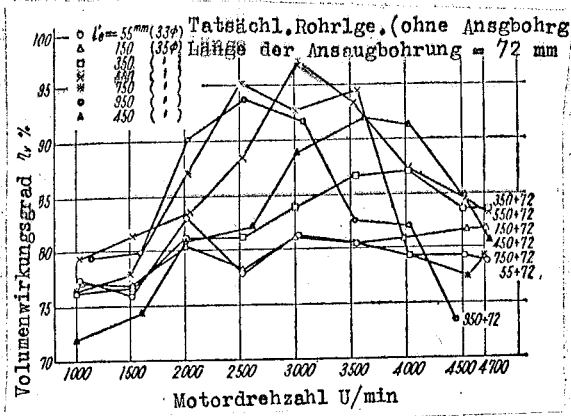


Abb.46 Der Volumenwirkungsgrad einer Ansaugleitung mit zylindrischer Rohrform.

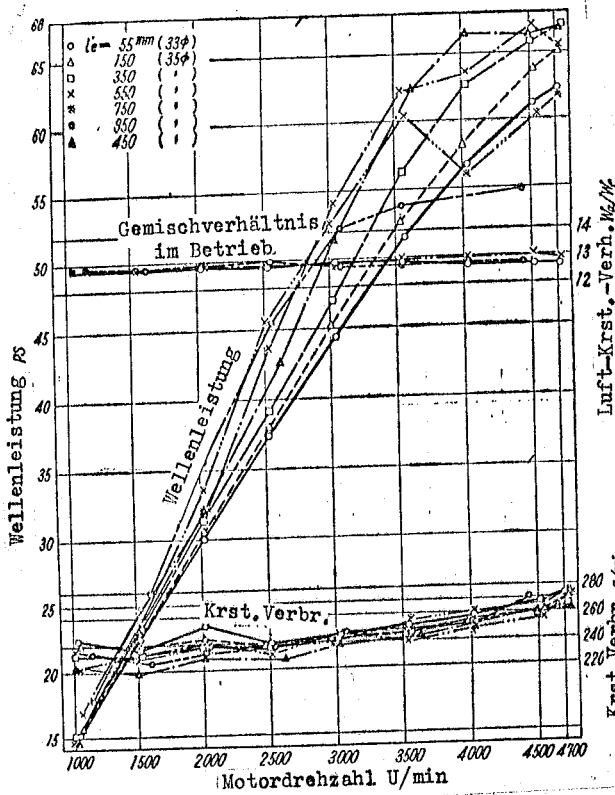


Abb.47 Die Motorleistungscharakteristik in Abhängigkeit von der Länge eines zylindrischen Ansaugrohres.

Die Beziehung zwischen diesem Volumenwirkungsgrad η_v und der Drehzahl n richtet sich nach der Beziehung $\eta_v = N_s / v$, sie ist in der Abb.48 dargestellt. Die höchsten Werte von η_v hat man für alle Ansaugrohre in der Nähe von $v/N_s = 3.8$

bekommen, dies stimmt ziemlich gut mit dem Wert 3.6 überein, den man von vornherein vermutet hatte. Aus dieser Abbildung ist zu ersehen, daß bei dem zylindrischen Ansaugrohr des Versuchsmotors bei einer Zwischendrehzahl der Wert von η_v je nach der Länge des Ansaugrohres 95% und darüber erreicht, daß jedoch der höchste Wert von η_v bei der Höchstdrehzahl des Motors von 4700 U/Min., wie man für dieses Beispiel aus der Kurve M der Abbildung schließen kann, nicht über ungefähr 83.5% hinausgeht.

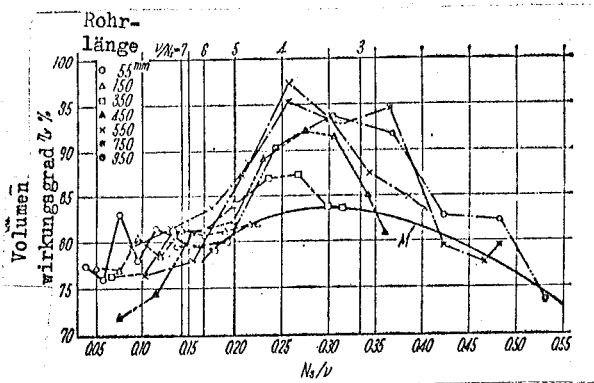


Abb.48 Der Zusammenhang zwischen dem von einer Ansaugleitung mit zylindrischer Rohrform abhängigen Volumenwirkungsgrad η_v und dem Wert N_s/v

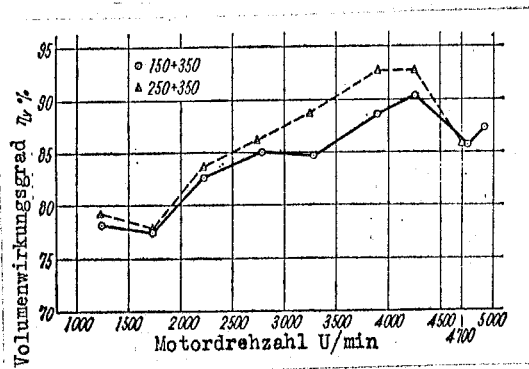


Abb.49 Der Volumenwirkungsgrad einer Ansaugleitung der Diffusor-Form.

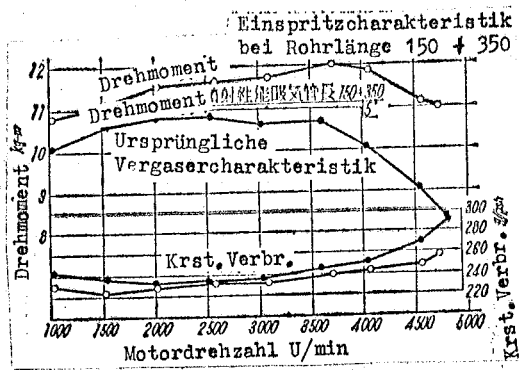


Abb. 50 Vergleich der Einspritzmotorleistung bei einer Ansaugleitung mit Diffusor-Form und der ursprünglichen Vergaserleistung.

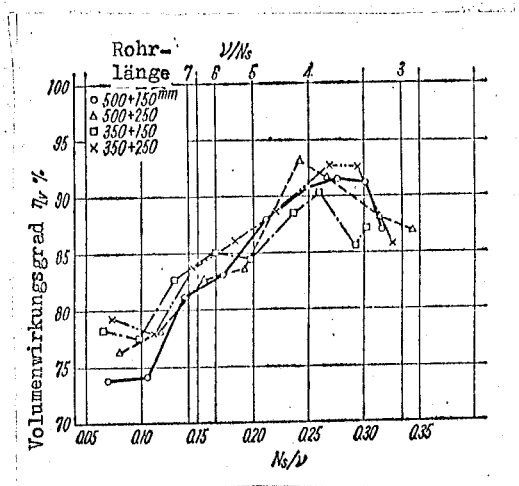


Abb. 51 Der Zusammenhang zwischen dem von einer Diffusorförmigen Ansaugleitung abhängigen η_v und dem Wert N_s/v

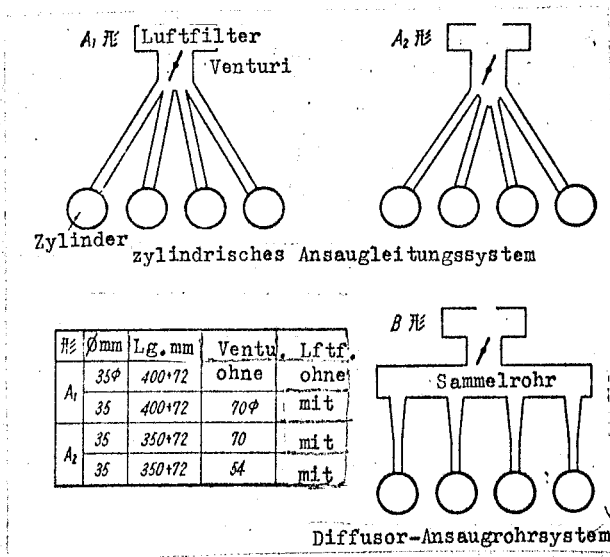


Abb. 52

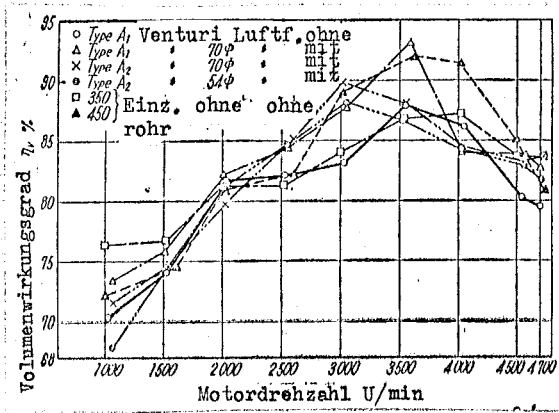


Abb. 53 Vergleich der Volumenwirkungsgrade η_v bei zylindrischer Rohrform der Ansaugleitungssysteme.

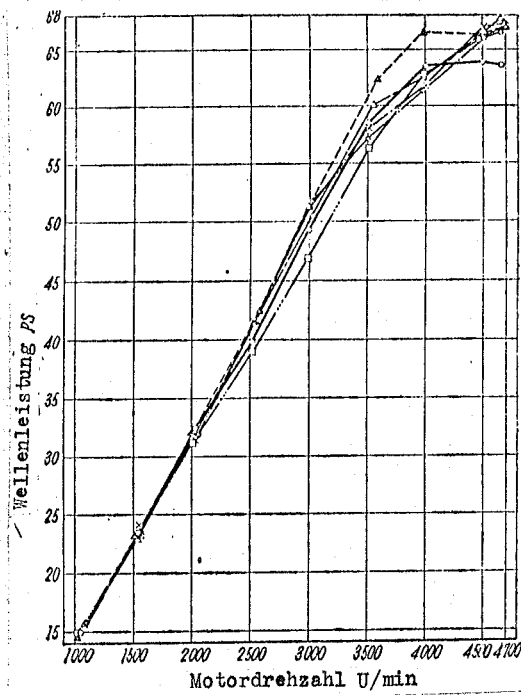


Abb. 54 Vergleich der Motorleistung bei einem Ansaugsystem mit zylindrischer Rohrform.

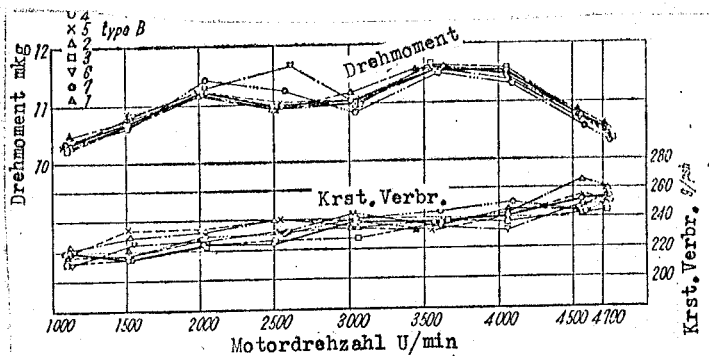


Abb. 55 Leistungsvergleich bei diffusorförmigem Ansaugleitungssystem.

Sodann ist die Diffusor-Bauart des Ansaugrohres untersucht worden.

Es wurden 2 Längen des Diffusor-Teiles, nämlich 350 mm und 500 mm Länge untersucht, dabei betrug θ 5° , die Länge des mit diesem Diffusor zusammengebautem zylindrischen Teiles betrug im einen Falle 150 mm und im anderen Falle 250 mm, der Innendurchmesser des zylindrischen Teiles betrug 35mm. Die Ergebnisse dieser Untersuchungen sind in den Abb.49 und 50 dargestellt.

Bei diesen Versuchen ist der Wert η_v bis zu 87% angestiegen, auch die Leistungscharakteristik ist im Vergleich mit dem Vergasersystem ganz wesentlich stärker gestiegen.

Die Abb.51 zeigt das η_v - N_s/v -Diagramm dieser Ergebnisse; auch in dem Diagramm der Diffusor-Form haben wir bei $v/N_s = 3.8$ den höchsten Wert von η_v .

In dem zylindrischen Rohr tritt zwar bei der Resonanz eine ziemlich starke Gegenströmung vom offenen Ende her auf, bei dem Ansaugrohr der Diffusor-Bauform ist hiervon jedoch nahezu überhaupt nichts zu spüren.

Aus dem oben Dargelegten ergibt sich ganz klar, daß es zweckmäßig ist, zunächst in der eingangs erwähnten Art die abgestimmte Rohrlänge und den Rohrdurchmesser zu bestimmen.

Da jedoch bei den in der Praxis gebräuchlichen Motoren ganz selbstverständlich ein Sammelrohr, ein Venturi und ein Luftreiniger vorhanden sind, so muß man sich zuerst überzeugen, wie die Verhältnisse in diesem Falle liegen.

Von den untersuchten Ansaugrohrsystemen sind in der Abb.52 3 Arten dargestellt, nämlich die A_1 -Bauform, die A_2 -Bauform

und die B-Bauform.

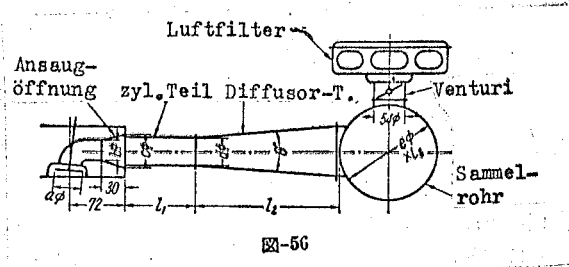


Abb. 56

Die Versuchsergebnisse mit den A-Bauformen sind in den Abb. 53 und 54 dargestellt. In den Abbildungen ist eine Gegenüberstellung mit den Ergebnissen, die man ohne Venturi und ohne Luftreiniger erhalten hat, gemacht worden, dabei sieht man deutlich, daß der Unterschied nur ganz klein ist. Die Drehzahl, bei der η_v seinen höchsten Wert annimmt, ist etwas auf die Seite der niedrigen Drehzahlen hin verschoben. Auch im Vergleich mit der Bauform B sind die Drehzahlen verhältnismäßig stark (wörtlich scharf, zugespitzt) verschoben.

Die Daten der untersuchten Bauformen B sind in der Tafel 3 zusammengestellt. Die bei diesen Untersuchungen erhaltenen Ergebnisse sind in der Abb. 55 aufgezeichnet. Wenn wir die in dieser Abbildung dargestellten Ergebnisse mit den in der Abb. 50 dargestellten Leistungsdaten vergleichen, die man ohne Sammelrohr, ohne Venturi und ohne Luftreiniger im Falle eines einzelnen Diffusor-Rohres erhalten hat, so können wir zwar ganz allgemein feststellen, daß die Leistung mehr oder weniger abgenommen hat, die allgemeine Tendenz der Kurven jedoch ist gleich geblieben. Bei dem ebenfalls untersuchten Volumen des Sammelrohres ist nahezu kein Unterschied festgestellt worden. Es war also ganz in der Ordnung, wenn man bei den hier beschriebenen Versuchen

das Volumen des Sammelrohres mit 3.4 l und schließlich das Volumen der gesamten Auspuffleitung des Motors ungefähr doppelt so groß genommen hat. Wenn wir die Leistung mit der Bauform A vergleichen, dann können wir feststellen, daß die Leistung bei den Zwischendrehzahlen zwar etwas niedriger wurde, daß jedoch bei den hohen Drehzahlen die Bauform B bei weitem überlegen war.

In der vorliegenden Arbeit ist nun ein Verfahren aufgestellt worden, um den richtigen Rohrdurchmesser und die richtige Rohrlänge im Hinblick auf die Trägheit der Ansaugluft zu bestimmen, und es ist der Einfluß der einzelnen Teile untersucht und berechnet worden, hierbei sind alle mit diesen Fragen zusammenhängenden Versuche durchgeführt worden. Von den Ansaugrohrsystemen ist jedoch nur die Diffusor-Bauform untersucht worden.

Tafel 3

Der Zusammenbau der Ansaugleitungssysteme

Form	Rohrdurchm. mm	Rohrlge. mm	Sammelrohrvöl. l	Venturi ϕ mm	Luftfilter
1	35	zyl.R. 150 - 72	250x600, 30	ohne	ohne
2	"	Diffusor " 350	"	70	mit Luftf.
B 3	"	"	"	54	mit Luftf.
4	"	"	180x590, 16	70	mit Luftf.
5	"	"	"	54	mit Luftf.
6	"	"	100x430, 3, 4	70	mit Luftf.
7	"	"	"	54	mit Luftf.

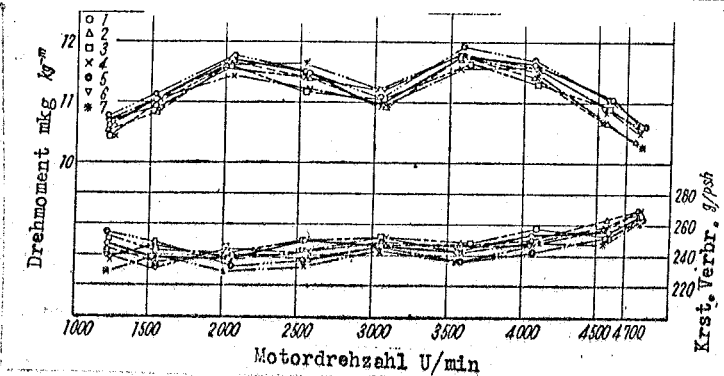


Abb. 57 Vergleich der Motorleistung bei Diffusor-förmigem Ansaugleitungssystem.

Tafel 4

Die Arten der untersuchten Ansaugleitungen

	a	b	c	d	$e \times l_3$	l_1	l_2	θ°
1 ⊙	40	33	33	35	100 × 430	180	350	5°
2 △	38	"	"	"	"	"	"	9
3 □	40	"	37,5	38,5	120 × 430	200	"	"
4 ×	"	"	"	"	"	150	"	"
5 ⊙	"	"	"	35	100 × 430	"	"	"
6 ▽	"	"	"	"	120 × 430	220	250	"
7 ×	"	"	"	"	"	350	0	0

Die Abb.56 und die Tafel 4 beziehen sich auf den Zusammenbau dieses Diffusor-Rohrsystemes.

Die Rohrlänge hat man dadurch erhalten, daß man die Drehzahl auf 4000 U/Min. abgestimmt und $v/N_S = 3,8$ gemacht hat. Die Ergebnisse dieser Versuche sind in der Abb.57 dargestellt. Dabei war der Motor vollständig ausgerüstet. Bei all diesen Ergebnissen war kein nennenswerter Unterschied festzustellen.

Literaturhinweise

- 1) "Die Daimler-Benz-Benzineinspritzung" MTZ Jahrg, 20 Heft 1, Januar 1959.
- 2) Dr. Paul, H. Schweitzer "The Present and Future of the Internal Combustion Engine" ds. Zeitschrift, Bd. 1, Heft 3, 4 und 5.
- 3) C.F. Tayler, E.S. Tayler and G.L. Williams "Fuel Injection with Spark Ignition in an Otto-Cycle Engine" JSAE, Vol. 28, Nr. 3
U. Schmidt ZVDI, Bd. 85, Nr. 10
H. Scherenberg "Rückblick über 25 Jahre Benzin-Einspritzung in Deutschland" MTZ, Jahr 16, Nr. 9 Sept. 1955.
A.E. Felt, D.L. Lemaue, K.W. Thurston "Fuel Injection ... just how good is it" SAE Journal Vol. 66, Nr. 5, 1958.
K. Peter "Benzineinspritzung beim Hochleistungs-Otto-Motor" MTZ, Jahr. 17, Nr. 9, Sept. 1956.

- K.Vogel "Benzineinspritzung und Oktanzahl" MTZ, Jahr.17,
Nr.9, 1956.
- 4) Vorgetragen auf der Frühjahrstagung 1955 der Kraftfahrzeug-Gesellschaft.
 - 5) Oka, Matsumoto, Taira. Zeitschrift Toyota Technik, Bd. 13, Heft Nr.3, Dezember 1961.
 - 6) G.B.Wood. D.U.Hunter, E.S.Taylor and C.F.Taylor "Air Flow Through Intake Valves" SAE Journal (Trans), Vol.50, Nr.6.
 - 7) Oka "Praktische Untersuchungen über ein Verfahren zur Ausnützung der Trägheitsaufladung, der Pulsationsaufladung sowie der Luftspülung bei den Viertaktmehrzylindermotoren" Zeitschrift Toyota Technik, Bd.13, Heft Nr.2 September 1961.
 - 8) Gleich wie 7)
 - 9) Maekawa "Die Leistung der mit Trägheitsaufladung arbeitenden Dieselmotoren" Berichte der jap.Gesellschaft für Mechanik, Bd.15, Heft Nr.51.
 - 10) Gleich wie 7)
 - 11) Beispielsweise das "Handbuch der Brennkraftmaschine"
 - 12) Die Wärmekraftmaschinen "Yamaumi), Die Motoren mit Funkenzündung.
 - 13) Maekawa, Vorgetragen auf der 54.Jahrestagung der Gesellschaft für Mechanik.
 - 14) wie 13)
 - 15) Oka, Zeitschrift Toyota Technik, Bd.3, Heft Nr.4,
 - 16) wie 7).