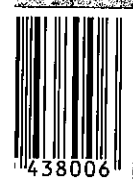


Motor
buch
Verlag

Verfahren werden. In der Praxis wird mit bewußtem Verzicht auf höhere Mathematik werden die leistungsbestimmenden Abmessungen auf der Einlaß- und Ab- Seite einer Vorausberechnung zurück gemacht und ihr Zusammenwirken auf die physikalischen Grundgesetze aufgeführt. Zahlreiche Versuchsergebnisse werden gründlich ausgewertet und dem planenden Ingenieur wertvolle Grundlagen für eigene, weiterführende Entwicklungsarbeiten, dem Praktiker und technischen Nachwuchs zuverlässige, umfassende Vergleichsdaten. Ein unentbehrlicher, umfassender Ratgeber für jedermann des modernen Hochleistungs-Strömungsmotors.

Der schnelllaufende Zweitaktmotor

Motor
buch
Verlag



ISBN 3-87943-800-5

Motor
buch
Verlag



THUSIUS

H. W. Bönsch
**Eine Einführung in die
technischen Grundlagen**

Die umfassende theoretische Darstellung des schnelllaufenden Zweitaktmotors!

Zur gleichen Zeit, in der der Zweitaktmotor den Motorrad-Sport der ganzen Welt beherrscht, wird er in der Öffentlichkeit wegen seines höheren Verbrauchs, seiner größeren Schadstoffemissionen und seiner lästigeren Geräuschentwicklung mit Nachdruck abgelehnt. Durch fehlende Sachkenntnis und Nichtanwendung objektiver Maßstäbe wird eine vor allem in Deutschland zu beispielhafter konstruktiver Reife entwickelte Motorenbauart geächtet, die mit ihrer hohen Leistung, ihrem niedrigen Baugewicht, ihrem geringen Raumbedarf und ihrer mechanischen Robustheit höchste Anerkennung verdient.

Der Verfasser, der durch richtungsweisende Untersuchungen in seinem eigenen Ingenieurbüro und durch einen jahrelangen engen Erfahrungsaustausch mit der Industrie schon in den 50er Jahren seinen Beitrag zu dieser Entwicklung geleistet hat, schildert in diesem Buch als leidenschaftlicher Ingenieur die verschlungenen konstruktiven Wege, die zu dem Hochleistungs-Zweitaktmotor unserer Tage geführt haben, und zeigt Möglichkeiten zu seiner erfolgreichen Weiterentwicklung auf. Er begnügt sich nicht damit, vorhandene Konstruktionen zu beschreiben und ihre konstruktiven Eigenheiten darzustellen, sondern analysiert die funktionellen Zusammenhänge, die Zielsetzung und die Ergebnisse dieser Überlegungen:

Warum hat sich die Umkehrspülung aus der verwirrenden Zahl der vielen Spülverfahren wohl als Endlösung herausgeschält? Welche Einflüsse bestimmen die Füllung des Kurbelgehäuses und wie müssen Steuerzeit, Ansaugleitung und Kurbelgehäusevolumen auf die Drehzahl abgestimmt werden? Warum ist der Scheibendrehschieber dem kolbengesteuerten Einlaßschlitz überlegen und welche Gesetze gelten für die Einlaßmembran? Wie müssen die Spülschlitze angeordnet sein, um eine gute Ausspülung der Restgase ohne Vermischung und eine gute Füllung zu erreichen? Wie wirkt sich der Vorauslaß auf Leistung und Verbrauch aus? Warum kann die Auspuffanlage durch ihren Schwingungsverlauf den ganzen Strömungsablauf im Motor so entscheidend beeinflussen? Was ist Winkelquerschnitt und Zeitquerschnitt?

Auf all diese Fragen gibt es eine eindeutige Antwort, die durch eine sorgfältige Ableitung der physikalischen Gesetze begründet und durch zahlreiche Versuchsergebnisse erläutert und bestätigt wird. Ein umfangreiches Kapitel ist der Kraftstoffeinspritzung gewidmet

Bitte beachten Sie auch die Hinweise im Innern des Schutzumschlages

Ferit
Baltacı
21.11.75

yüksek
dönqülü iki çeurimli
devitgenler

Helmut Werner Bönsch

Der schnellaufende Zweitaktmotor

**Eine Einführung in die
technischen Grundlagen**

Motorbuch Verlag Stuttgart

Bildnachweis: Bönsch, Niedermeier, Storz, Zimmermann 28 / Ansorg 17 / Archiv 15 / Bosch 7 / Froede 6 / Yamagishi 6 / Yamaha 6 / Zündapp 5 / Cameron 4 / Seyffert 4 / Maico 3 / Triumph 3 / Motobécane 3 / Kawasaki 2 / Bing 2 / Sachs 2 / Hütten 1 / Husak 1 / KTM 1 / Venediger 1 / Solo 1 / DKW 11 / Rauch 2 / Adler 1 / MotorCycle 1 / Archiv 4 / Honda 5 / Puch 2 / Jawa 1 / Benelli 1 / Herz 1 / Suzuki 5 / Rotax 3 / Kawasaki 1 / Boyesen 1 / Bosch 7 / KTM 4 / Ford 3 / AVL 3 / Nuti 1 / Toyota 1 / Subaru 1 / Chrysler 1.

ISBN 3-87943-800-5

4. Auflage 1993
Copyright © by Motorbuch Verlag, Postfach 103743, 70032 Stuttgart.
Ein Unternehmen der Paul Pietsch-Verlage GmbH & Co.
Sämtliche Rechte der Speicherung, Vervielfältigung und Verbreitung sind vorbehalten.
Satz und Druck: Dr. Cantz'sche Druckerei, 73760 Ostfildern.
Bindung: Verlagsbuchbinderei Karl Dieringer, 70839 Gerlingen.
Printed in Germany.

Inhalt *İçindekiler*

EINLEITUNG	9	Grundbegriffe der Schlitz- steuerung . <i>geçit açılma</i>	97
Anmerkung zum neuen Maß- system	12	Verdichtungsverhältnis und Steuerzeit	102
ARBEITSVERFAHREN <i>Çalışma</i>	14	Einspritzung . . <i>püskürtme</i>	102
Querspülung . <i>tekyan dolun</i>	16	Einspritzanlage	113
Kreuzspülung <i>sift yan</i>	16	Mehrzylindermotoren . <i>çok yuvalılar</i>	125
Fontänenspülung	17	Hubraumleistung und Leistungs- verlauf	130
Umkehrspülung	17	Vergaserquerschnitt, Leistung und Verbrauch	133
Gleichstromspülung	17	Schmierung . . <i>yağlama</i>	138
Der Ansaugvorgang	19	Kerzentemperatur und Kolben- schäden	141
Berechnung der Ansaugschwin- gung	20	Kühlung . . <i>soğutma</i>	143
Druckverlauf im Kurbelgehäuse	22	Wasserkühlung . <i>su soğutma</i>	148
Ansaugrohrlänge	23	RÜCKBLICK UND AUSBLICK	152
Kurbelgehäusevolumen	25	Neue Ideen — neue Erkenntnisse	168
Hubvolumen	26	VORWORT ZUR 4. AUFLAGE	184
Hubbohrungsverhältnis	27	Motocross-Motoren	185
Schlitzabmessungen	27	Digital Control Zündsystem	188
Strömungswiderstände	34	Ohne Einspritzung keine Zukunft!	189
Auspuff und Ansaugvorgang	36	Chrysler ESBI	193
Drehschiebereinlaß	38	Luftunterstützte Direkt- einspritzung	194
Einlaßmembran	50	Stichwort-Register	206
Saugleitung mit Schwingkammer	54	Literaturverzeichnis	209
Die Spülung	56		
Schichtladung	66		
Spülung und Ladung	70		
Der Auspuffvorgang	72		
Kenndaten der Expansionskam- mern	89		
Veränderliche Steuerzeiten	94		

Einleitung

Als das große Morden zu Ende war und die Waffen endlich schwiegen, überfluteten Legionen hochkarätiger technischer Experten die deutsche Industrie und untersuchten mit beispielloser Akribie ihre konstruktiven Pläne und ihre Herstellungsmethoden. Die deutschen Patente wurden für vogelfrei erklärt, und was da aus den Trümmern der böß zerbombten Werke herausgegraben wurde, war eine Beute von so gewaltigem Ausmaß, daß sie einen amerikanischen Politiker zu der makabren Feststellung hinriß, allein der Gewinn an technischem know-how hätte den Waffeneinsatz gelohnt. Eine üble Entgeisung natürlich, die nur aus der verhetzten Atmosphäre jener unseligen Jahre zu begreifen ist, aber es kann kein Zweifel darüber bestehen, daß die deutsche Fahrzeugindustrie, insbesondere der Motorradbau, mit diesem unfreiwilligen Striptease der Entwicklung in der ganzen Welt entscheidende Impulse gegeben hat. Und es waren nicht die stolzen Sechszylinder aus Untertürkheim, nicht die vornehmen Achtzylinder aus Zwickau, die ihren Weg in die Konstruktionsbüros jenseits der Grenzen fanden — neben den Boxermotoren aus München, die in der Sowjet-Union fröhliche Urständ feierten, wurde ein kleiner, unscheinbarer Zweitakter zum ergiebigsten konstruktiven Blutspender: Die 125-cm³-DKW wurde in den USA und in England, in Italien und in Frankreich, in der Sowjet-Union und in manchem anderen Land mehr oder weniger naturgetreu kopiert.

Die Umkehrspülung mit Flachkolben, schon 1908 von Kind in dem DRP 207107 vorgeschlagen, war von Adolf Schnürle und den Zschopauer Ingenieuren in zäher Arbeit auf einen so hohen Entwicklungsstand gebracht und durch endlose Patent-Prozesse in ihrem Image mit Recht so hochstilisiert worden, daß sie einen unwiderstehlichen Nachahmungstrieb auslösen mußte.

Als Anfang der 50er Jahre die enggezogenen Grenzen für die industrielle Betätigung endlich fielen und neuen Ideen wieder der notwendige Schutz gewährt wurde, setzte eine stürmische Entwicklung ein: *DKW* und *Zündapp*, *Adler* und *Triumph*, *Victoria* und *Ilo*, *Sachs* und *Maico*, *Ardie* und *Kreidler* eroberten dem deutschen Zweitaktmotor auf zwei Rädern wieder die unangefochtene Spitzenstellung in der Welt zurück, und im anderen Teil Deutschlands setzte *MZ* die große Tradition von Zschopau, der Geburtsstätte des modernen schnellaufenden Zweitakters ebenso unverdrossen wie erfolgreich fort.

Das zeitgemäße Transportgerät jener frühen Jahre, die Fahrmaschine und der Kleinwagen, hängt sich zwangsläufig an diese Entwicklung an: Kein Viertakter könnte es bei dieser Aufgabenstellung in Leistung, Raumbedarf, Leichtgewicht, Preis und Unempfindlichkeit gegenüber Dauerbelastung mit dem Zweitakter aufnehmen, und so zweitaktete es denn fröhlich von Ingolstadt bis Bremen, von Plochingen bis

Pfäffingen, von Nürnberg bis Dingolfing, bis dann die wirtschaftswunderliche Überheblichkeit den Motorradboom jäh abkippen ließ und den Kleinwagen als überholte, nicht mehr zumutbare und abstruse Spinnerel asketischer Techniker verketzerte. Die Hexenjagd auf den Zweitaktmotor wurde zum genüßlich ausgewalzten Dauerthema der Fachpresse, die nicht müde wurde, den scheppernden Leerlauf, den hohen spezifischen Verbrauch und die übelriechende Gasfahne anzuprangern. Die Industrie erkannte die tödliche Gefahr zu spät. Als es gelang, den Verbrauch drastisch herabzusetzen, als der Übergang von der Mischungsschmierung zur Frischölautomatik endlich die Gasfahne einholte, war der Ruf schon hoffnungslos angeschlagen. Böse Fehler in der Kurbelwellenfertigung, die in großer Zahl ausgetauscht werden mußten, hatten ausgerechnet dem Motor, der als erster Vollgasfahrten auf der Autobahn klaglos durchstand, überdies noch den Makel der Unzuverlässigkeit eingetragen. Ende der 60er Jahre trug man den Zweitaktmotor im westlichen Automobilbau endgültig zu Grabe.

Dafür erlebte er im Motorradbau eine unglaubliche Aufwärtsentwicklung: Eine systematische Untersuchung der Schwingungsvorgänge auf der Einlaß- und Auslaßseite, die genaue Abstimmung der Rohrlängen und der Topf-Volumina auf die Steuerzeiten und der durch verfeinerte Bearbeitungsmethoden ermöglichte Übergang zu immer höheren Drehzahlen führte in wenigen Jahren zu einer Verdoppelung der spezifischen Leistung:

Literleistungen von 100—120 PS bei 50-cm³-Motoren sind heute auch bei normalen Serienmaschinen die Regel, und Rennmotoren erreichen spielend 300,

ja 400 PS/l. Die hochentwickelten Spülverfahren, die ölrärmere Mischung, die sorgfältige Filterung der Ansaugluft, die kräftigeren Zündfunken durch höhere Zündspannungen und weiterentwickelte Kerzen haben die modernen Zweitaktmotoren trotz extremer Leistungssteigerung sehr viel unempfindlicher gemacht, wozu auch die bessere Wärmeableitung und die gleichmäßigere Wärmeverteilung durch die Fortschritte im Bau von Leichtmetallzylindern entscheidend beigetragen haben.

Beschränkten sich die deutschen Hersteller vor allem auf die kleinen Klassen bis 125 cm³ — mit unumstrittener Führung — so boten die Japaner die ganze Palette bis zum massigen 750-cm³-Zweitakt-Dreizylinder an. Auch beim japanischen Zweitakterbau standen deutsche Konstruktionen, vor allem ADLER und DKW, in den Anfängen Pate, aber die Künstler im Fernen Osten machten sich bald von diesen Vorbildern frei und entwickelten in atemberaubendem Tempo eigene Ideen, von der Membran-Einlaßsteuerung nach altem V 1-Prinzip bis zur lastabhängigen Pumpenschmierung. Im Rennmotorenbau griff man vor allem auf Ideen aus Zschopau zurück, auf den reibungsfrei laufenden Scheibendreh-schieber und auf die sorgfältig abgestimmte Auspuffbirne mit dem winzigen Gasaustritt, Ideen, die heute zum technischen Einmaleins des Rennmotorenbauers in aller Welt gehören und deren Anwendung den Viertaktmotor im reinen Rennsport fast zur Bedeutungslosigkeit verurteilte: Seit Jahren beherrscht der Zweitaktmotor in allen Klassen das Renngeschehen mit einer solchen Überlegenheit, daß in verschiedenen Rennformeln schon der Versuch unternommen wurde, den

Viertaktmotor durch eine Hubraumvorgabe wieder wettbewerbsfähig zu machen.

Es klingt paradox, und ist doch bittere Wahrheit: Gerade jetzt, im Zeitpunkt des überwältigenden sportlichen Triumphes, zeichnet sich schon wieder ein neuer Niedergang ab: Die nimmermüden Umweltschützer haben im Zweitaktmotor nun auch einen bösen Feind erkannt und rennen mit dem ihnen eigenen, durch Fachkenntnisse nur selten belasteten, Eifer gegen seinen Verbrauch und seine Schadstoffe an.

Die zunehmend schärfer werdenden Emissionsgesetze, vor allem in den USA, aber auch in Schweden und anderen Ländern, machen auch vor dem Motorrad nicht halt und lassen befürchten, daß Zweitaktmotoren in naher Zukunft nur noch bis zu einer bestimmten Hubraumgröße zugelassen werden. Eine düstere Vision, die bei den pragmatischen Japanern sofort ihren Niederschlag im Fertigungsprogramm fand: Auf breiter Front wurden die schweren Zweitakter durch Viertakter abgelöst, die Modelle der Mittelklasse zumindest durch ein viertaktendes Parallelmodell ergänzt. Das wird sich natürlich in kurzer Zeit ganz zwangsläufig auf den sportlichen Einsatz auswirken, der im Motorradbau ja doch noch immer das Feld richtungsweisender Vorversuche und der überzeugenden Demonstration für den Stand des eigenen technischen Könnens ist. Schon wendet sich das japanische Interesse ganz deutlich den Langstreckenrennen zu, und wenn erst einmal der stimulierende Anreiz zur sportlichen Höchstleistung erlahmt, dann wird auch die Entwicklung der Serie gedrosselt werden.

Um jeden Irrtum auszuschalten: Der Zweitaktmotor stirbt nicht aus, er ist und war kein konstruktiver Irrtum, son-

dern eine ganz hochklassige Maschine mit überzeugenden Vorteilen, die ihn beim heutigen Stand der Technik auf vielen Gebieten konkurrenzlos überlegen machen: Das niedrige Gewicht, die mechanische Robustheit, der geringe Raumbedarf sichern ihm auch für die ferne Zukunft einen unangefochtenen Platz im leichten Motorradbau, bei Außenbordmotoren, in Rasenmähern und Baumsägen und allen anderen tragbaren Geräten, wo hohe Leistung bei niedrigem Gewicht und wartungsfreier Bedienung gefordert werden. Auf der anderen Seite der Leistungsskala, bei den langsamlaufenden Schiffsmotoren mit 4- und 5stelligen PS-Zahlen beherrscht der Zweitakt-Dieselmotor mit spezifischen Kraftstoffverbräuchen unter 150 g/PS_h — dem halben Wert schnelllaufender Fahrzeugmotoren — seit vielen Jahren unbestritten das Feld. Es ist technisch nur schwer einzusehen, warum das riesige Leistungsfeld zwischen diesen beiden Extremen dem Zweitakter in der Zukunft verschlossen bleiben soll, aber es ist ebenso sicher, daß der Zweitakter im Personenwagenbau gegen einen Wald von Vorurteilen anrennen müßte, um hier wieder Fuß zu fassen. Im Automobilbau werden nun einmal rationale Maßstäbe in einem erschreckenden Maße durch emotionelle Regungen überwuchert, und der Produktplaner, der seinem Management den Entwurf eines neuen und noch so fortschrittlichen Zweitaktters vorlegen würde, müßte wohl seinen Hut nehmen. Der Verkaufschef würde verständnislos den Kopf schütteln, der Versuchschef mit Recht darauf hinweisen, daß die Entwicklungs- und Erprobungszeit ein Vielfaches der Entwicklungszeit eines Viertaktters in Anspruch nehmen würde, für den es ja Vorbilder und bewährte Rezepte in Hülle und Fül-

le gebe. Entscheidend aber ist, daß der Zweitakter trotz aller glanzvollen Beweise seiner leistungsmäßigen Überlegenheit noch immer unausrottbar das Odium des billigen, primitiven Motors mit sich herumschleppt, und hier liegt in der Tat die lässigste Sünde der Vergangenheit: Man hat einfach versäumt, dieses funktionelle Kleinod zu kultivieren. Man hat versäumt, eine einfache Einspritzung zu entwickeln, um zusammen mit einer Schichtladung den Verbrauch wirksam zu senken. Die getrennte Schmierung wurde erst sehr spät durch die Anforderungen des amerikanischen Marktes eingeführt, und der nächste Schritt, die Ablösung der teuren und mechanisch lauten Wälzlager durch die ruhigeren Gleitlager, die auch den Leerlauf kultiviert hätten, wurde nicht einmal im Ansatz versucht. Die konstruktive Zielsetzung war viel zu einseitig auf hohe Leistung gerichtet, und man übersah immer wieder, daß der wirtschaftlichste Betriebsbereich des Zweitakters in der Teillast lag, die kleinvolumigen Hochleistungsmotoren aber überwiegend an der oberen Leistungsgrenze liefen.

Kein Zweifel: Es sieht schlecht aus um die Renaissance des Zweitakters, aber sie ist nicht hoffnungslos. Wenn die in den USA eingeleitete Gewichtsbegrenzung systematisch verschärft wird, wenn die Emissionsgesetze jeden Motor zur Nachverbrennung zwingen, wird man sich eines Tages daran erinnern, daß beim Zweitakter die reichlich anfallenden CH- und CO-Werte leichter in

den Griff zu bekommen sind als beim Viertakter — es steht ja auch mehr Platz für die Nachbrenner zur Verfügung — und daß der Zweitakter durch seine unvollkommenere Verbrennung eben wesentlich weniger der unangenehmeren Stickoxyde erzeugt. Wenn es gelingt, den Turbolader — für den kleinen Dieselmotor eine zwangsläufige Entwicklung — in seiner Liefercharakteristik auf den schwingungsbestimmten Bedarf des Zweitakters abzustimmen, würde das druckfreie Kurbelgehäuse die Lagerprobleme mit einem Schlag lösen. Bei den heutigen Erkenntnissen in der Auspuffabstimmung erscheint es aber auch durchaus möglich, einen mechanisch angetriebenen Lader mit Differentialantrieb einzusetzen.

Es gehörte sicher viel unternehmerischer Mut und eine langwierige Entwicklungsarbeit dazu, dem Zweitaktmotor mit neuen Ideen den Platz zurückzuerobieren, den er auf Grund seiner einfachen Bauart, seines niedrigen Leistungsgewichts, seines geringen Raumbedarfs und seiner hohen Hubraumleistung verdient.

Der Verfasser hielt es für eine Verpflichtung, die großartige Entwicklungsarbeit vieler Generationen begabter und begeisterter Ingenieure ins Gedächtnis zurückzurufen, den heutigen Stand der Zweitakttechnik darzustellen und zu einer Fortsetzung dieser Arbeiten anzuregen.

Hermann A. Böhm

ANMERKUNG ZUM NEUEN MASS-SYSTEM:

Der Weg zum heutigen Hochleistungs-Zweitaktmotor wurde auf der Grundlage von Forschungsarbeiten und Versuchs-Ergebnissen dargestellt, die sich über einen Zeitraum von rd. 5 Jahrzehnten erstreckten. In dieser Zeit sind zahlreiche Maßeinheiten durch neue Begriffe abgelöst oder in ihrer Schreibweise verändert worden. Zur Wahrung der historischen Echtheit der Dokumentation hat der Verfasser in den Zeichnungen und Diagrammen und im zugehörigen Text die „zeitgenössischen“ Bezeichnungen beibehalten, also z. B.

PS statt kW
U/min statt min^{-1} oder
m/sek statt m/s

Vom 1. Januar 1978 ab wurden alle wichtigen Maße international vom Meter-Kilogramm-Sekunde-System (MKS) auf das SI (Système International d'Unités) umgestellt. Bei diesem System wurden alle Basisgrößen der Maßeinteilungen auf das Dezimal-System abgestimmt.

Die Basisgrößen sind:

Meter (m) für Länge
Kilogramm (kg) für Masse
Sekunde (s) für Zeit
Ampere (A) für Stromstärke
Kelvin (K) für Temperatur
Candela (cd) für die Lichtstärke

Unverändert blieben die nicht in das System passenden größeren Zeiteinheiten: Die Minute wird nach wie vor mit 60 Sekunden und nicht mit 100 Sekunden gerechnet, die Stunde mit 60 Minuten und der Tag mit 24 Stunden.

Bei den Drehzahlen ändert sich die Schreibweise von U/min in 1/min oder min^{-1} . Von besonderer Bedeutung für den Motorenbau ist die Änderung der Leistungseinheit von PS in Kilowatt (kW).

1 PS entspricht 0,735 kW.

Die Einheit für Kraft ändert sich von Kilopond (kp) in Newton (N). Ein Newton ist die Kraft, die erforderlich ist, um der Masse von 1 kg eine Beschleunigung von 1 m/s^2 zu erteilen.

Damit ändert sich die Einheit für das Drehmoment von Meter-Kilopond (mkp) in Newton-Meter (Nm).

Ein mkp entspricht 9,81 Nm.

Ein Nm ist also rund 0,1 mkp.

Die Wärmeenergie wird nicht mehr in Kalorien, sondern in Joule (J) ausgedrückt und läßt sich damit unmittelbar in das neue Leistungsmaß umrechnen:

Ein Watt = ein Joule je Sekunde
oder

$1 \text{ W} = 1 \text{ J/s} = 1 \text{ N} \cdot \text{m/s}$.

Der Druck wird künftig nicht mehr in atü, sondern in bar angegeben. Ein bar entspricht 1,02 atü.

Die neue Temperatur-Skala beginnt beim absoluten Nullpunkt, also nach der bisherigen Bewertung bei minus 273°C .

Die neue Einheit heißt Kelvin (K).

0°C entsprechen also 273 K.

Die folgende Tabelle bringt noch einmal eine Zusammenfassung der Umrechnungsfaktoren von der MKS-Einheit in die SI-Einheit:

Größe	MKS-Einheit	SI-Einheit	Umrechnungsfaktor
Leistung	PS	kW	0,736
Drehmoment	mkp	Nm	9,81
Drehzahl	U/min	1/min	—
Spez. Leistung	PS/l	kW/l	0,736
Gewicht (Masse)	kg	kg	—
Leistungsgewicht	kg/PS	kW/t	$\frac{736 \text{ PS}}{\text{kg}}$
Wärmeenergie	kcal	kJ	4,185
Reifendruck	atü	bar	1,02
Temperatur $^\circ\text{C}$		K	$= ^\circ\text{C} + 273$

Der Begriff „Leistungsgewicht“ ist also durch die Gewichtslleistung abgelöst worden. Der höhere Zahlenwert bedeutet damit sinngemäß auch den höheren Gebrauchswert.

Es wäre begrüßenswert, wenn künftig auch bei der Messung des Streckenverbrauchs die bisher in Deutschland übliche Angabe „Liter/100 km“ durch den positiven Wert „km/Liter“ abgelöst würde.

Arbeitsverfahren

Beim klassischen Zweitaktmotor sind die vier Arbeitsgänge Ansaugen—Verdichten—Verbrennen—Ausschieben durch den doppelt wirkenden Kolben auf zwei Hübe, also auf eine Kurbelwellen-Umdrehung zusammengedrängt. Die Kolbenunterseite erzeugt beim Aufwärtsgang in dem allseits geschlossenen Kurbelgehäuse einen Unter-

druck und saugt das Gasgemisch (oder reine Luft) durch den von der Kolbenunterkante gesteuerten Ansaugschlitz in das Gehäuse. (Bild 1, Bild 2) Beim Abwärtsgang des Kolbens wird das Gemisch im Kurbelgehäuse vorverdichtet und durch einen oder mehrere Spülschlitze (Überströmschlitze) in den Arbeitszylinder geschoben. Das im Ar-

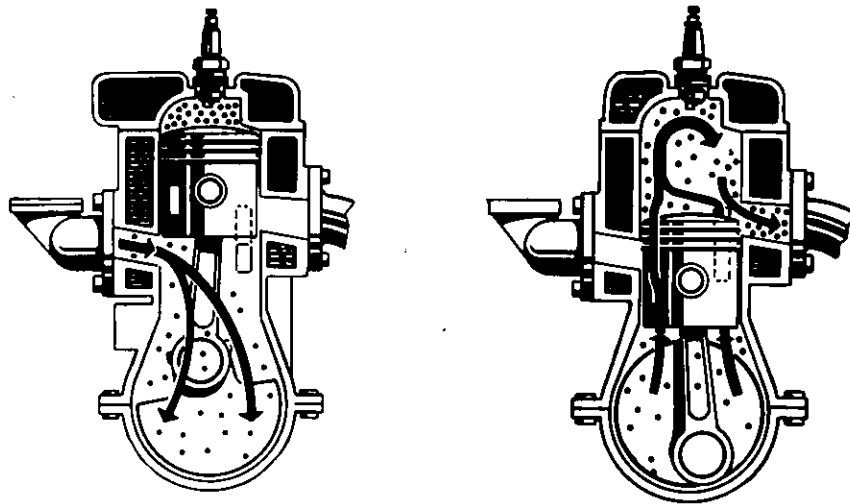


Bild 1: Das Zweitaktverfahren

Der zum oberen Totpunkt laufende Kolben erzeugt im allseitig geschlossenen Kurbelgehäuse einen Unterdruck. Gibt die Kolbenunterkante den Einlaßschlitz frei, strömt Frischgas vom Vergaser so lange in das Kurbelgehäuse, bis der Unterdruck ausgeglichen oder die Strömungsenergie des angesaugten Frischgases erschöpft ist. Der zum unteren Totpunkt zurücklaufende Kolben schließt den Einlaßschlitz wieder und verdichtet das angesaugte Gemisch im Kurbelgehäuse, bis die Kolbenoberkante die Spül- oder Überströmschlitze freigibt und das vorverdichtete Gemisch in den Arbeitszylinder geschoben wird. Kurz vor der Freigabe der Spülschlitze hatte der Auslaßschlitz geöffnet. Die noch unter beträchtlichem Druck stehenden verbrannten Gase des vorangegangenen Arbeitsspiels strömen mit hoher Geschwindigkeit in das Auspuffrohr und erzeugen mit ihrer Strömungsenergie im Zylinder einen Unterdruck, der das Überströmen erleichtert. Durch eine günstige Anordnung und Formgebung der Kanäle muß eine stabile Gasströmung und damit eine gute Ausspülung und Füllung des Zylinders erreicht und eine Mischung von Frisch- und Altgas möglichst klein gehalten werden. Der Spül- und Ladeerfolg wird durch eine sorgfältige Abstimmung der Steuerzeiten auf den Betriebsdrehzahlbereich und auf das Schwingungsverhalten des Ein- und Auslaßsystems entscheidend unterstützt.

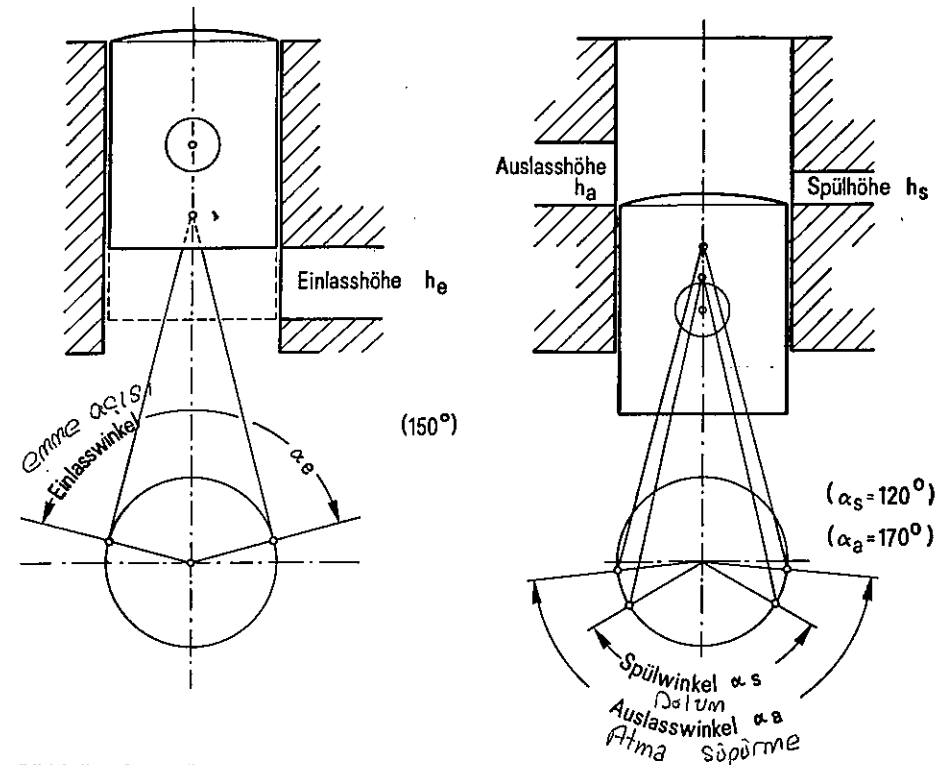


Bild 2: Das Steuerdiagramm

Die optimalen Steuerzeiten hängen von Drehzahl, spezifischer Leistung und Hubvolumen ab. Die im Diagramm dargestellten Steuerzeiten mit $\alpha_e = 150^\circ$ kw für den Einlaß, $\alpha_s = 120^\circ$ kw für die Spülschlitze und $\alpha_a = 170^\circ$ kw für den Auslaß können als Richtwerte für einen 50 ccm-Hochleistungsmotor mit einer Leistung von 6—7 PS bei $n = 8000$ bis 9000 min^{-1} gelten. Der Vorauslaßwinkel ergibt sich zu $\alpha_v = 25^\circ$ kw. Die Charakteristik des Motors kann bei gleichbleibendem Steuerdiagramm durch die Auslegung des Ein- und Auslaßsystems in erheblichen Grenzen verändert werden.

beitszylinder vom vorausgegangenen Arbeitsspiel vorhandene verbrannte Gas entspannt sich beim Abwärtsgang und entweicht durch den Auslaßschlitz, der kurz vor dem Öffnen der Spülschlitze (Vorauspuff) von der Kolbenoberkante freigegeben wird. Da der Druck im Arbeitszylinder beim Öffnen der Spülschlitze noch über dem Vorverdichtungsdruck im Kurbelgehäuse liegt, dringt ein Teil der Altgase in die Spülschlitze ein und erhöht kurzzeitig den Druck im Kurbelgehäuse. Bei aus-

reichendem Vorauslaß sinkt der Druck im Arbeitszylinder aber schnell ab, und die kinetische Energie der durch den Auslaßschlitz abströmenden Gase beginnt, die Spülung zu unterstützen. Über den überwiegenden Teil der Spülperiode herrscht im Arbeitszylinder etwa Atmosphärendruck. Der richtigen Bemessung des Vorauspuffs kommt daher eine entscheidende Bedeutung für den Spülvorgang zu: Ist er zu groß, geht ein erheblicher Teil der in den Altgasen noch vorhandenen Energie ver-

loren, ist er zu klein, wird die Ausspülung des Arbeitsraumes gebremst und die Drehzahl begrenzt. Die optimale Führung des Frischgasstromes im Zylinder ist die zentrale Entwicklungsaufgabe im Zweitaktmotorenbau: Der Frischgasstrom soll das Altgas verdrängen, ohne sich mit ihm zu vermischen. Er muß daher mit möglichst geringem Differenzdruck und möglichst geringer Differenzgeschwindigkeit an das Altgas herangeführt werden. Der Spülstrom soll einen möglichst weiten Weg bis zum Auslaßschlitz zurücklegen, um frühzeitige Verluste durch »Kurzschluß« zu vermeiden, soll aber andererseits möglichst die gesamte Ladung verdrängen.

Je kleiner die zugeführte Frischgasmenge, um so geringer ist die Gefahr der Vermischung, um so geringer aber auch der Frischgasgehalt der Zylinderladung — und umgekehrt. Diese gegensätzliche Wirkung zeigt schon sehr deutlich, daß die zugeführte Frischgasmenge wegen der sinkenden Wirtschaftlichkeit nach oben begrenzt ist, und erklärt zumindest für den mit Kraftstoff-Luftgemisch gespülten Zweitakter, warum der Erfolg von Stufenkolben- und Ladepumpenmotoren mit ihrem hohen Spülmittelaufwand hinter den hochgesteckten Erwartungen zurückblieb. Nur Einspritz- und vor allem Dieselmotoren können sich einen hohen Luftaufwand ohne übermäßigen Kraftstoffverbrauch leisten.

Bei der **Querspülung** sind Spül- und Auslaßschlitze an gegenüberliegenden Seiten der Zylinderwand angeordnet. Um ein unmittelbares Abfließen des Spülstromes zum Auslaßschlitz zu verhindern, wird er beim Eintritt in den Zylinder durch eine Mulde in oder eine Nase auf dem Kolbenboden in Richtung Zylinderkopf geleitet und gelangt

in Form eines mehr oder weniger gut ausgebildeten Bogens zum Auslaßschlitz. Gelegentlich wurde die Querspülung auch mit sehr steilen Spülkanälen und flachem oder domförmigem Kolbenboden ausgeführt, doch ließ die Stabilität der Strömung meist zu wünschen übrig — der Spülbogen wandelte sich oft zur Spülschleife mit starker Vermischung von Frischgas und Altgas ab.

Bei der **Kreuzspülung** liegen die Spülkanäle einander gegenüber im rechten Winkel zu den paarweise angeordneten Auslaßschlitzen. Sie wurde mit profilier-

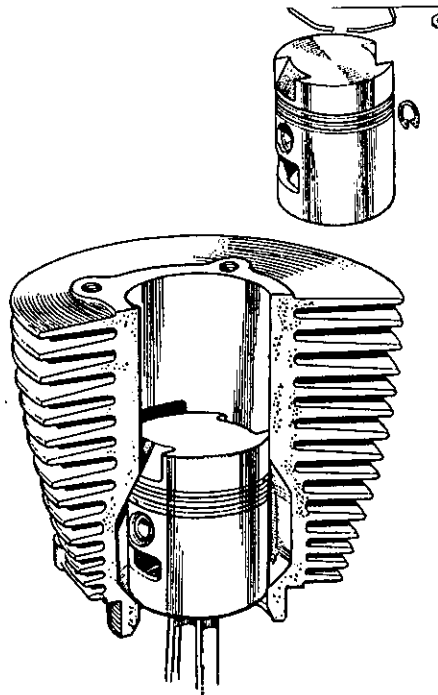


Bild 3a: Kreuzstromspülung von Villiers

Der Villiers-Roadmaster war einer der letzten Zweitaktmotoren mit Profilkolben: Die in der sehr hohen Pleuellbogenmulde untergebrachten Mulden sollten die steil eintretenden Spülströme besser zusammenhalten. Das funktionierte bei hohen Drehzahlen sehr gut und stand in der Spitzenleistung der Umkehrspülung kaum nach, war aber in der Elastizität unterlegen.

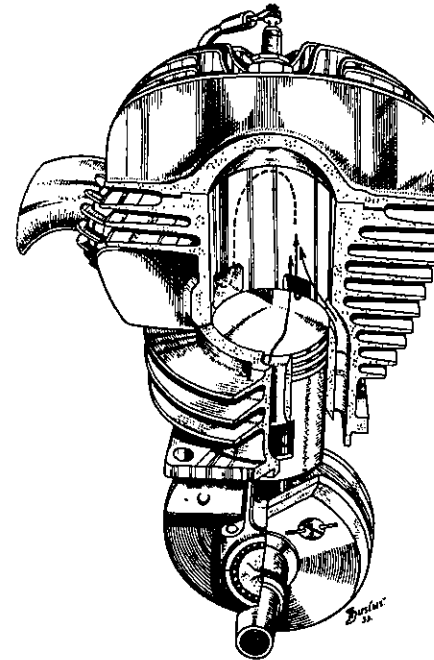


Bild 3b: Dreistromspülung von Zündapp

Einer der ersten schnelllaufenden Flachkolben-Motoren von Zündapp mit der Dreistromspülung, die von Kind ein Vierteljahrhundert früher vorgedacht und dennoch in einem unverständlichen Gerichtsurteil an Schnürle lizenzpflichtig wurde. Die von den seitlichen Hauptspülkanälen aufsteigenden Spülströme werden von dem mittleren, dem Auslaßkanal gegenüber eintretenden Spülstrom aufgerichtet und vor dem Auftreffen auf die Wand gebremst.

tem Kolben, Pleuellmulden und Flachkolben ausgeführt, erreichte aber selten die Spülvirkungsgrade der Umkehrspülung, wohl aber vor allem bei höheren Drehzahlen die gleichen Ladegrade. (Bild 3a)

Die weitere Aufteilung der Spül- und Auslaßschlitze und ihre Verteilung über den ganzen Zylinderumfang in wechselnder Reihenfolge führt zur **Fontänenspülung**:

Die von allen Seiten radial zur Pleuellbogenmitte geführten Spülströme treffen hier

zusammen und richten sich fontänenartig in der Zylinderachse auf, um sich im Zylinderkopf wieder nach allen Seiten aufzufächern — eine Gasführung, die erst bei hohen Strömungsgeschwindigkeiten einigermaßen stabil wird.

Bei der **Umkehrspülung**, die seit Jahrzehnten den Zweitaktmotorenbau beherrscht, und in Bild 1 am DKW-Wagen-Motor dargestellt ist, treten die Spülströme unter einem flachen Winkel gegen die Horizontale zu beiden Seiten des Auslaßkanals in den Zylinder ein, richten sich gegenseitig und vor allem an der dem Auslaß gegenüberliegenden Zylinderwand hoch, steigen gegen den Zylinderkopf auf, behalten hier ihre gleichsinnige Kurvenform bei und strömen zum Auslaß ab. Die Stabilität der gleichsinnigen Gasführung, die »behutsame« Abdrängung der Altgase, der Widerstand gegen Kurzschlußverluste und der lange Weg der Strömung begründen die Überlegenheit dieses Spülverfahrens, das im Laufe der Entwicklung durch sorgfältige Abstimmung der Zeitquerschnitte, der Form und Richtung der Spülkanäle und durch zusätzliche Spülkanäle, die die Hauptströmung abstützen, ständig verfeinert wurde. (Bild 3b)

Die historische Gerechtigkeit gebietet es festzuhalten, daß die heutigen Umkehrspülungen mit der Zusammendrängung der Spül- und Stützkanäle auf der dem Auslaß gegenüberliegenden Seite schon 1908 durch das DRP Nr. 207107 von Paul Kind vorweggenommen wurden.

Der Wunsch, Spül- und Auslaßorgane möglichst weit entfernt voneinander anzuordnen und damit jeden Spülungskurzschluß zu verhindern, ist der Grundgedanke der **Gleichstromspülung** in der Zylinderlängsachse, die

darüberhinaus die geringsten Strömungsverluste hat. Die Anordnung der Auslaßorgane am oberen und der Spülkanäle am unteren Zylinderende ist am einfachsten durch eine Ventilsteuerung im Zylinderkopf und Schlitzsteuerung am unteren Totpunkt zu verwirklichen, doch eignen sich die langsam öffnenden Ventile mit ihren begrenzten Zeitquerschnitten nur für langsam laufende, großvolumige Motoren.

Drehschieber scheiterten bisher meist an Wärmeproblemen, könnten aber als Spülsteuerorgane bei aufgeladenen Motoren in der Zukunft wieder an Bedeutung gewinnen. Bei schnelllaufenden Motoren ist die Gleichstromspülung vorwiegend als Doppelkolbenmotor verwirklicht worden, sei es als Gegenkolbenmotor oder in U-Zylinder-Bauart. Durch Voreilung des Auslaßkolbens kann eine Nachladung erzielt werden, die bei Einkolbenma-

schinen nur schwingungstechnisch über den Auspuff möglich ist. Der sperrige Aufbau und der hohe konstruktive Aufwand für die Koppelung der beiden Kolben beim Gegenkolbenmotor und die hohe thermische Belastung der Zylindermittelwand und der ungünstige Brennraum beim U-Zylinder-Motor haben trotz spültechnischer Vorteile dazu geführt, daß er für schnelllaufende Hochleistungsmotoren vom Einkolbenmotor mit Umkehrspülung weitgehend verdrängt wurde.

Wie sich der Kurbelversatz auf die Steuerzeiten auswirkt, zeigt die folgende Tabelle an zwei weitverbreiteten U-Zylinder-Modellen:

Tabelle 1

	Puch 250 TSF (Bild 4)	Triumph BD 250 (Bild 5)
E.ö.	74,5° v.o.T.	87° v.o.T. *)
E.s.	57,5° n.o.T.	60° n.o.T. *)
α_e	132°kw	147°kw
S.ö.	42° v.u.T.	48° v.u.T.
S.s.	66° n.u.T.	66° n.u.T.
α_s	108°kw	114°kw
A.ö.	76° v.u.T.	73,5° v.u.T.
A.s.	54° n.u.T.	55,5° n.u.T.
α_a	130°kw	129°kw
α_n	12°kw	10,5°kw

*) Drehschiebereinlaß

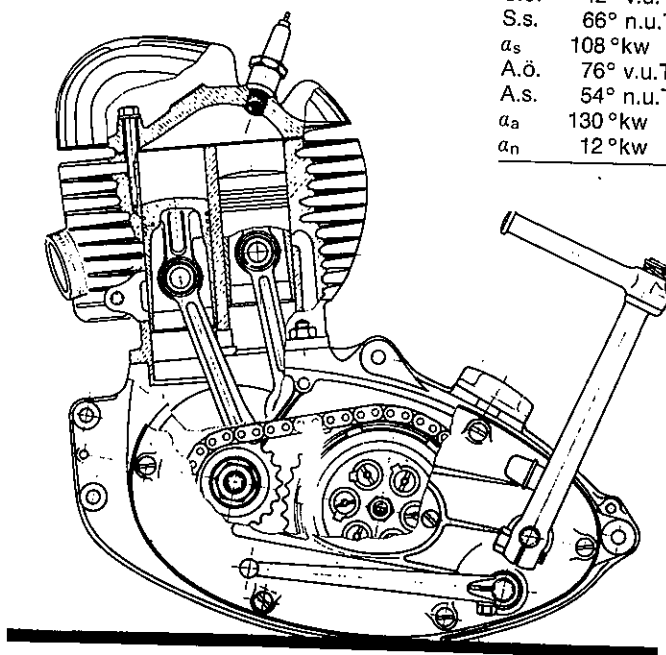


Bild 4: Puch 250 TSF
Puch war über Jahrzehnte der Vorkämpfer des U-Zweitakters und ging im Laufe der Entwicklung vom Gabelpleuel mit verschiebbarem Kolbenbolzenlager auf ein angelenktes Pleuel über. Die Tabelle zeigt die unsymmetrischen Steuerzeiten mit einem Nachladewinkel von 12°kw.

Die mit Kolbenpumpe aufgeladene DKW-Rennmaschine URe hatte einen Nachladewinkel $\alpha_n = 28^\circ$!

Die vorwiegend stationäre Betrachtung der Spül- und Ladevorgänge muß bei höheren Drehzahlen durch die Bewertung gasdynamischer Schwingungerscheinungen ergänzt oder gar abgelöst werden, die die Strömungsgesetze mehr und mehr überlagern und bei der Analyse von Einlaß-, Spülung- und Auspuffvorgang im einzelnen noch behandelt werden.

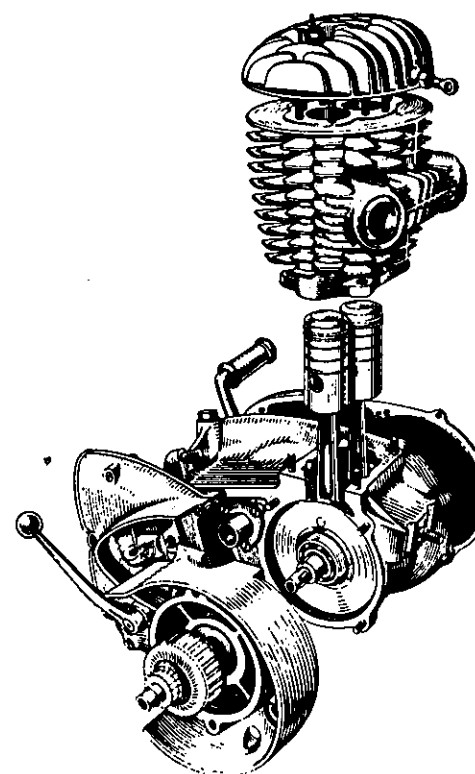


Bild 5: Triumph BD 250
Triumph arbeitete mit einer längs liegenden Kurbelwelle und gesondert angetriebenem Einlaßdrehschieber. Der Kurbelzapfen für den Auslaßzylinder war um 10,5°kw vorversetzt. Interessant ist die Stachelverrippung des Zylinders, um Schrumpfspannungen abzubauen.

DER ANSAUGVORGANG

Läuft der Kolben von UT zum OT, so erzeugt er in dem allseitig geschlossenen Kurbelgehäuse einen Unterdruck, der um so ausgeprägter ist, je kleiner das Kurbelgehäuse-Volumen V_k zum Hubvolumen V_h ist. Beim Öffnen des Ansaugschlitzes strömt die Luftsäule aus dem Ansaugrohr in das Kurbelgehäuse. Sie wird um so schneller beschleunigt, je höher der Unterdruck war, und erreicht ihre höchste Geschwindigkeit etwa im OT. Jetzt ist der Unterdruck etwa ausgeglichen, aber die einmal angezogene Gassäule ist noch nicht zur Ruhe gekommen. Sie strömt so lange weiter ins Kurbelgehäuse und füllt es weiter auf, bis ihre kinetische Energie durch den steigenden Überdruck im Kurbelgehäuse erschöpft ist — dann kehrt die Richtung der Strömung um: Der aus dem OT zurückkehrende Kolben und der Überdruck im Kurbelgehäuse suchen gemeinsam die Gassäule wieder durch das Ansaugrohr zurückzuschieben. In diesem Augenblick muß der Ansaugschlitz schließen, denn jetzt muß der abwärts eilende Kolben das angesaugte Luftvolumen über den schon gewonnenen leichten Überdruck hinaus möglichst hoch verdichten, bis sich die Spülschlitze öffnen und die Ladung in den Zylinder geschoben werden kann. Der bei Ansaugschluß im Kurbelgehäuse aufgebaute Überdruck würde bei verlustfreier Schwingung genau so hoch sein wie der bei Ansaugbeginn erzeugte Unterdruck, aber an diesem Wunschbild nagt in der rauhen Praxis eine ganze Reihe von Verlusten: Da bilden sich Wirbel am Ansaugtrichter, da sorgt die Reibung an der Rohrwandung für Strömungsverluste, die über den

größten Teil der Steuerzeit in den Einlaßschlitz hineinragende Kolbenkante bremst die Strömung, und der sehr enge Spalt zwischen Kurbelwange und Gehäusewand tut ein übriges, um die Füllung zu verschlechtern.

Wie groß der Unterdruck ist, der die Gasschwingung einleitet, hängt von dem Verhältnis des Kurbelgehäuse-Volumens im unteren Totpunkt (V_k) und dem Hubvolumen (V_h) ab. Das geometrische Verdichtungsverhältnis wird also

$$\varepsilon_k = \frac{V_k}{V_k + V_h} \quad (1)$$

Das wirkliche Vorverdichtungsverhältnis ist wesentlich kleiner, da ja nur verdichtet werden kann, wenn Ansaugschlitz und Spülschlitz geschlossen sind. Es kommt also darauf an, den Druck beim Schluß der Spülkanäle so niedrig wie möglich zu halten, um den Druck beim Öffnen des Einlaßschlitzes zu senken. Hier wird deutlich, daß der Druckverlauf im Zylinder einen erheblichen Einfluß auf die Füllung des Kurbelgehäuses ausübt: Ein großer Vorauströmen der Altgase und kann bei richtiger Abstimmung über einen großen Drehzahlbereich den erwünschten Unterdruck im Zylinder beim Schließen der Spülschlitze und damit auch im Kurbelgehäuse aufbauen. Der Zweitaktmotor darf eben nicht einfach als reine Verdrängermaschine betrachtet werden — er ist in seinem Gaswechsel eine Strömungsmaschine mit überlagerter mechanischer Steuerung. Die Abstimmung der Auspuffanlage wirkt als Rückkoppelung auf den Einlaßvorgang zurück. Die enorme Leistungssteigerung im Zweitaktmotorenbau der letzten beiden Jahrzehnte ist vor allem das Ergebnis einer intensiven Erforschung der für den Ladungswechsel

bei hohen Drehzahlen entscheidenden Schwingungsvorgänge im Ansaug- und Auslaßsystem und der Strömungsverhältnisse in den Kanälen und im Kurbelgehäuse.

Berechnung der Ansaugschwingung

Bei der klassischen Schlitzsteuerung hängt die für den Leistungsverlauf des Zweitakters entscheidende Füllung des Kurbelgehäuses von seinem Volumen V_k , gemessen in cm^3 bei Kolbenstellung im UT, von der Länge der Ansaugleitung L , gemessen vom Ansaugtrichter bis zum Ansaugschlitz in cm, von der mittleren Querschnittsfläche F_m der Ansaugleitung, vom Vergaser bis zum Ansaugschlitz, in cm^2 , vom Durchmesser d des dem Ansaugschlitz flächengleichen Kreises in cm, wobei bei schrägem Ansaugrohr die Projektion als wirkliche Durchgangsfläche einzusetzen ist, und schließlich von der Schallgeschwindigkeit der einströmenden Luft ab, die bei den im Einlaß herrschenden Temperaturen bei $c = 33\,000 \text{ cm/s}$ liegt.

Mit diesen Daten läßt sich die Lage der besten Füllung ausreichend genau nach folgenden Formeln bestimmen: Die Eigenfrequenz f für die Ansaugschwingung ist

$$f = \frac{c}{2\pi \sqrt{V_k \cdot \left(\frac{1}{F_m} + \frac{1}{d}\right)}} = \frac{5255}{\sqrt{V_k \left(\frac{1}{F_m} + \frac{1}{d}\right)}} \quad (2)$$

Wenn die Gassäule mit dem Öffnen des Ansaugschlitzes angesaugt und beschleunigt wird, muß sie in einer halben

Schwingung ins Kurbelgehäuse schwappen — dann muß sich der Schlitz schließen. Der Ansaugwinkel α ergibt bei den gegebenen Abmessungen also nur für eine ganz bestimmte Drehzahl die optimale Füllung. Die Resonanzfrequenz ist

$$f = \frac{n_0 \cdot 360}{60 \cdot \alpha \cdot 2} = \frac{3 \cdot n_0}{\alpha} \quad (3)$$

Hieraus ergibt sich die Drehzahl der besten Füllung

$$n_0 = \frac{1750 \cdot \alpha^2}{\sqrt{V_k \left(\frac{1}{F_m} + \frac{1}{d}\right)}} \quad (4)$$

Die Länge der Ansaugleitung für die Resonanzdrehzahl n wird

$$l = F_m \left(\frac{3065000 \alpha^2}{n^2 \cdot V_k} - \frac{1}{d} \right) \quad (5)$$

Fassen wir zusammen:

Die Resonanzdrehzahl, also die Drehzahl der besten Füllung, liegt um so höher

- je kleiner das Volumen V_k des Kurbelgehäuses ist,
- je kürzer die Länge l der Ansaugleitung ist,
- je größer die mittlere Querschnittsfläche F_m der Ansaugleitung ist,
- je größer die Fläche des Ansaugschlitzes F_a ist, die in der Formel durch den Durchmesser d des flächenbezogenen Kreises ausgedrückt wird. Der Einfluß von d ist bei Motoren mit zivilen Drehzahlen gering und kann für eine Überschlagerrechnung zunächst vernachlässigt werden, so daß für f die einfache Formel gilt

$$f = \frac{c}{2\pi} \sqrt{\frac{F_m}{V_k \cdot l}} \quad (2a)$$

In der Resonanzdrehzahl schließt die Kolbenunterkante den Ansaugschlitz genau in dem Augenblick, in der die Gassäule durch die Ansaugschwingung in das Kurbelgehäuse eingeströmt ist, den höchsten Druck erreicht hat und nun nicht mehr zurückströmen kann. Wird die Drehzahl höher, so schließt der Kolben schon, bevor der höchste Druck erreicht ist — die Gassäule wird vorzeitig gestoppt. Liegt die Drehzahl tiefer als die Resonanzdrehzahl, so hat die Rückströmung, die ja von der Drehzahl schwingungsmäßig nicht beeinflusst wird, schon begonnen, bevor der Kolben den Einlaßschlitz schließt. Der Druck im Kurbelgehäuse fällt ab. Die Füllung im Kurbelgehäuse schwankt also mit wechselnder Drehzahl zwischen einem Höchstwert bei der Resonanzdrehzahl n_0 , einem Tiefstwert bei $\frac{1}{2} n_0$, einem neuen Höchstwert bei $\frac{1}{3} n_0$, einem Tiefstwert bei $\frac{1}{4} n_0$ usw. Höchst- und Tiefstwerte wechseln mit fallender Drehzahl immer schneller einander ab — dies ist eine Erklärung für den unruhigen Lauf des Zweitaktmotors im niedrigen Drehzahlbereich.

Bei der Berechnung der Resonanzdrehzahl n_0 muß beachtet werden, daß die Gassäule im Ansaugrohr mit einer Verzögerung von $20-30^\circ$ einschwingt, den gesamten Öffnungswinkel also nicht ausnützt. Für die Berechnung ist also der reduzierte Wert für den Öffnungswinkel einzusetzen.

Theoretisch kann bei einem Unterdruck von 0,3 bar der in *Schaubild 6* dargestellte Füllungsverlauf in der Form einer gedämpften Schwingung erreicht werden.

Der Druck im Kurbelgehäuse würde also in dem weiten Bereich von 67%—200% der besten Füllung über dem Atmosphärendruck liegen! In der Praxis

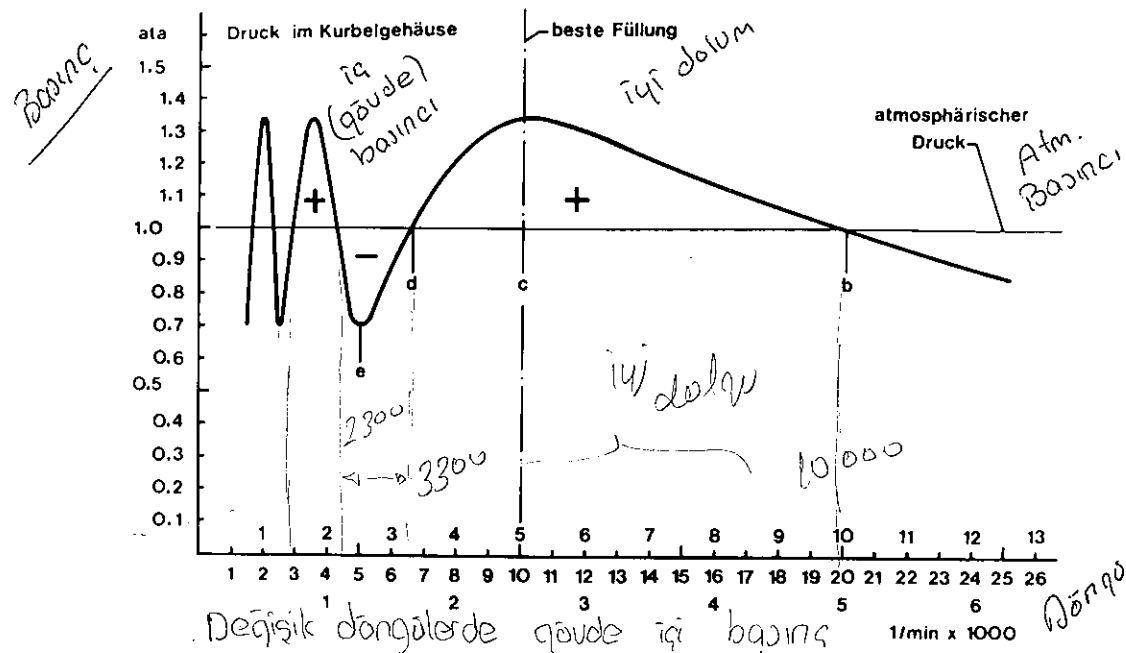


Bild 6: Druckverlauf im Kurbelgehäuse und Drehzahl

Bei der Resonanzdrehzahl c wird der höchste Druck und damit die beste Füllung im Kurbelgehäuse erreicht. Der Kurbelgehäusedruck liegt in dem weiten Bereich zwischen d und b, also zwischen 67 % und 200 % der Drehzahl der besten Füllung, über dem Atmosphärendruck und würde bei einem Unterdruck von 0,3 bar bei verlustfreier Schwingung einen absoluten Druck von 1,3 bar erreichen. In der Praxis arbeitet die Spülung nur mit einem Wirkungsgrad von 50–75 %. Der niedrigste Füllungsgrad liegt bei e, also bei der halben Resonanzdrehzahl. Auf der Drehzahlkala können die Werte für eine Resonanzdrehzahl von 2500, 5000 und 10 000 min^{-1} abgelesen werden.

wird die Schwingung durch die Wirbelung an der Mündung des Ansaugrohres, durch die Strömungsverluste im Ansaugrohr, durch die Wirbelung an der steuernden Kolbenunterkante, die ja über einen großen Bereich in den Ansaugschlitz hineinragt, und schließlich auch in dem engen Labyrinth des Kurbelgehäuses stark gedämpft, so daß der »Schwingungswirkungsgrad«, also die Rückgewinnung des einleitenden Unterdrucks in Überdruck, auch bei gut ausgebildeten Anlagen meist zwischen 50 und 75 % liegen wird.

Druckverlauf im Kurbelgehäuse

Der Druckverlauf im Kurbelgehäuse soll gleichsam in Zeitlupe an einem großen, sehr langsam drehenden Motor gezeigt werden. Bei 600 U/min ist der Unterdruck bei Überströmschluß etwa 0, während er bei 1200 U/min und gleicher Kolbenstellung schon 0,15 bar beträgt und damit die Voraussetzung für den maximalen Unterdruck von etwa 0,3 bar schafft, dem dann der schnelle und gleichmäßige Druckanstieg folgt. (Bild 7)

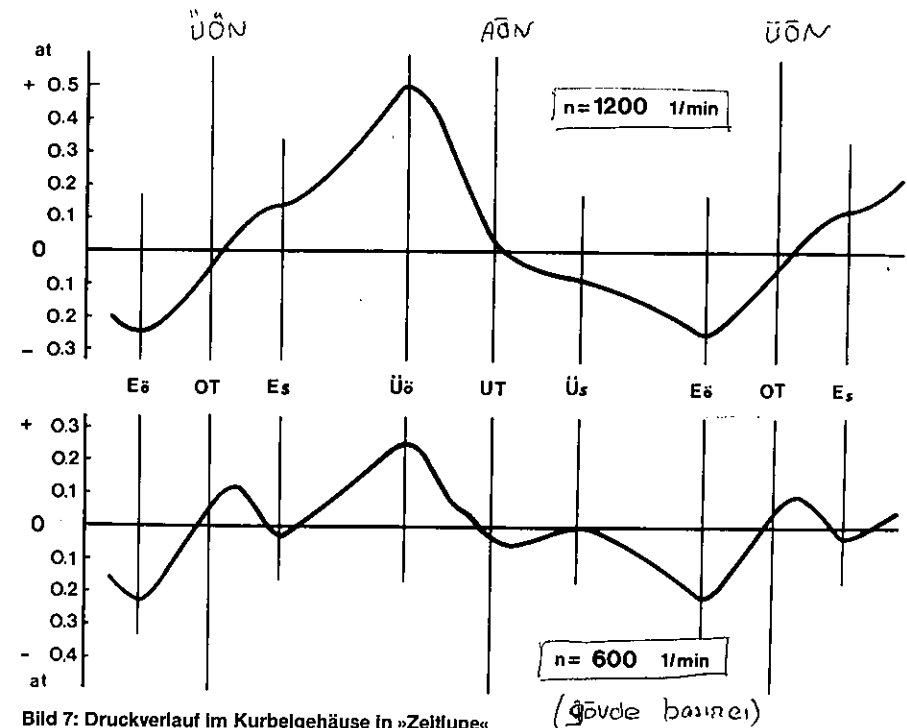


Bild 7: Druckverlauf im Kurbelgehäuse in »Zeitlupe«

Entscheidend für einen kräftigen Unterdruck bei Öffnung des Einlaßschlitzes E.ö. ist der Druck beim Schließen der Überströmschlässe Ü.s. Während der Druck bei $n = 600 \text{ min}^{-1}$ etwa bei O liegt, ist er bei $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ schon auf - 0,15 bar gesunken. Es folgt ein wesentlich stabilerer Druckanstieg bis zum Einlaßschluß E.s. Es bedeuten:

E.ö. = Einlaß öffnet *Emme açılma*
E.s. = Einlaß schließt *kapama*
Ü.ö. = Überströmschluß öffnet *dolgu aç*

Ü.s. = Überströmschluß schließt *dolgu kapama*
OT = oberer Totpunkt *ÜÖN*
UT = unterer Totpunkt *AÖN*

Bei 600 U/min kippt der Druckanstieg dagegen bei OT noch einmal ab und nimmt erst bei Einlaßschluß einen neuen Anlauf, wenn ein Teil der Gassäule schon wieder in den Ansaugkanal zurückgeflutet ist.

Es lohnt sich, den Einfluß der verschiedenen Bauelemente und ihre Abmessungen auf die Füllung des Kurbelgehäuses im einzelnen zu untersuchen:

Ansaugrohrlänge

Der Einfluß der Ansaugrohrlänge wird im *Schaubild 8* bewußt an einem extremen Rennmotor mit einem Hubvolumen V_h des Einzelzylinders $V_h = 25 \text{ cm}^3$ gezeigt. Der Ansaugquerschnitt ist $F_m = 1,8 \text{ cm}^2$ entsprechend einem Vergaserdurchmesser $d_v = 14 \text{ mm}$, der etwa 0,9 des mittleren Durchmessers der Ansaugleitung entspricht und einen Schlitzquerschnitt $F_a = 2 \text{ cm}^2$ entsprechend 1,25 des Vergaserquerschnittes. Das Kurbelgehäuse V_k hat das dreifache

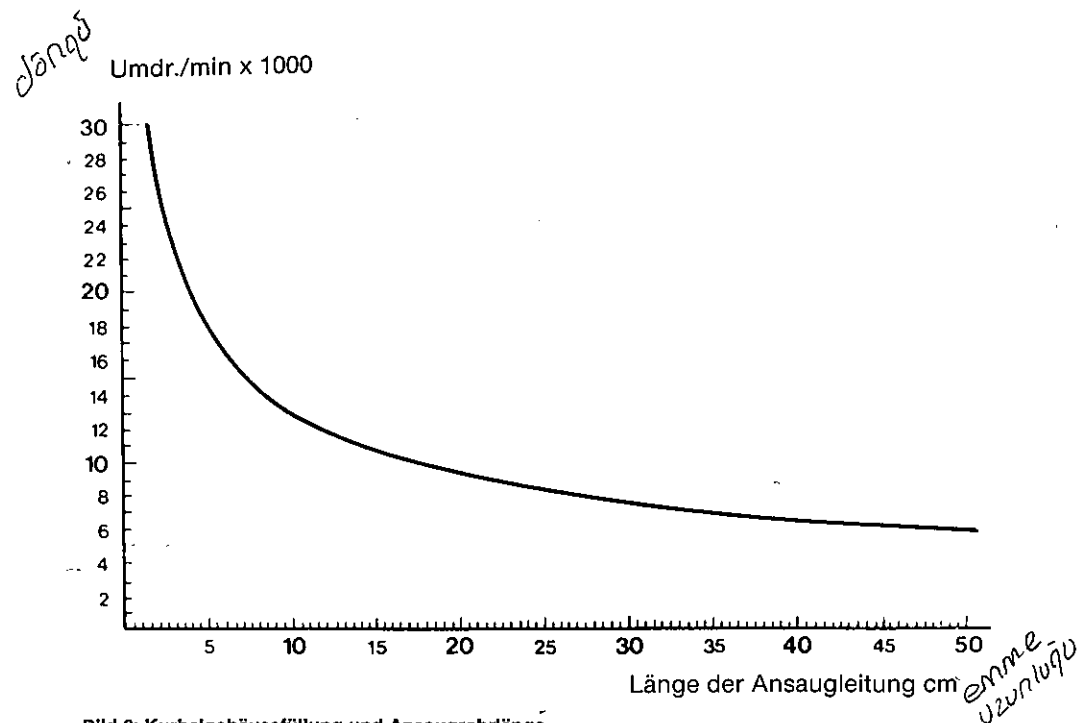


Bild 8: Kurbelgehäusefüllung und Ansaugrohlänge

Das Diagramm zeigt den enormen Einfluß der Ansaugrohlänge auf die Resonanzdrehzahl der besten Füllung für einen 50-ccm-Zweizylinder-Rennmotor, wie er in den 60er Jahren von Yamaha und Suzuki gebaut wurde. Die Abmessungen des Einzylinders sind:

Hubvolumen $V_h = 25 \text{ cm}^3$
 Kurbelgehäusevolumen $V_k = 75 \text{ cm}^3$
 Vergaserdurchmesser $d_v = 14 \text{ mm } \varnothing$
 Einlaßwinkel $\alpha_e = 160^\circ \text{kw}$

Bei einer Ansaugrohlänge $l_a =$ von 50 mm liegt die beste Füllung bei $n_0 = 18\,000 \text{ min}^{-1}$,
 bei $l_a = 100 \text{ mm}$
 aber bei $n_0 = 12\,000 \text{ min}^{-1}$

che Hubvolumen V_h , und der Einlaßsteuerwinkel ist $\alpha_e = 160^\circ \text{kw}$. Bei einer Ansaugrohlänge von 2 cm, die nur mit einer Flachschieberdrossel möglich ist, liegt die Drehzahl der besten Füllung bei $n = 30\,000 \text{ U/min}$. Die Drehzahl sinkt in einer hyperbolischen Kurve bei einer Länge $l = 50 \text{ cm}$ auf $7\,000 \text{ U/min}$ ab. Daß auch biedere Tourenmotoren in ihrem Drehmomentenverlauf, der ja weitgehend dem Verlauf der Füllung entspricht, sehr deutlich auf die Saugrohlänge reagieren, soll an einem Versuch

gezeigt werden, den wir in den 50er Jahren an einem 200- cm^3 - und einem 250- cm^3 -Zündapp-Motor durchführten. (Bild 9)

Die ursprüngliche Länge des Ansaugrohres betrug 15 cm. Durch Zwischenrohre von 5, 10 und 20 cm Länge konnte das Drehmoment des 200- cm^3 -Motors über den ganzen Drehzahlbereich beträchtlich angehoben werden. Beim 250- cm^3 -Motor verschob sich die Drehzahl des leicht angehobenen höchsten Drehmomentes von 3600 auf 3200 U/

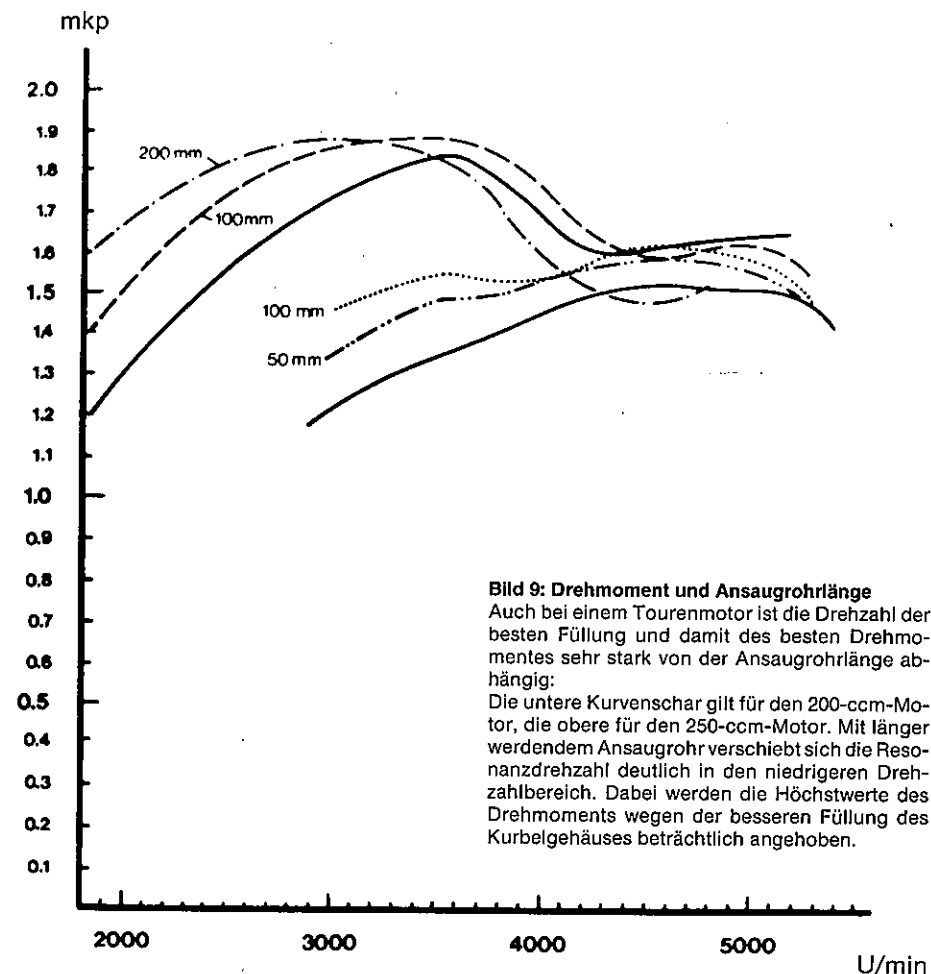


Bild 9: Drehmoment und Ansaugrohlänge

Auch bei einem Tourenmotor ist die Drehzahl der besten Füllung und damit des besten Drehmomentes sehr stark von der Ansaugrohlänge abhängig:

Die untere Kurvenschar gilt für den 200-ccm-Motor, die obere für den 250-ccm-Motor. Mit länger werdendem Ansaugrohr verschiebt sich die Resonanzdrehzahl deutlich in den niedrigeren Drehzahlbereich. Dabei werden die Höchstwerte des Drehmomentes wegen der besseren Füllung des Kurbelgehäuses beträchtlich angehoben.

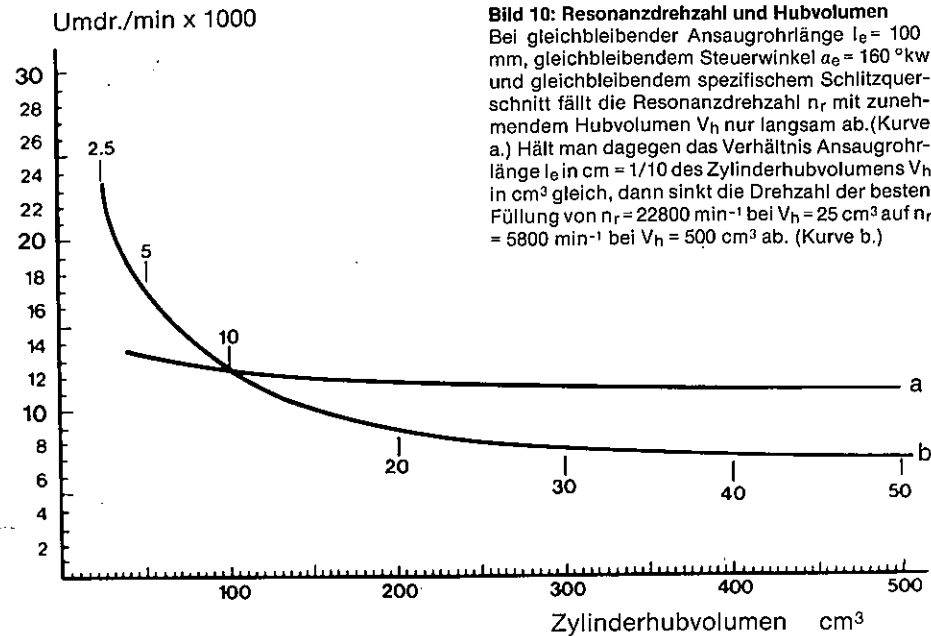
min. Mit dem 20-cm-Rohr stieg das Drehmoment bei 1800 U/min von 1,2 auf 1,6 mkp, während es gleichzeitig bei 4500 U/min von 1,6 auf 1,5 mkp absank.

Kurbelgehäusevolumen

Die Drehzahl n_0 der besten Füllung ist der Wurzel aus dem Kurbelgehäusevolumen umgekehrt proportional. Verrin-

gert man V_k unter sonst gleichen geometrischen Verhältnissen um 20 %, so steigt n_0 nur um rd. 11 %, vergrößert man es um 20 %, so fällt n_0 um 9 % ab. Yamaha kommt bei den Rennmaschinen auf $V_k = 1,5 V_h$, ein Wert, der schon sehr hohe Präzision in der Bearbeitung von Kurbelwelle und Gehäuse und natürlich sehr kleine Toleranzen voraussetzt. Für Serienmaschinen gilt etwa

$$V_k = 2,5 - 3 V_h$$



Hubvolumen

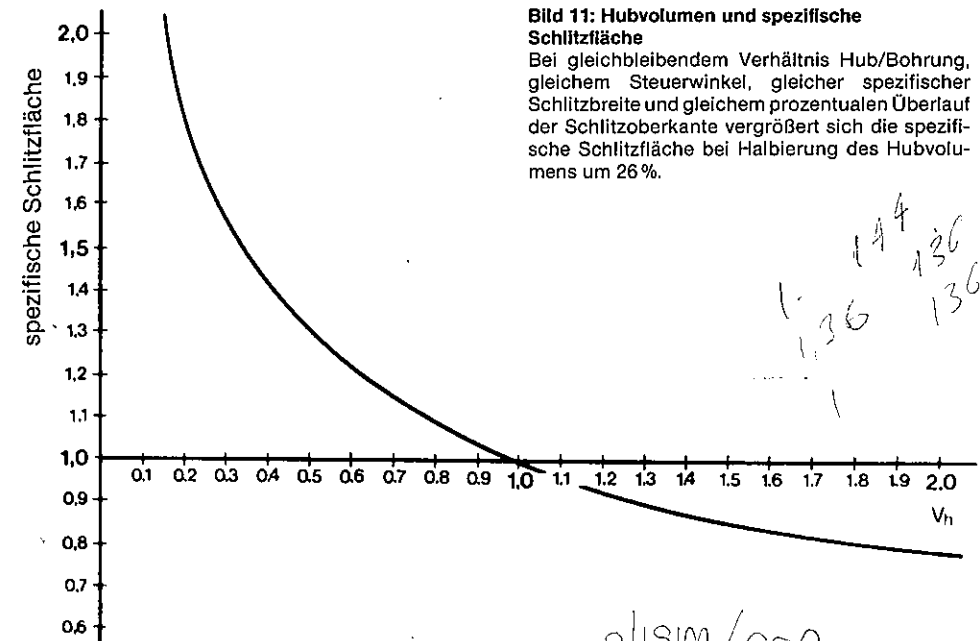
Um den Einfluß besonders deutlich zu machen, wird er wieder an den Verhältnissen eines reinrassigen Rennmotors dargestellt.

Für $V_k = 3 V_h$, eine Steuerzeit von 160°kw und ein gleichbleibendes Verhältnis der Ansaugrohrlänge l in cm $= 0,1$ des Hubvolumens in cm^3 , des Rohrquerschnittes $F_m = 7 \text{ cm}^2/100 \text{ cm}^3$ und des Schlitzquerschnittes $F_a = 8 \text{ cm}^2/100 \text{ cm}^3$, sinkt die Drehzahl der besten Füllung von 22800 U/min für einen 25-cm^3 -Zylinder auf 5800 U/min für einen 500-cm^3 -Zylinder ab.

Bei gleichbleibender Ansaugrohrlänge $l = 10 \text{ cm}$ fällt die Drehzahl zwischen 25 cm^3 und 500 cm^3 nur langsam von $n_0 = 14000 \text{ U/min}$ auf 10500 U/min zurück, aber da macht der großvolumige Motor natürlich mechanisch nicht mehr mit. (Bild 10)

Nun zeigt ein einfaches Rechenbeispiel, daß sich die spezifische Schlitzfläche nicht proportional mit der geometrischen Verkleinerung des Hubvolumens verändert. Bei gleichem Hubbohrungsverhältnis, gleicher Steuerzeit und gleicher spezifischer Schlitzbreite vergrößert sich die spezifische Schlitzfläche um 26 %, wenn das Hubvolumen auf die Hälfte verringert wird. Das ist leicht einzusehen, wenn man ein extremes Beispiel nimmt:

Verringert man bei gleichbleibender Ansaugsteuerzeit und gleichbleibender spezifischer Schlitzbreite Bohrung und Hub auf die Hälfte, dann ist das Zylinderdervolumen noch $1/8$, der Schlitzquerschnitt aber $1/4$; Bei Storchschnabelumbau eines Einzylinders in einen Achtzylinder hat der Vielzylinder also den doppelten Schlitzquerschnitt, ohne daß die Steuerzeit wächst und mehr Ansaugvolumen verloren geht.



Ein anderes Beispiel:

Ein 50-cm^3 -Motor hat mit 144°kw Ansaugzeit die gleiche spezifische Schlitzfläche wie ein 125-cm^3 -Motor mit 177°kw . Das ist ein entscheidender Grund für die Bevorzugung des Mehrzylinders. Es kommt hinzu, daß das kleinere Kurbelgehäuse-Volumen die bessere Füllung bei höherer Drehzahl bringt.

Bild 11 zeigt die Zusammenhänge bei gleichen geometrischen Verhältnissen.

bei $s/d =$

$40/40 = 1$ eine Steuerzeit von 144°kw ,

bei $s/d =$

$49/36 = 1,36$ eine Steuerzeit von 136°kw ,

bei $s/d =$

$32/44 = 0,73$ eine Steuerzeit von 156°kw .

Das ist der Grund dafür, daß man bei Zweitaktmotoren keine ausgesprochenen Kurzhuber findet, obwohl das kleinere Kurbelgehäuse dafür spräche. (Bild 12)

Alizim-dylum orsu

Hubbohrungsverhältnis

Die spezifische Schlitzfläche ist abhängig vom Hub-Bohrungs-Verhältnis s/d und wächst mit wachsendem Hub. Ein 50-cm^3 -Motor braucht für eine spezifische Schlitzfläche von 4 cm^2

Schlitzabmessungen

Hohe Leistungen lassen sich nur mit hohen Drehzahlen, hohe Drehzahlen nur mit langen Steuerzeiten erreichen, und die kosten leider Ansaugvolumen. Eine Ansaugsteuerzeit von 140°kw kostet $38,4\%$ des Hubvolumens, und eine

$$50 \text{ cm}^3 = 4 \text{ cm}^2$$

$$\frac{s}{d} = \frac{82}{72} = 1,1$$

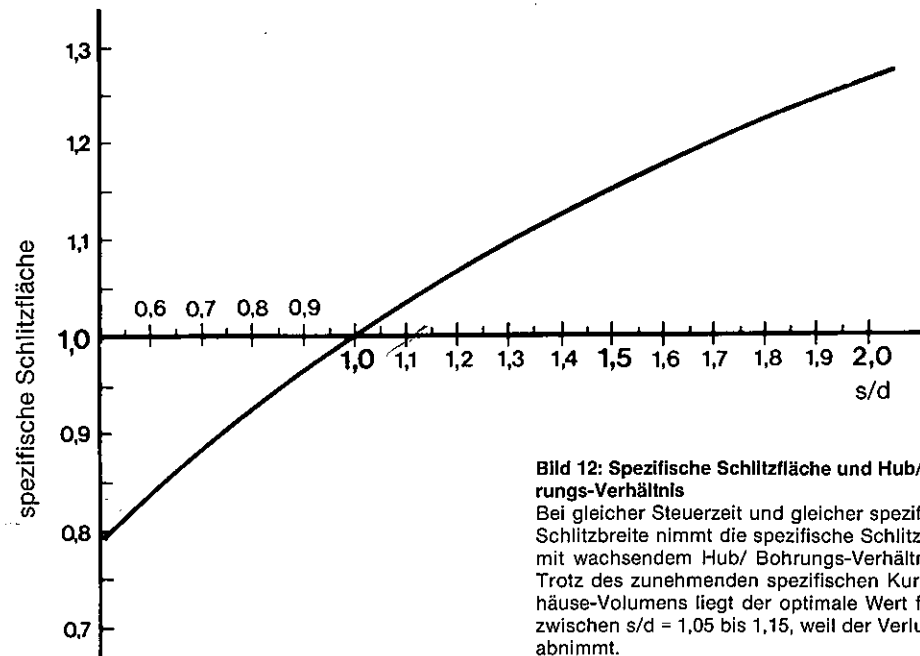


Bild 12: Spezifische Schlitzfläche und Hub/Bohrungs-Verhältnis
Bei gleicher Steuerzeit und gleicher spezifischer Schlitzbreite nimmt die spezifische Schlitzfläche mit wachsendem Hub/Bohrungs-Verhältnis zu. Trotz des zunehmenden spezifischen Kurbelgehäuse-Volumens liegt der optimale Wert für s/d zwischen $s/d = 1,05$ bis $1,15$, weil der Verlusthub abnimmt.

Steuerzeit der Spülschlitze von 120°kw noch einmal ganze $20,3\%$, so daß das theoretische Ansaugvolumen auf $41,3\%$ des Hubvolumens schrumpft und nur noch einen Unterdruck von $0,21\text{ at}$ entstehen läßt.

Wird die Einlaßsteuerzeit zur Drehzahlsteigerung von 140 auf 150°kw verlängert, so bedeutet das eine Verminderung des Ansaugvolumens um 10% . Dieser Verlust kann ausgeglichen werden, wenn man durch Veränderung der Ansauglänge den Unterdruck um $0,03\text{ bar}$ vergrößert. (Bild 13)

Eine Verbesserung des Füllungsgrades um 10% ist auch möglich, wenn es gelingt, die Temperatur des Kurbelgehäuses von 120°C auf 80°C zu senken. Die starke Verrippung des Kurbelgehäuses moderner Hochleistungs-Zwei-

taktmotoren kommt also nicht nur der Formsteifheit zugute, sondern soll die Gemischtemperatur niedrig und damit den Füllungsgrad hoch halten.

Schaubild 15 zeigt den gewichtsmäßigen Luftdurchsatz bei verschiedenen Kurbelgehäusetemperaturen.

Unter sonst gleichen Verhältnissen wirkt sich eine Vergrößerung der Einlaßsteuerzeit und damit eine Verminderung des Ansaugvolumens immer in einer Verringerung des Luftdurchsatzes aus, wobei sich gleichzeitig das jeweilige Maximum nach höheren Drehzahlen verschiebt. Bei einem älteren 350-cm^3 -Versuchsmotor lag das Verhältnis Luftdurchsatz zu Hubvolumen bei einem Einlaßsteuerwinkel von 90°kw bei 80% , bei einem Einlaßsteuerwinkel von 200°kw aber nur bei 58% . Dabei ver-

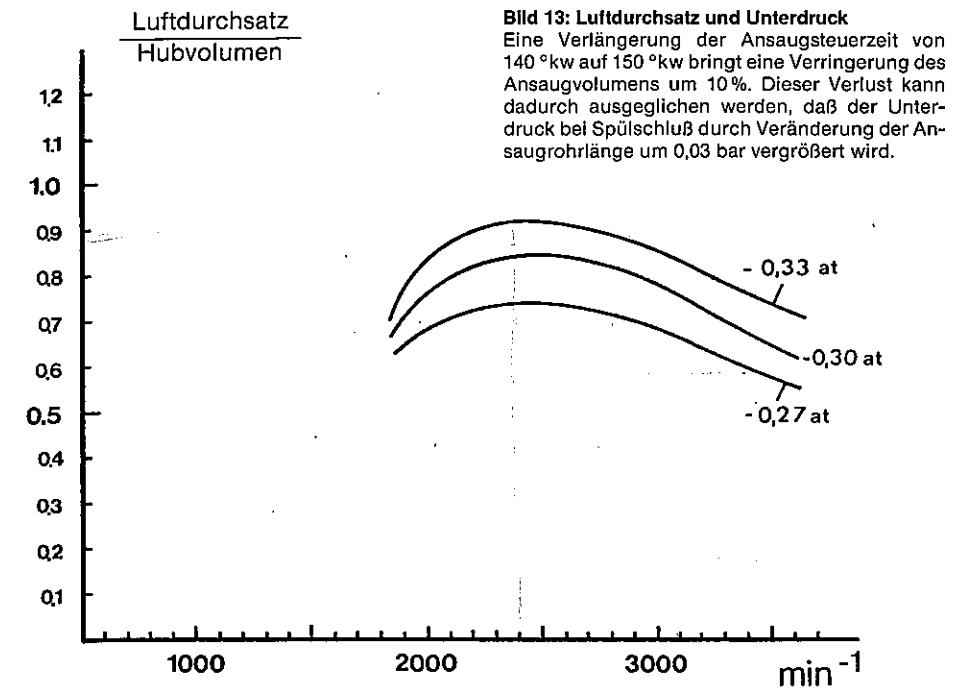


Bild 13: Luftdurchsatz und Unterdruck
Eine Verlängerung der Ansaugsteuerzeit von 140°kw auf 150°kw bringt eine Verringerung des Ansaugvolumens um 10% . Dieser Verlust kann dadurch ausgeglichen werden, daß der Unterdruck bei Spülschluß durch Veränderung der Ansaugrohrlänge um $0,03\text{ bar}$ vergrößert wird.

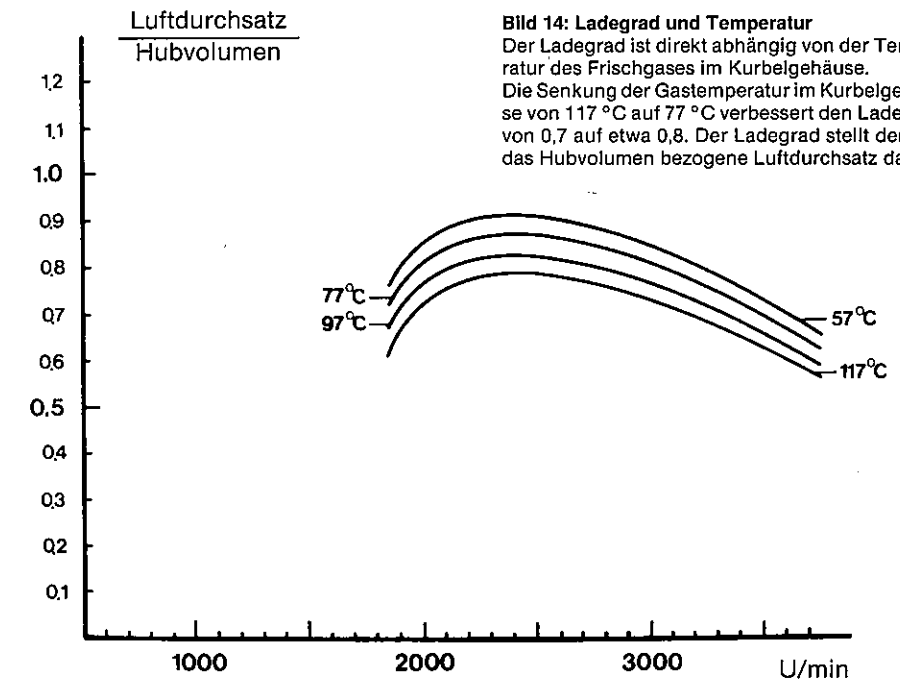


Bild 14: Ladegrad und Temperatur
Der Ladegrad ist direkt abhängig von der Temperatur des Frischgases im Kurbelgehäuse. Die Senkung der Gastemperatur im Kurbelgehäuse von 117°C auf 77°C verbessert den Ladegrad von $0,7$ auf etwa $0,8$. Der Ladegrad stellt den auf das Hubvolumen bezogene Luftdurchsatz dar.

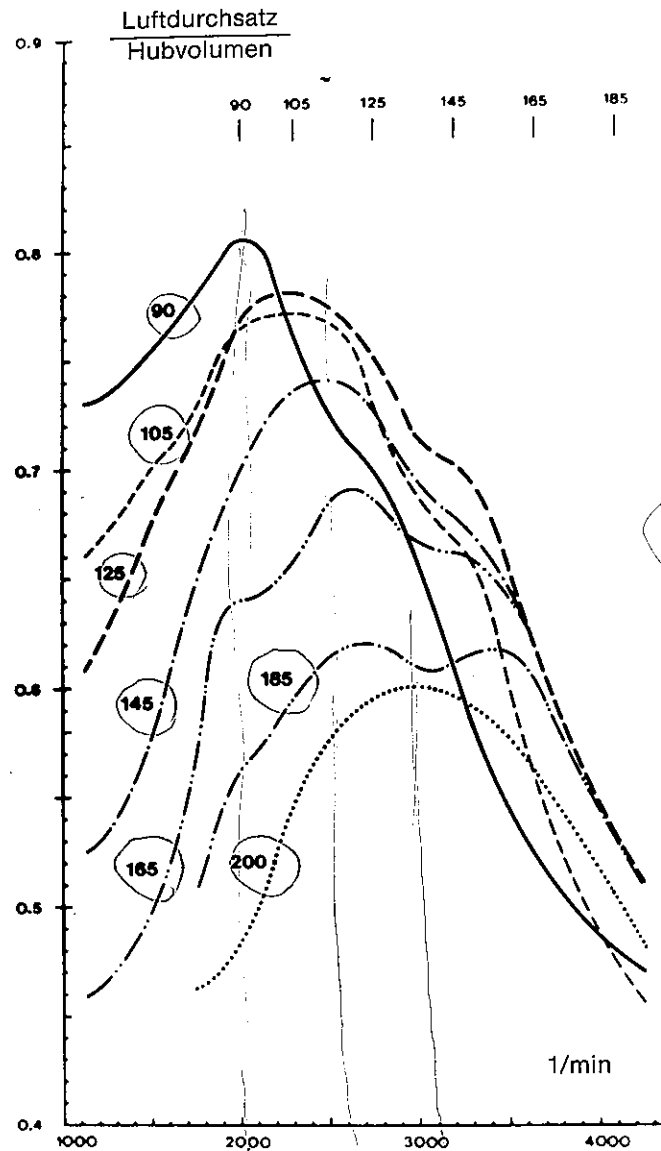


Bild 15: Luftdurchsatz und Steuerzeit

Je später der Ansaugschlitz schließt, umso mehr verlagert sich das Maximum des Luftdurchsatzes in den höheren Drehzahlbereich und nimmt mit dem fallenden wirksamen Ansaugvolumen ab. Der Luftdurchsatz wird stets auf das Hubvolumen bezogen. Die Zahlen an den Kurven bedeuten die Einlaßsteuerzeit in $^{\circ}\text{kw}$. Die Kurven wurden an einem langsam laufenden 350-ccm-Motor aufgenommen. Während bei einem Steuerwinkel $\alpha_e = 90^{\circ}\text{kw}$ ein Ladegrad von 0,8 erreicht wird, liegt der beste Ladegrad bei einem Steuerwinkel $\alpha_e = 200^{\circ}\text{kw}$ bei $n_r = 3000 \text{ min}^{-1}$ nur noch bei 0,6.

schob sich die Drehzahl des optimalen Luftdurchsatzes von rd. 2000 U/min auf rd. 3000 U/min. (Bild 15)

Die für einen vorgesehenen Zeitquerschnitt erforderliche Schlitzfläche läßt sich in gewissen Grenzen auch mit einem niedrigen aber breiten Schlitz ver-

wirklichen. Die Breite des Ansaugschlitzes ist auf etwa 60 % des Zylinderdurchmessers begrenzt, um Verzüge zu vermeiden. Breitere Schlitzes müssen durch einen Steg unterteilt werden. Besser ist ein weiteres Auseinanderücken der beiden Schlitzes und die Be-

stückung mit zwei Vergasern — wenn die Spülkanäle genügend Raum dafür lassen.

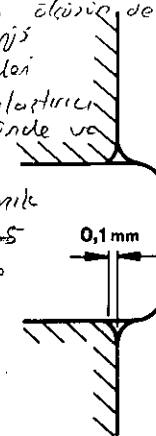
Bei Rennmaschinen werden noch erheblich breitere Schlitzes angewendet, die allerdings so stark verrundet sind, daß sich das übliche Rechteck langsam zum Oval wandelt.

Yamaha nennt bei der erfolgreichen 250er Rennmaschine für verschiedene Hubraumleistungen folgende Werte:

Hubraumleistung	150	200	250	300	350	PS/l
Schlitzbreite	60*	64*	67**	69**	71**	% D

* Production Racer
** Grand Prix

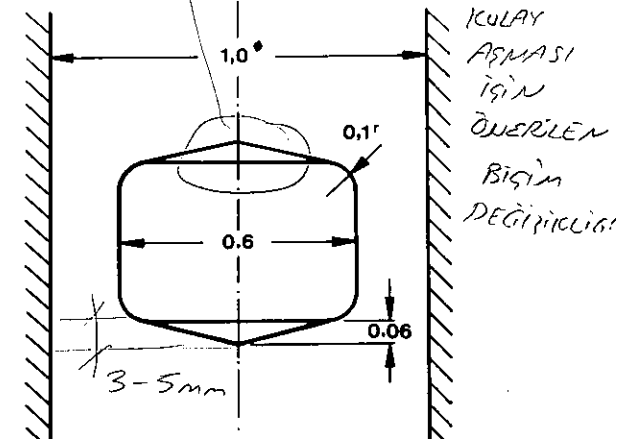
hızlı motorların pencere kestür köşeleri yuvarlatılıyor. Çapın % 10'ü kadar ve sekman ve itenlek üst girişin gömleği içinde 4 pencere olan tarayarak ilerleyen kolaylaştırıcı değirmenli üst pencere üstünde ve altından bir üçgen gibi yada çember gibi yuvarlatılır. 0,1 mm derinlikte ve 3-5 mm yuvarlatılma açılır.



Bei Serienmaschinen werden die Schlitzes mit einem Radius verrundet, der nach einer Faustregel mindestens bei 10 % der Bohrung liegen soll. Um den Kolbenringen und der Kolbensteuerrante das Einlaufen vom Schlitz in die Zylinderlaufbahn zu erleichtern, erhalten Schlitzesober- und Unterkante eine dreieckige oder kreisbogenförmige Anschrägung mit etwa 0,1 mm Tiefe und 3—5 mm Höhe. (Bild 16)

Da der Schlitz nur einen kurzen Teil seiner Gesamtsteuerzeit voll geöffnet ist, muß die Schlitzfläche etwa das 1,2—1,4fache des vergäserquerschnittes betragen.

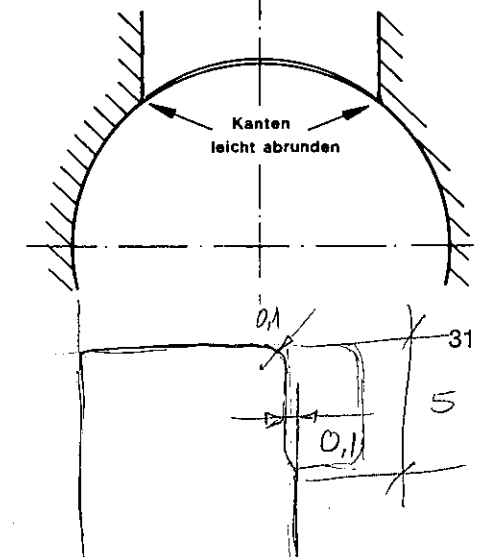
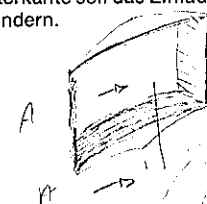
SEKMANIN
PENCERE
KESTURKLERİNİ
BÜŞLÜKLERİNİ



KULAY
AŞMASI
İÇİN
ÖNERİLEN
BİÇİM
DEĞİŞİKLİĞİ

Bild 16: Gestaltung der Einlaßschlitzes

Die Steuerschlitzes müssen umso stärker verrundet werden, je größer die spezifische Schlitzbreite ist. Bei ausgesprochenen Rennmotoren geht daher das Rechteck des Steuerschlitzes im Extremfall in eine Ovalform über. Die Anschrägung der Ober- und Unterkante soll das Einfädeln der Kolbenringe verhindern.



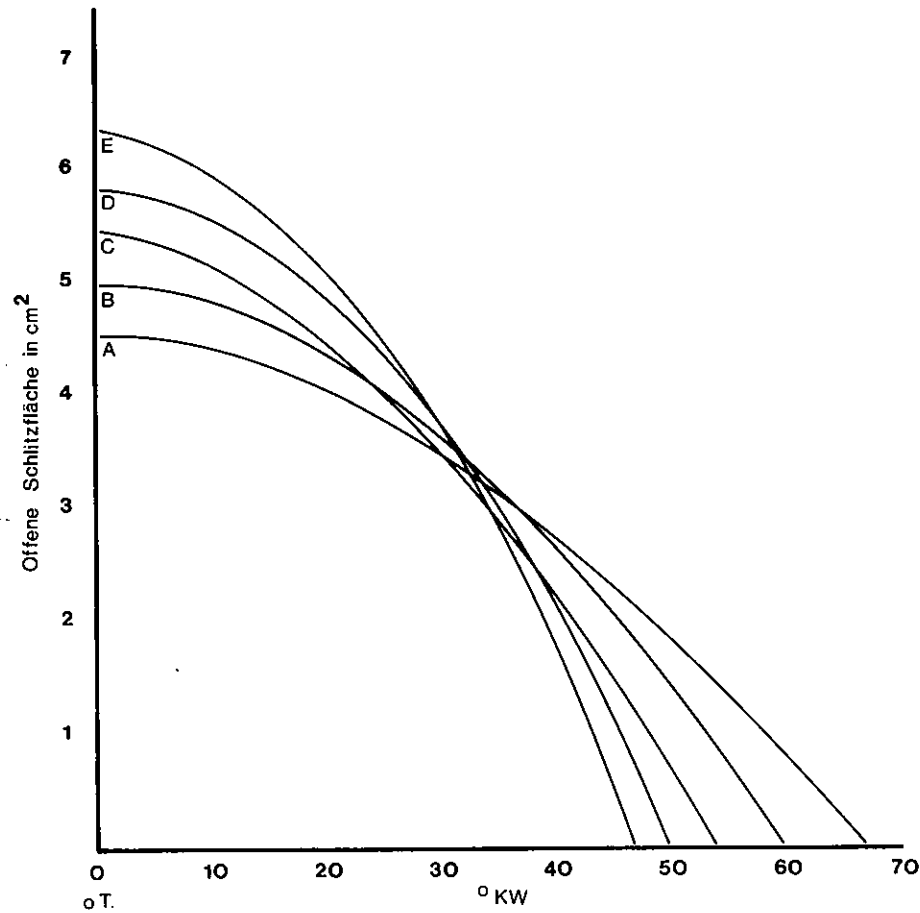


Bild 17: Seitenverhältnis und freie Schlitzfläche

Das Schaubild zeigt die freie Schlitzfläche in cm^2 über dem Kurbelwinkel α_K . Alle Schlitze haben den gleichen Winkelquerschnitt $W_e = 660^\circ \text{cm}^2$. Der niedrigste Schlitz E mit einer Schlitzhöhe $h_e = 11,4 \text{ mm} = 0,197 \text{ s}$ und einer Schlitzbreite $b_e = 45,5 \text{ mm} = 0,563 \text{ B}$ erreicht den gleichen Winkelquerschnitt $W_e = 660^\circ \text{cm}^2$ wie der Schlitz A mit der Schlitzhöhe $h_e = 20,5 \text{ mm} = 0,35 \text{ s}$ und der Schlitzbreite $b_e = 21,5 \text{ mm} = 0,228 \text{ B}$. Er braucht aber nur einen Steuerwinkel $\alpha_e = 95^\circ \text{kw}$ gegenüber 135°kw bei Schlitz A, verliert also wesentlich weniger an wirksamem Ansaugvolumen.

Wie stark sich das Verhältnis Schlitzhöhe h_e zur Schlitzbreite b_e auf die Füllung des Kurbelgehäuses auswirkt, soll an einem 125-cm^3 -Tourenmotor mit nachstehenden Daten hier untersucht werden:

$B = 52 \text{ mm } \varnothing$
 $s = 58 \text{ mm}$
 Verdichtungsverhältnis $c = 7,8:1$
 Vorverdichtung $c_K = 1,4:1$
 Leistung $N = 10 \text{ PS}$ bei $n = 6700 \text{ U/min}$
 Einlaßzeit von $95^\circ \text{kw} - 135^\circ \text{kw}$
 Spülzeit $\alpha_s = 120^\circ \text{kw}$
 Auslaßzeit $\alpha_s = 160^\circ \text{kw}$

Bei gleichbleibendem Winkelquerschnitt $W_e = 660^\circ \text{cm}^2$ (das ist die bei der jeweiligen Kolbenstellung freigegebene Schlitzfläche, multipliziert mit dem zugehörigen Kurbelwinkel), entsprechend einem spezifischen Winkelquerschnitt von $5300^\circ \text{cm}^2/\text{l}$ wurden folgende Schlitzabmessungen untersucht:

Schlitzform	Schlitzhöhe h_e i. % d. Hubesin mm	Schlitzhöhe in mm	Einlaß-steuer-winkel
A	35,0 %	20,5 mm	135°
B	30,0 %	17,4 mm	120°
C	24,7 %	14,3 mm	108°
D	21,4 %	12,4 mm	100°
E	19,7 %	11,4 mm	95°

Schaubild 17 zeigt, welche Schlitzfläche beim jeweiligen Kurbelwinkel freigegeben wird.

Schaubild 18 läßt erwartungsgemäß erkennen, daß der Liefergrad um so höher liegt, je niedriger die Kanäle sind und je kürzer die Einlaßzeit ist. Der beste Füllungsgrad liegt mit Kanal E bei 0,72, bei Kanal A nur bei 0,64, überraschend in beiden Fällen bei $n = 6000 \text{ U/min}$. Es lohnt sich also, mit der Steuerzeit sparsam umzugehen.

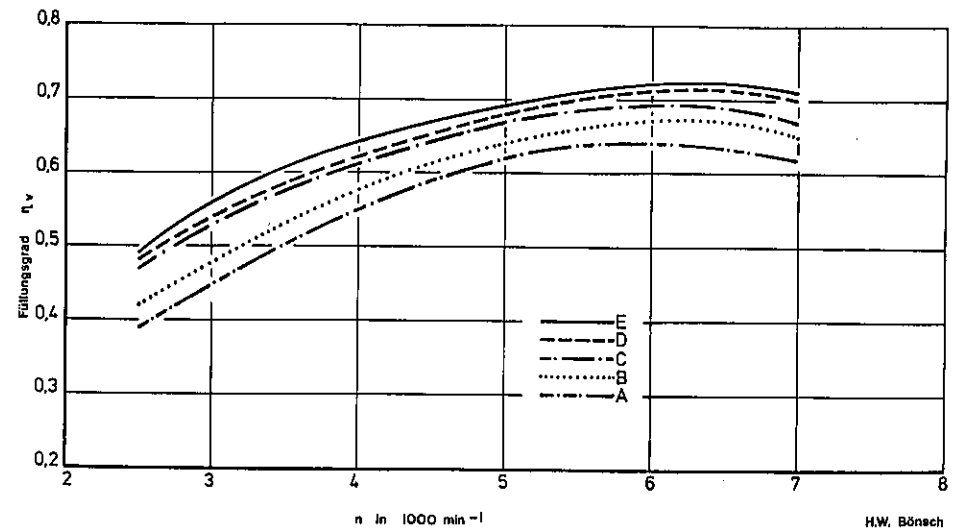


Bild 18: Seitenverhältnis und Füllungsgrad

Der Füllungsgrad des Kurbelgehäuses erreicht über dem ganzen Drehzahlbereich die höchsten Werte mit Einlaßschlitz E mit der kleinsten Schlitzhöhe h_e durch den kleinsten Hubverlust. Verblüffend ist die Tatsache, daß die Drehzahl der besten Füllung bei allen Schlitzabmessungen übereinstimmend um 6000 min^{-1} liegt. Grund: Die Ansaugrohrlänge wurde nicht abgestimmt.

Strömungswiderstände

Im Gegensatz zu der naheliegenden und weit verbreiteten Ansicht, daß niedrige Schlitz höhere Strömungswiderstände haben, scheint sich in Übereinstimmung mit Versuchsergebnissen im Spalt von Kegelventilen herauszustellen, daß die erhöhte Wandreibung durch die durch Kontraktion erhöhte Strömungsgeschwindigkeit mehr als ausgeglichen wird. (Bild 19) Für das Zusammenhalten der Strömung hat sich daher auch in der Praxis bewährt, die Schlitzoberkante um 10—15% der Schlitzhöhe durch das Kolbenhemd überlaufen zu lassen. Die Ecken müssen gut verrundet werden. (Bild 20)

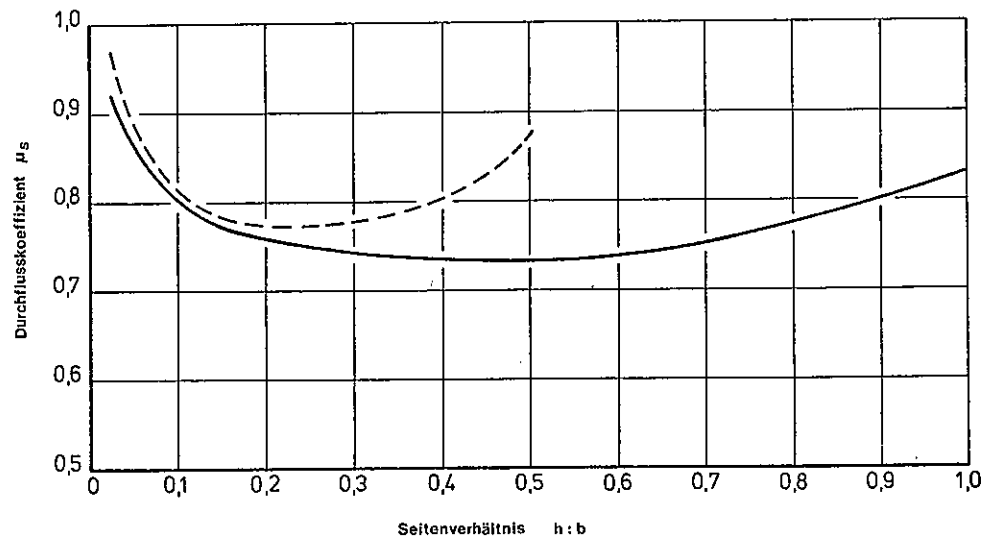


Bild 19: Seitenverhältnis und Durchflußkoeffizient

Der Durchflußkoeffizient hängt stark vom Verhältnis der jeweiligen Schlitzhöhe h_s zur Breite b_s ab. Der breitere, flachere Schlitz mit $h:b = 0,5$ hat den wesentlich besseren Durchflußkoeffizienten als der quadratische Schlitz $h:b = 1,0$. Beide Schlitz sind an den Ecken mit $r = 5$ mm verrundet.

Um den Strömungswiderstand des in den Schlitz hineinragenden Kolbenhemdes zu verringern, werden Ansaugkanäle häufig stark geneigt angeordnet. Die Verbesserung der Anströmung wird aber mehr als aufgehoben durch den wesentlich verringerten effektiven Querschnitt (bei 45° nur noch 70%) und durch die ungünstige Strömungsrichtung, die scharf abgelenkt wird, um in den freien Raum unter den Kolben zu gelangen. (Bild 21)

Sehr wichtig ist natürlich ein gleichmäßiger Übergang von dem runden Querschnitt des Ansaugrohres in den rechteckigen Querschnitt des Einlaßschlitzes, und ebenso heikel ist die Rohrmündung, die gut verrundet werden muß. Der Ansaugwiderstand eines nur

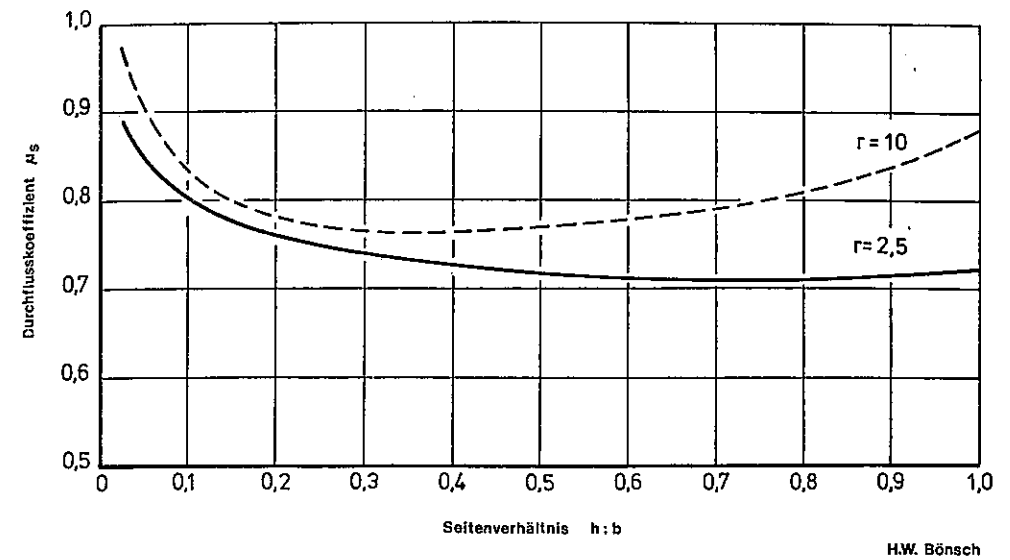


Bild 20: Durchflußkoeffizient und Eckenrundung

Die obere Kurve zeigt den statischen Durchflußkoeffizienten für die verschiedenen Schlitzöffnungen mit einem Eckenradius $r = 10$ mm, die untere für einen Eckenradius $r = 2,5$ mm. Beide Kurven gelten für einen quadratischen Schlitz mit $h:b = 1,0$.

schwach verrundeten Rohres gegenüber dem glatten Rohrende kann bei einer Luftgeschwindigkeit von 70 m/s unter günstigen Bedingungen um über die Hälfte gesenkt werden. (Bild 22)

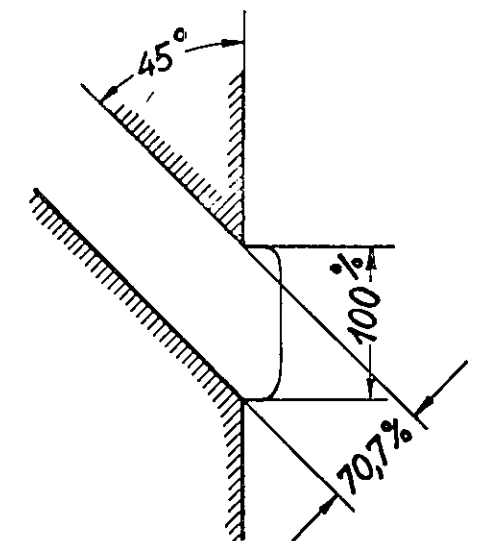


Bild 21: Geneigter Ansaugkanal

Der geneigte Ansaugkanal soll den Strömungswiderstand des in den Schlitz hineinragenden Kolbenhemdes verringern. Ein Irrtum, denn der wirkliche Querschnitt verringert sich mit zunehmendem Neigungswinkel und beträgt bei einer Kanalneigung um 45° nur noch rund 70% der ursprünglichen Schlitzfläche.

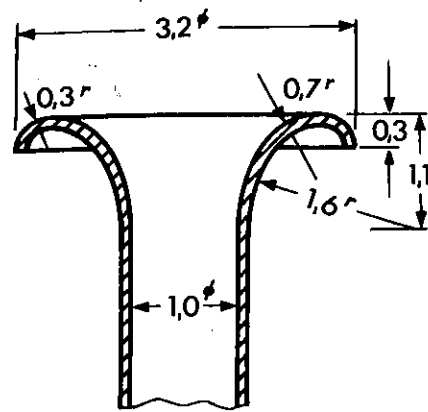


Bild 22: Rohrmündung und Strömungswiderstand

Durch eine gute Verrundung der Öffnung des Ansaugrohrs kann der Strömungswiderstand erheblich gesenkt werden. Das Bild zeigt optimale spezifische Abmessungen für einen offenen strömungsgünstigen Ansaugtrichter. Die angegebenen Werte sind auf den Durchmesser des Rohres bezogen; die echten Werte für die Krümmungsradien erhält man also durch Multiplikation mit dem vorhandenen Rohrdurchmesser.

Auspuff und Ansaugvorgang

Wie stark sich der Auspuff auf die Füllung des Kurbelgehäuses auswirkt, zeigt — wahrscheinlich unbeabsichtigt — ein Versuch an einem 150-ccm-Motor mit folgenden Steuerzeiten:

Einlaßwinkel	$\alpha_e = 136^\circ \text{kw}$
Spülwinkel	$\alpha_s = 128^\circ \text{kw}$
Auslaßwinkel	$\alpha_a = 176^\circ \text{kw}$

Der Vorauslaß war für die Höchstdrehzahl $n = 7000 \text{ U/min}$ ausreichend groß bemessen. Der Motor wurde einmal mit einem glatten Rohr mit $d_a = 40 \text{ mm } \varnothing$ gefahren, was einem Querschnitt $F_a = 12,6 \text{ cm}^2$ entspricht und damit etwa

doppelt so groß war wie der Querschnitt des Auslaßschlitzes mit $6,6 \text{ cm}^2$. Der Diffusor hatte einen Eingangsdurchmesser $d_e = 40 \text{ mm } \varnothing$ und einen Kammerdurchmesser $d_k = 102 \text{ mm } \varnothing$, war aber in der Dämpferanlage stark gedrosselt.

Das *Schaubild 23* zeigt den Druckverlauf im Kurbelgehäuse bei zwei verschiedenen Drehzahlen. Es bedeuten:

A = Diffusoranlage	bei $n = 7000 \text{ U/min}$
B = glattes Rohr	bei $n = 7000 \text{ U/min}$
C = Diffusoranlage	bei $n = 3000 \text{ U/min}$
D = glattes Rohr	bei $n = 3000 \text{ U/min}$

Bei $n = 7000 \text{ U/min}$ erreichen die Diffusoranlage A und das glatte Rohr B etwa 25°kw nach Spülbeginn mit $1,37 \text{ ata}$ etwa den gleichen Höchstdruck, aber nach UT nehmen die Kurven einen ganz unterschiedlichen Verlauf:

Das glatte Rohr B entspannt sich sehr schnell, unterschreitet schon vor dem Schluß der Spülung die Atmosphärenlinie und erreicht bei Öffnung des Einlaßschlitzes einen Unterdruck von $0,21 \text{ at}$, der die Einlaßströmung natürlich kräftig anreißt. Der Druck überschreitet die Atmosphärenlinie erst wieder 20°kw nach OT, erreicht aber beim Einlaßschluß $1,08 \text{ ata}$. Bei der Diffusoranlage A verlangsamt sich offensichtlich durch den hohen Strömungswiderstand im Dämpfer der Druckabfall nach OT so stark, daß beim Schließen der Spülschlitze im Kurbelgehäuse noch ein Druck von $1,17 \text{ ata}$ herrscht, der erst danach wieder schneller absinkt und bei Einlaßöffnung mit einem Unterdruck von $0,095 \text{ at}$ die Gassäule im Ansaugkanal weit weniger beschleunigt als das glatte Rohr.

Sehr ähnlich ist der Druckverlauf mit dem Diffusor C bei $n = 3000 \text{ U/min}$. Beim Schluß der Spülschlitze herrscht hier noch ein Druck von $1,13 \text{ ata}$, der bei Öffnung des Einlaßschlitzes auf einen

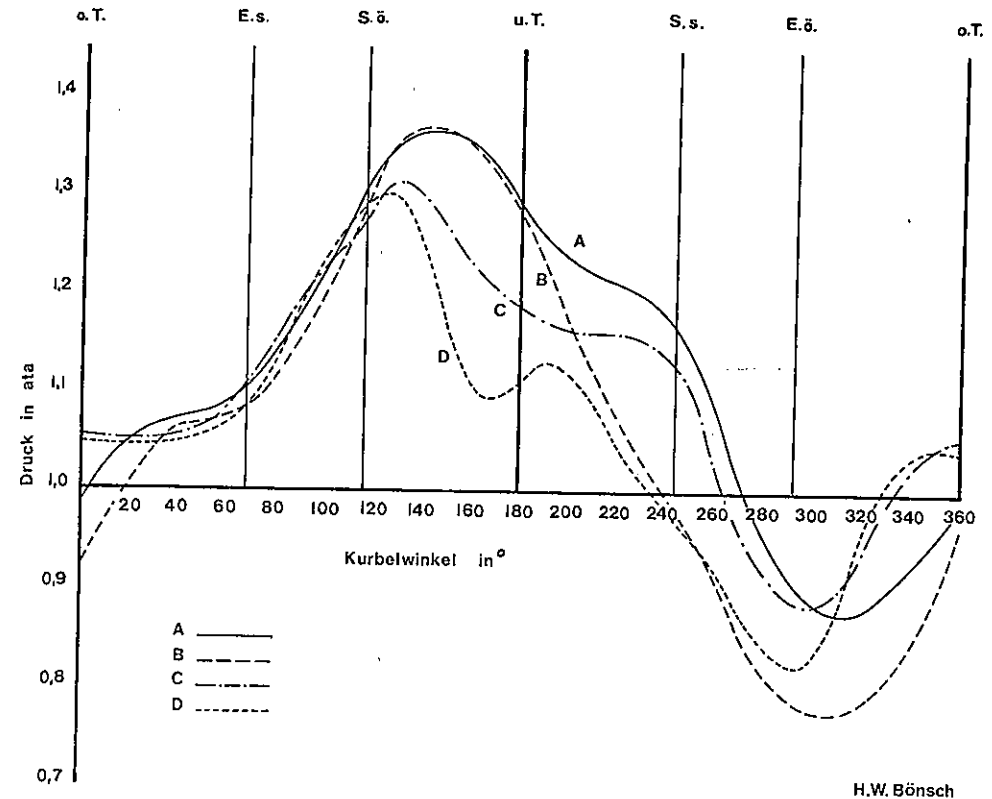


Bild 23: Auspuff und Druckverlauf im Kurbelgehäuse

Das Diagramm zeigt deutlich den Einfluß der Auspuffanlage auf den Druckverlauf im Kurbelgehäuse. Während das glatte Rohr B und D schon vor Schluß der Spülkanäle S.s. den Überdruck abgebaut hat, wird das Abströmen durch den zu stark gedämpften Diffusor A und C so stark abgebremst, daß der Unterdruck bei Öffnung des Einlaßschlitzes E.ö. wesentlich geringer ausfällt als mit dem glatten Rohr. Genaue Analyse im Text.

Unterdruck von $0,115 \text{ at}$ abgesunken ist und nach einer ausgeprägten »Vorschwingung« bei Einlaßschluß wieder $1,10 \text{ ata}$ erreicht.

Mit beiden Auspuffanlagen wird der Höchstdruck bei der niedrigen Drehzahl schon $10\text{--}15^\circ \text{kw}$ nach Spülbeginn erreicht, aber der Druck im glatten Rohr sinkt wieder sehr viel schneller ab als in der Diffusoranlage, erhält vor dem UT noch einmal eine kräftige Schwin-

ung und unterschreitet die Atmosphärenlinie schon 10°kw vor dem Schluß der Spülkanäle.

Das Versuchsergebnis bedeutet keine Abwertung des Diffusors, wie in einem späteren Kapitel über Auspuffanlagen noch nachgewiesen wird, sondern soll lediglich den Einfluß der Auspuffanlage allgemein und der Auspuffdrosselung auf die Druckverhältnisse im Kurbelgehäuse zeigen.

DREHSCHIEBEREINLAß

Schon kurz nach der Jahrhundertwende erschienen die ersten Zweitaktmotoren, deren Einlaß nicht mehr durch die untere Kolbenkante, sondern durch ei-

nen Drehschieber gesteuert wurde. Der stark bemessene Lagerzapfen der Kurbelwelle war als Rohrdrehschieber ausgebildet, eine Ausführung, die noch heute an einigen Roller- und Modellmotoren mit einseitig gelagerter Kurbelwelle (Stirnkurbelwelle) zu finden ist.

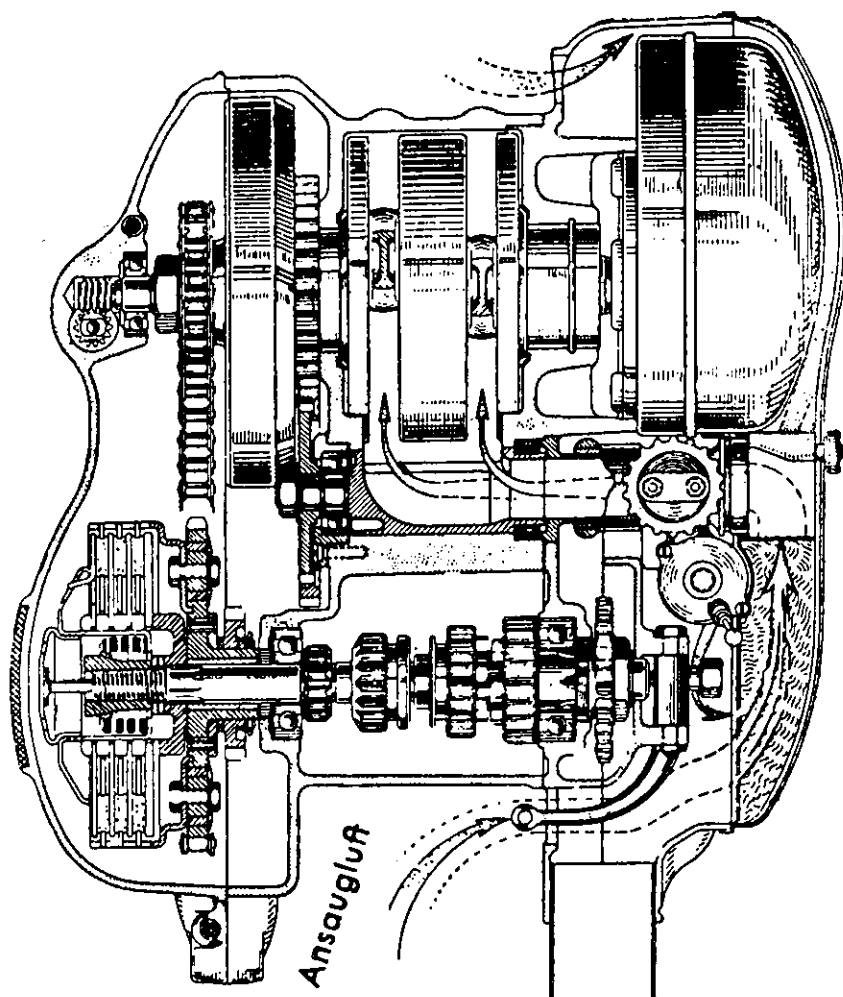


Bild 24: Rohrdrehschieber der Triumph BD 250

Der Rohrdrehschieber der Doppelkolbenmaschine BD 250 von Triumph wurde über Zahnräder angetrieben. Der begrenzte Öffnungsquerschnitt — bei einer Gesamtöffnungszeit von 200 °kw ist der Gasdurchgang nur über 80 °kw voll geöffnet — und die starke Richtungsänderung des Gasstroms begrenzen die robuste und betriebssichere Anlage auf Tourenmotoren mit mittlerer Drehzahl.

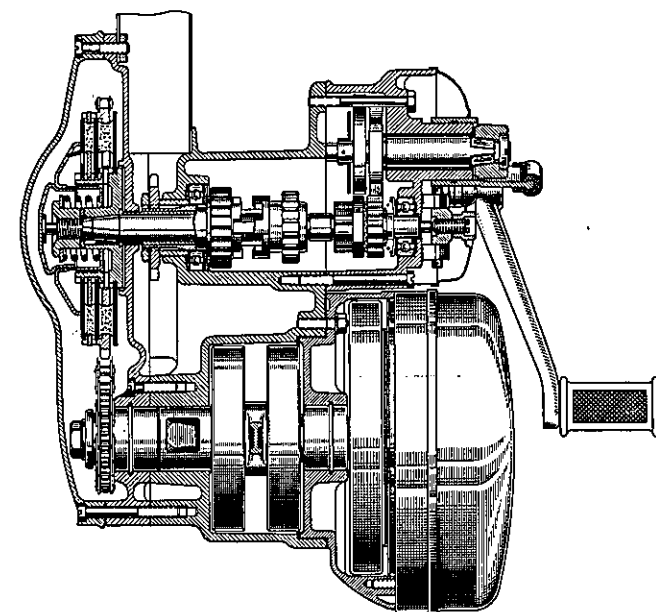


Bild 25: Rohrdrehschieber der Triumph B 125

Bei der Triumph B 125 ist der im Durchmesser stark vergrößerte linke Lagerzapfen der Kurbelwelle als Rohrdrehschieber ausgebildet. Der Einlaßkanal mündet in den Raum zwischen den Kurbelwangen und sorgt mit dem frischen Gemisch für eine sehr gute Schmierung des Pleuellagers.

Der Drehschieber arbeitet ohne jedes zusätzliche Bauteil und ermöglicht mit einem unsymmetrischen Steuerdiagramm eine bessere Füllung des Kurbelgehäuses, war aber im Öffnungsquerschnitt begrenzt und hatte durch die starke Richtungsänderung des Frischgasstroms recht hohe Strömungsverluste.

Ein Rohrdrehschieber mit einem Steuer-schlitz von 60 °kw braucht zum Öffnen und Schließen je 60 °kw. Bei einer Gesamtöffnungszeit von 200 °kw ist der Gasdurchgang also nur über 80 °kw voll geöffnet. (Bild 24, Bild 25)

Noch ungünstiger arbeitet ein quer durchströmter Walzenschieber, der nur für einen Augenblick seinen vollen Strömungsquerschnitt freigibt und durch die starke Wirbelbildung an den

Steuerkanten einen miserablen Durchflußkoeffizienten hat. Da er bei jeder Umdrehung zweimal durchströmt wird, muß er darüberhinaus untersetzt mit halber Kurbelwellendrehzahl laufen.

Der entscheidende Durchbruch kam mit dem zuerst im Bootsmotorenbau verwendeten Scheibendrehschieber, als MZ die Konstruktion des Luckenwalder Ingenieurs Daniel Zimmermann übernahm. Hier war der Drehschieber von der Kurbelwange getrennt und lief als dünne Blezscheibe seitlich verschiebbar auf dem Wellenzapfen. Er konnte sich nach den Wänden der Kammer einstellen und lief gleichsam mit Luftlagerung und minimaler Reibung. (Bild 26, Bild 27a u. b) Die Überlegenheit dieser Bauart ist durch folgende Eigenschaften gekennzeichnet:

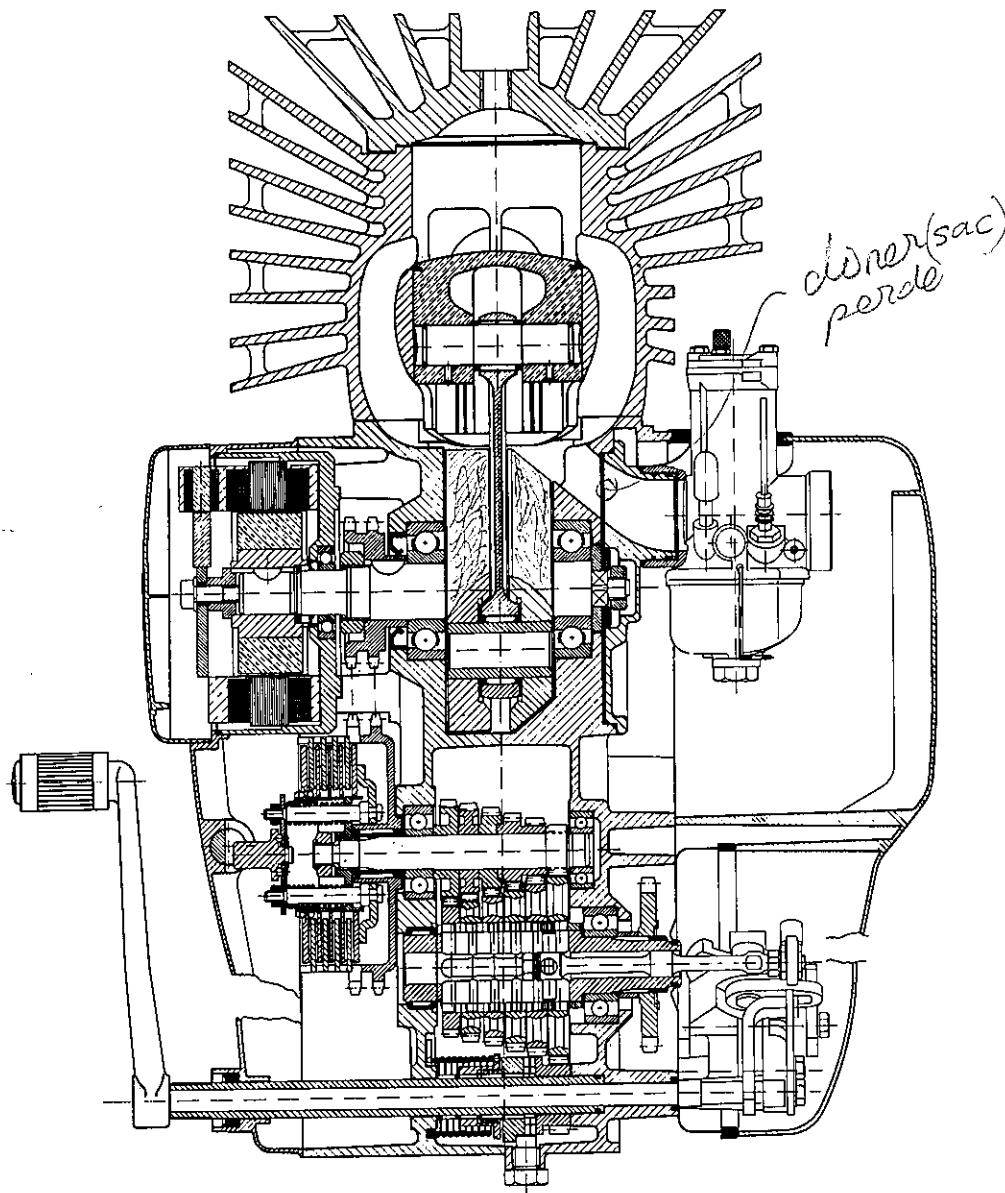


Bild 26: Drehschiebereinlaß der Malco MD 250

Der Längsschnitt durch den Motor läßt sehr klar die Anordnung des dünnen, freilaufenden Flachdreh-schiebers und die strömungsgünstige Führung der Frischgase in den freien Raum unter dem Kolben erkennen. Die rechte Kurbelwange ist für freien Durchgang angeschrägt, das sehr kleine Kurbelgehäuse von den Schwungmassen vorbildlich ausgefüllt.

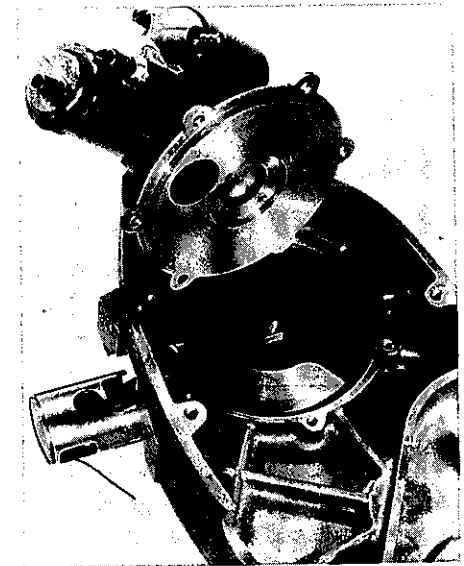
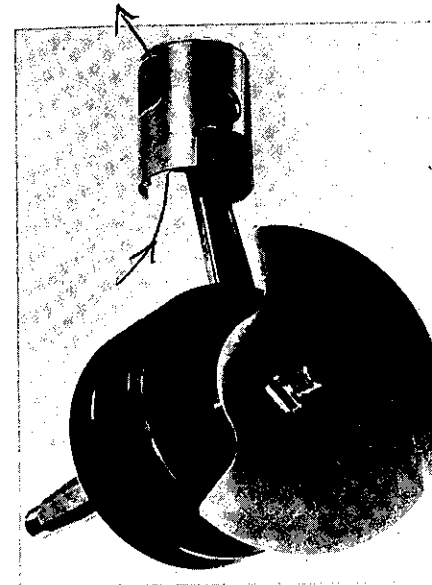


Bild 27a, b: Bauteile der Drehschiebersteuerung

Der Flachdreh-schieber besteht aus einer nur 0,4—3 mm starken Blechscheibe, die auf dem Wellenzapfen verschiebbar gelagert ist und sich selbst auf geringste Reibung einstellt. Er ermöglicht ein unsymmetrisches Steuerdiagramm und sehr gute Strömungsverhältnisse.

- 1- BÜYÜK DOLUM GEÇİTİ
- 2- İTENEK DÜZENİNE GÖRE DAHA HIZLI KAPAMA
- 3-
- 4- UYGUN Hİ KARİŞIM AICI İKLİM KÖPE DÖNEMEŞ YOK

- 1/2 große Steuerquerschnitte
- 2 schnelle Freigabe des gesamten Steuerquerschnitts und schnelleres Schließen als bei Kolbensteuerung
- 3 beliebiges Steuerdiagramm ohne Rücksicht auf Festigkeit
- 4 optimale Gasführung ohne scharfe Umlenkung in den freien Raum unter dem Kolben
- 5 keine Begrenzung für die Ausbildung und Führung der Spül- und Auslaßkanäle, dadurch bessere Ausnützung des Zylinderumfangs
- 6 durch unsymmetrisches Steuerdiagramm mit frühem Einlaßschluß bei großem Zeitquerschnitt hoher Füllungsgrad und hoher Spüldruck.

(Bild 28)

Als Vergleich:

Das Öffnen eines Ansaugschlitzes mit einer Gesamtsteuerzeit von 160°kw dauert 48°kw, dann ist er 64°kw voll offen, wenn man den Kolben um 5 mm (25% der Schlitzhöhe) überlaufen läßt, und 48°kw braucht er zum Schließen. Bei gleichem Ansaugquerschnitt öffnet und schließt ein Scheibendreh-schieber in 23°kw so, daß man bei gleicher Gesamtöffnungszeit den Ansaug-schluß schon auf 60—65°kw nach OT legen und damit den an sich besseren Füllungsgrad weiter erhöhen kann. Für reine Rennmotoren liegen die Ansaug-öffnungszeiten zwischen 200 und 210°kw, wobei als Ansaug-schluß 80°kw nach OT nicht überschritten

dönerperde
(konstan) dönerin
yararları

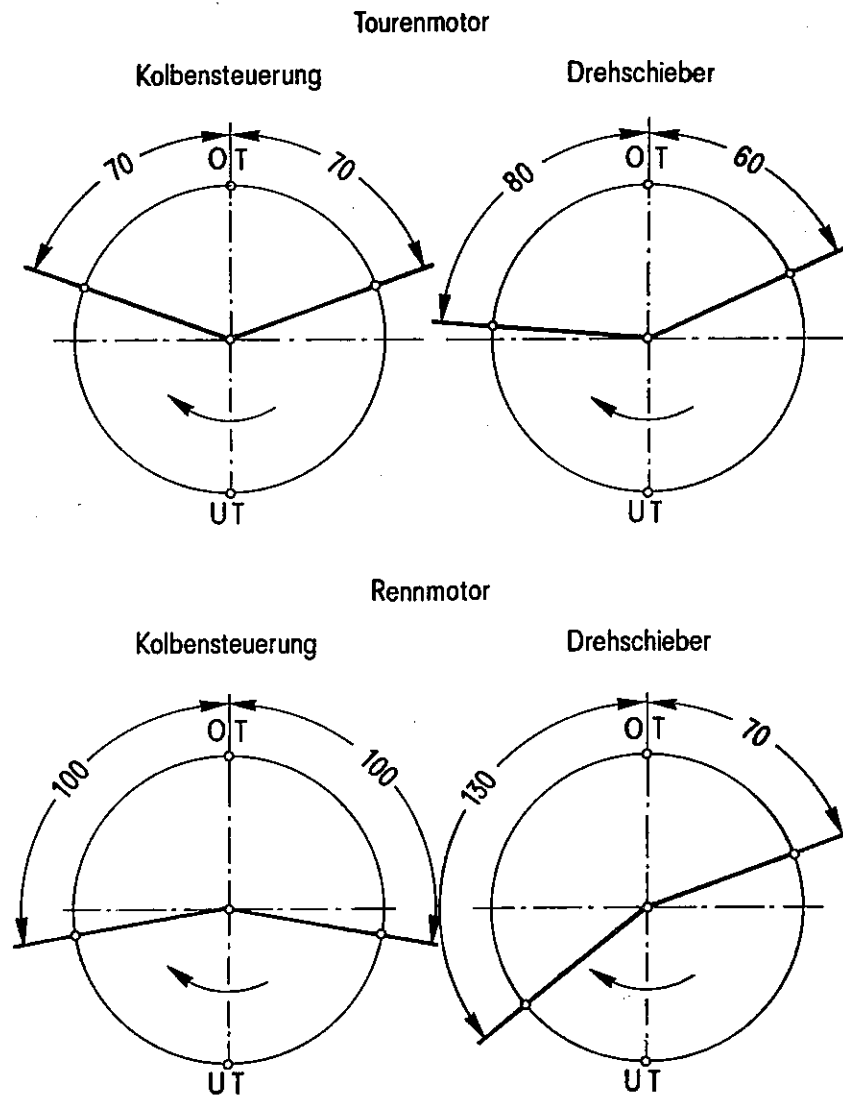


Bild 28: Einlaßsteuerzeiten für Schlitz- und Drehschieber

Ein Vergleich der Steuerzeiten für Tourenmotor und Rennmotor läßt die Überlegenheit der Drehschiebersteuerung klar erkennen. Bei gleicher Öffnungszeit hat der Drehschiebermotor durch das unsymmetrische Steuerdiagramm den früheren Einlaßschluß und damit den geringeren Hubverlust. Es kommt hinzu, daß der Drehschieber sehr viel schneller den gesamten Querschnitt freigibt und auch schneller schließt. Er erreicht dadurch einen wesentlich größeren Winkelquerschnitt. Die Einlaßsteuerzeiten sind

	Tourenmotor		Rennmotor	
	Schlitz	Drehschieber	Schlitz	Drehschieber
Einlaß öffnet	70° v.o.T.	80° v.o.T.	100° v.o.T.	130° v.o.T.
Einlaß schließt	70° n.o.T.	60° n.o.T.	100° n.o.T.	70° n.o.T.

werden, um eben den Füllungsgrad über einen größeren Drehzahlbereich zu erhalten.

Erreichte ein schlitzgesteuerter 125-ccm-Motor mit sehr niedrigen, aber breiten Schlitten ohne besondere Abstimmung der Ansaugschwingung einen höchsten Liefergrad von 0,75 bei 5000 U/min und lag zwischen 3000 und 7000 U/min über 0,7, so kam ein Drehschiebermotor — ebenfalls ohne Schwingungsabstimmung — auf einen Bestwert von 0,98 bei 4000 U/min und lag zwischen 2500 und 7000 U/min über 0,8!

Die folgenden Darstellungen stützen sich auf einen umfassenden Versuchsbericht, den Kazunari Komotori und Eiichi Watanabe an der Keio University durchführten und in dem SAE-Bericht 690136 veröffentlichten. Der für die Untersuchungen verwendete Yamaha-Motor YG 1 hatte folgende Daten:

Bohrung: 47 mm
Hub: 42 mm
Hubvolumen: 73 ccm
Verdichtungsverhältnis: 6,8
Vorverdichtung: 1,39
Leistung: 6,5 PS bei 7000 U/min
Spülwinkel: 110°kw Winkelquerschnitt: 295° cm²
Auslaßwinkel: 148°kw
Winkelquerschnitt: 332° cm²

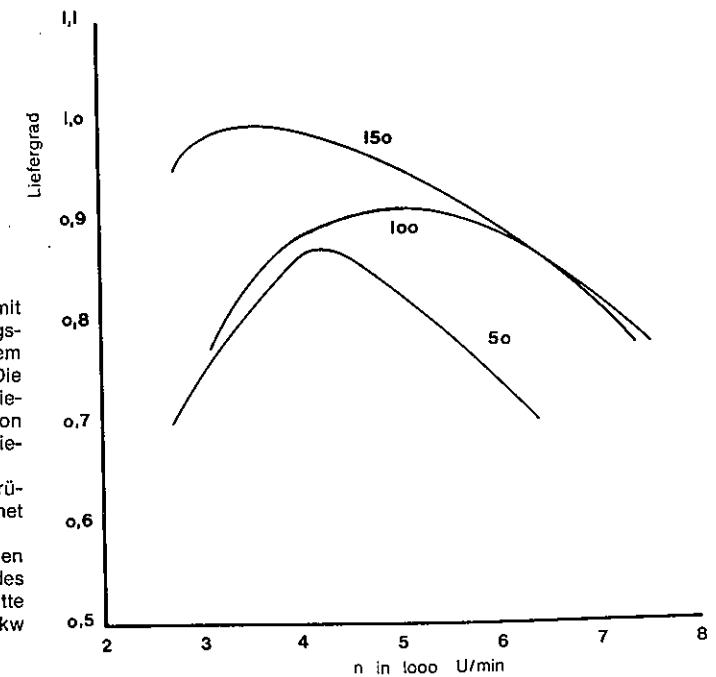
Der Schieber hatte eine Scheibendicke von 3 mm und war auf der Innenseite unter 45° abgeschrägt. Er lief mit 0,5 mm Seitenspiel. Die äußere Scheibenabdeckwand war 4 mm stark und in der Einstrombohrung gut ver-rundet. Die Steuerbohrung lag auf einem Radius R = 42,5 mm von der Kurbelachse und hatte einen Durchmesser d = 16 mm Ø. Das entspricht einem Schließwinkel von 22,5°kw. Die für die Versuche verwendeten Steuerscheiben hatten Ausschnitte, die von 50°kw bis 180°kw reichten und konnten darüber hinaus auf dem Wellenzapfen in 4 Stellungen mit einem Sprung von je

Bild 29: Liefergrad und Steuerzeit

Der Liefergrad steigt mit zunehmendem Öffnungswinkel, also wachsendem Winkelquerschnitt an. Die Drehzahl des besten Liefergrades ist abhängig von der Stellung des Schiebers:

Sie liegt umso tiefer, je früher der Schieber öffnet und schließt.

Das Schaubild zeigt den Verlauf des Liefergrades für Schieberausschnitte $\alpha_d = 50^\circ \text{kw}$, $\alpha_d = 100^\circ \text{kw}$ und $\alpha_d = 150^\circ \text{kw}$.



22,5°kw justiert werden. Erwartungsgemäß zeigte sich, daß der beste Liefergrad erreicht wurde, wenn der Einlaßschluß zwischen 10°kw und 40°kw nach OT lag. Die Drehzahl des höchsten Liefergrades lag um so tiefer, je früher der Schieber öffnete und schloß. Der Liefergrad stieg mit zunehmendem Öffnungswinkel, also mit zunehmendem Winkelquerschnitt an. (Bild 29) Der Bestwert mit 0,98 wurde bei 4000 U/min mit einem Schieberausschnitt von 165°kw — Einlaß öffnet 173° 50 kw vor OT, Einlaß schließt 22° 30 kw nach OT — erreicht. (Bild 30) Das entspricht einem Winkelquerschnitt von 454° cm² oder 3700° cm²/l. Der Liefergrad liegt zwischen n = 2500 U/min und n = 7000 U/min über 0,8, zwischen n = 3000 U/min und n = 5800 U/min über 0,9, und das ohne jede Schwingungsabstimmung.

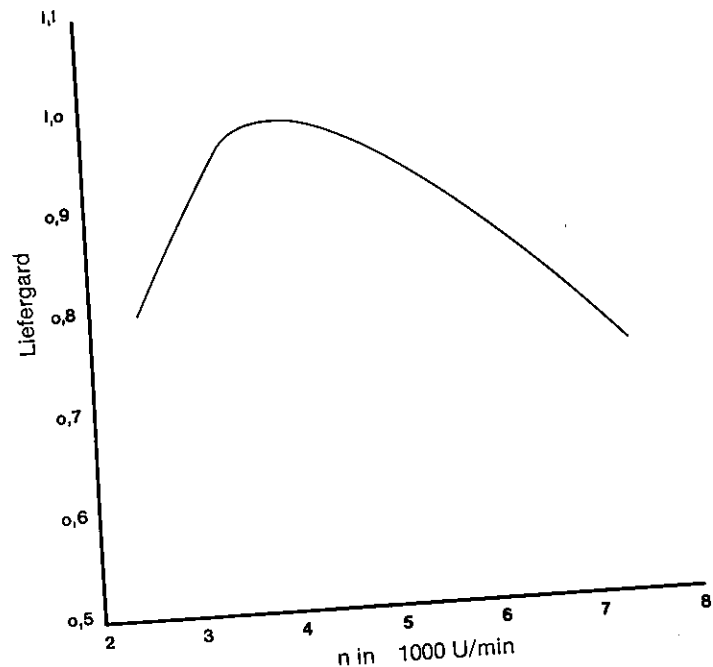


Bild 30: Liefergrad und Drehzahl
Bei dem günstigsten Schieberausschnitt $\alpha_d = 165^\circ$ kw mit E.ö. 173° v.o.T. und E.s. 22° n.o.T. wird ein Liefergrad $\eta_v = 0,98$ bei $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ erreicht. Der Liefergrad liegt in dem weiten Drehzahlbereich zwischen $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ und $n = 7000 \text{ min}^{-1}$ über $\eta_v = 0,8$

Eine Vergrößerung des Steuerwinkels auf 180°kw brachte keine Verbesserung mehr, sondern einen leichten Abfall des Liefergrades, weil hier bei früherem Einlaßbeginn die Überschneidung mit dem Überströmen, bei späterem Einlaßschluß der Hubverlust zu groß wurde. Der optimale Einlaßwinkel muß also auf den Überströmschluß abgestimmt werden.

Bild 31 zeigt das Öffnungsdiagramm. Die Gesamtöffnungszeit ist mit 196°kw etwa 30°kw länger als die Steuerzeit. Der Verlauf des Liefergrades wird sehr viel deutlicher, wenn man den Druckverlauf im Kurbelgehäuse bei den verschiedenen Drehzahlen betrachtet. (Bild 32)

Bei $n = 2380 \text{ U/min}$ reicht der noch offene Zeitquerschnitt von Auslaß und Spülung aus, um den Druck im Kurbelgehäuse schon im UT auf Atmosphä-

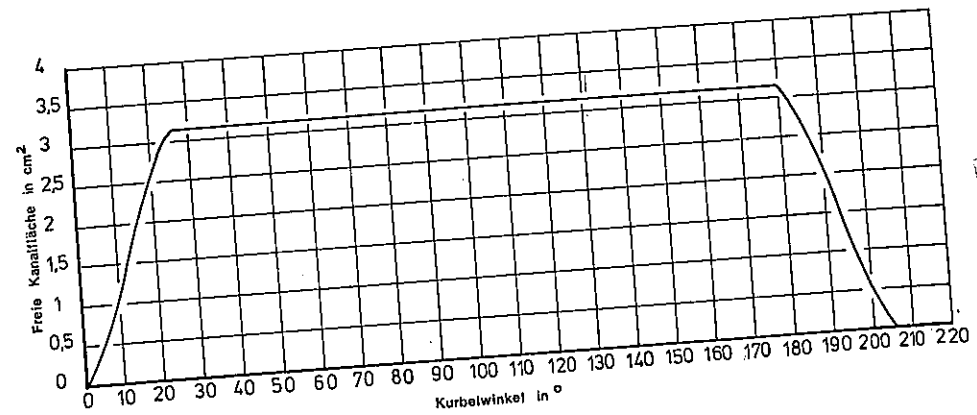


Bild 31: Steuerdiagramm des untersuchten Drehschiebermotors
Das Öffnungsdiagramm des Schiebers mit dem günstigsten Schieberausschnitt $\alpha_d = 165^\circ$ zeigt, daß der Gesamtquerschnitt schon nach 22,5° kw voll geöffnet ist. Die Gesamtöffnungszeit ist mit 196° kw rund 30° länger als der Schieberausschnitt.

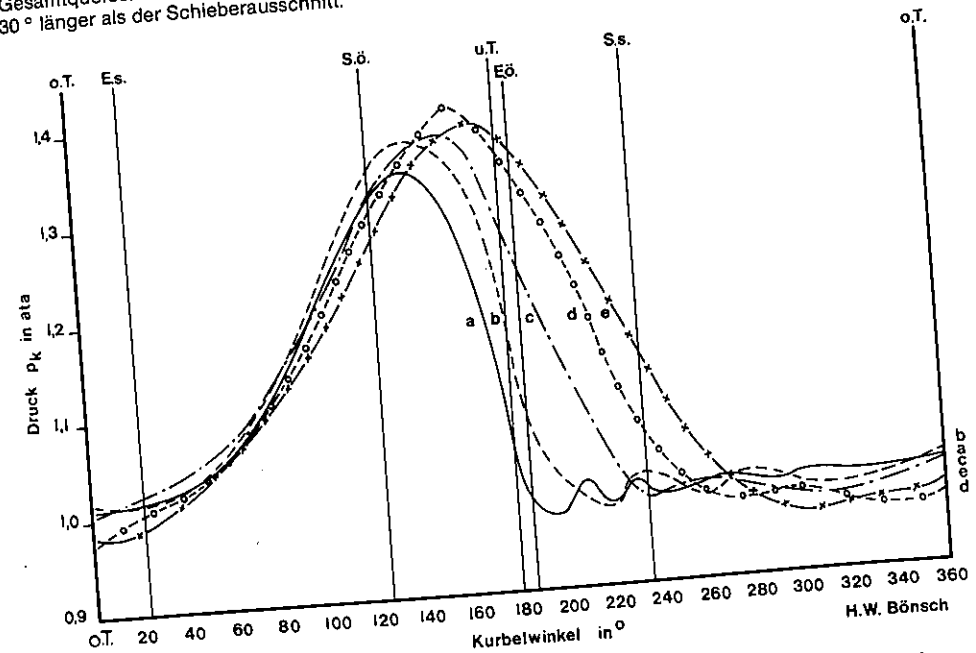


Bild 32: Druckverlauf im Kurbelgehäuse
Das Diagramm zeigt den Druckverlauf im Kurbelgehäuse für das optimale Steuerdiagramm mit einem Schieberausschnitt von 165° und einem Einlaßschluß E.s. 22,5° n.o.T. bei verschiedenen Drehzahlen. Die Tabelle bringt den bei den verschiedenen Drehzahlen erreichten Füllungsgrad.

Zeichen	Drehzahl n in min^{-1}	Füllungsgrad η_v in %
a	2380	0,77
b	3060	0,89
c	4080	0,98
d	5100	0,94
e	6120	0,87

Auswertung im Text

rendruck fallen zu lassen und ihn bei Einlaßöffnung deutlich zu unterschreiten. Da der sichelförmige Einlaßquerschnitt noch sehr klein ist, kann dieser Unterdruck für ein schnelles Nachströmen aus dem Einlaß nicht ausgenutzt werden. Der Druck bei Einlaßschluß liegt daher nur wenig über dem Atmosphärendruck, der Liefergrad bei 0,77! (Kurve a)

Bei $n = 3060 \text{ min}^{-1}$ unterschreitet der Druck im Kurbelgehäuse die Atmosphärenlinie kurz nach Einlaßbeginn. Der Einlaß war bei größerem Unterdruck schon weiter geöffnet und konnte ihn besser für die Ausfüllung ausnützen, so daß der Rückfluß durch die Spülkanäle geringer wurde. Der Liefergrad stieg auf 0,89. (Kurve b)

Bei $n = 4080 \text{ min}^{-1}$ herrscht bei Einlaßöffnung noch ein beträchtlicher Druck von etwa 1,2 ata im Kurbelgehäuse, der erst kurz vor Spülschluß unter Atmosphärendruck sinkt. Das Rückströmen aus dem Spülkanal ist daher sehr gering und etwa genau so hoch wie das Rückströmen aus dem Einlaßkanal, durch den nun mit einsetzendem Unterdruck bei großer Öffnung das Einströmen voll einsetzt und den Druck stetig über 1,0 ata im OT auf 1,03 ata bei Einlaßschluß ansteigen läßt. Der Liefergrad erreicht sein Maximum mit 0,98. (Kurve c)

Bei $n = 5100 \text{ min}^{-1}$ herrscht im Kurbelgehäuse bei Einlaßbeginn noch ein Druck von 1,34 ata, der zu einem heftigen Rückströmen durch den Einlaßkanal führt und erst bei Einlaßschluß wieder den Atmosphärendruck erreicht. Der Liefergrad beträgt 0,94 ata. (Kurve d)

Bei $n = 6100 \text{ min}^{-1}$ ist der Kurbelgehäusedruck bei Einlaßbeginn 1,37 ata, unterschreitet die Atmosphärenlinie erst lange nach Spülschluß und er-

reicht sie erst wieder bei Einlaßschluß. Der Liefergrad sinkt auf 0,87 ab. Der Verlauf des Liefergrades über der Drehzahl wird in *Schaubild 30* gezeigt. Er liegt bei dem Öffnungswinkel $\alpha_d = 165^\circ \text{ kw}$ in dem großen Drehzahlbereich zwischen $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ über $\eta_v = 0,85$. Mit kleiner werdendem Öffnungswinkel sinkt nicht nur der Höchstwert des Liefergrades, sondern auch das Drehzahlband verengt sich merklich, wie *Schaubild 29* für die Öffnungswinkel $\alpha_d = 50^\circ \text{ kw}$, $\alpha_d = 100^\circ \text{ kw}$ und $\alpha_d = 150^\circ \text{ kw}$ zeigt. Interessant ist, daß die Öffnungswinkel $\alpha_d = 180^\circ$ im Liefergrad über den ganzen Drehzahlbereich rd. 0,3 Einheiten unter den Werten von $\alpha_d = 165^\circ$ liegen.

(Kurve e)

Es ist dabei zu berücksichtigen, daß α_d für den Schieberausschnitt gilt und die Gesamtöffnungszeit $25-30^\circ \text{ kw}$ länger ist, und daß alle Versuche mit unveränderter Ansaugrohrlänge gefahren wurden. Ein auf jeden Schieberöffnungswinkel abgestimmtes Ansaugrohr hätte vermutlich eine Verschiebung der Ergebnisse zugunsten der großen Öffnungswinkel gebracht.

Die japanischen Versuche decken sich weitgehend mit dem Ergebnis einer Versuchsreihe, die vor vielen Jahren an dem 500-ccm-Zweizylinder des Trabant an der TH Dresden durchgeführt wurde. Der biedere Tourenmotor, der auf der Auslaßseite keineswegs optimal abgestimmt wurde, zeigte deutlich die klare Überlegenheit der unsymmetrischen gegenüber der symmetrischen Steuerzeit. Die beste symmetrische Steuerzeit mit einem Gesamtöffnungswinkel von 125° kw war zwar im Drehzahlbereich ab $n = 3300 \text{ min}^{-1}$ der besten unsymmetrischen Steuerzeit — Einlaß öffnet 140° kw vor OT, Einlaß schließt 45° nach OT — fast ebenbür-

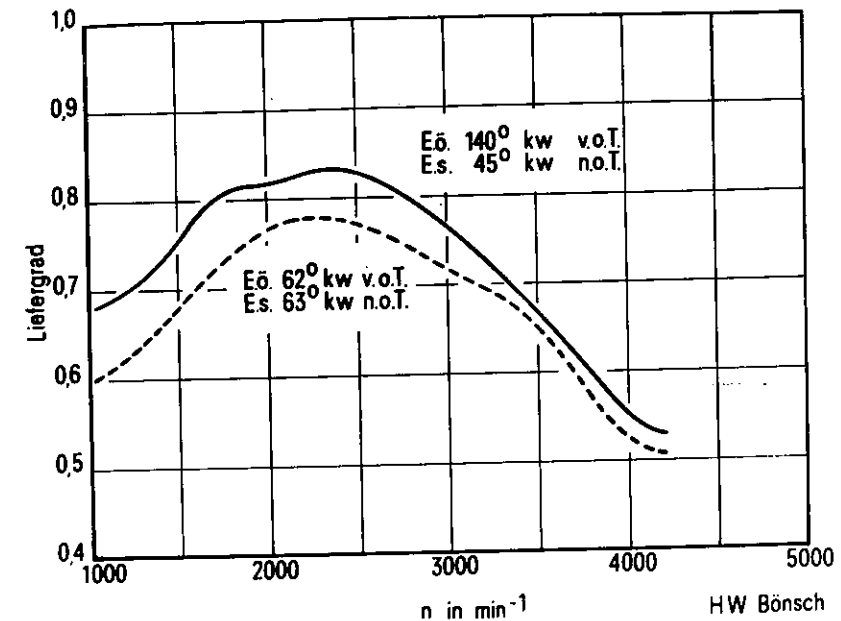


Bild 33: Unsymmetrisches Steuerdiagramm und Füllungsgrad

Das Schaubild zeigt den Verlauf des Füllungsgrades an einem langsam laufenden 500-ccm-Zweizylinder-Trabant-Motor mit Einlaßdrehchieber. Das symmetrische Steuerdiagramm hat einen Öffnungswinkel $\alpha_d = 125^\circ \text{ kw}$, während das unsymmetrische Steuerdiagramm mit einem Öffnungswinkel $\alpha_d = 185^\circ \text{ kw}$ bei 140° v.o.T. öffnet und schon 45° n.o.T. schließt. Im oberen Drehzahlbereich über $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ erreicht das symmetrische Steuerdiagramm nahezu die — immer auf das Hubvolumen bezogenen — Füllungsgrade der unsymmetrischen Anlage mit der wesentlich längeren Gesamtsteuerzeit. Unter dieser Drehzahl ist sie auf Grund des späten Einlaßschlusses klar unterlegen. Es ist allerdings bei diesen Versuchen kaum anzunehmen, daß Spül- und Auslaßzeiten optimal abgestimmt waren, sonst müßte auch bei höheren Drehzahlen der Unterschied zwischen den beiden Anlagen deutlich größer sein.

tig, unter dieser Drehzahl aber klar unterlegen. Der beste Liefergrad mit symmetrischer Steuerzeit lag mit 0,78 bei 2300 U/min und überschritt den Wert 0,7 zwischen 1600 und 3200 min^{-1} , während mit unsymmetrischer Steuerzeit der beste Liefergrad bei 0,83 lag und der Wert 0,7 zwischen $n = 1200 \text{ min}^{-1}$ und $n = 3300 \text{ min}^{-1}$ überschritten wurde. Bei diesem Vergleich ist zu beachten, daß auch das symmetrische Steuerdiagramm mit dem Drehschieber gefahren wurde, also gegenüber

dem schlitzzesteuerten Motor schon der Vorteil des freien Einströmens in den Raum unter dem Kolben hatte. (Bild 33)

Der direkt auf der Kurbelwelle laufende Scheibendrehchieber zeichnet sich zwar durch den problemlosen Antrieb aus, nimmt aber dafür durch den herausragenden Vergaser eine große Baubreite und vor allem eine Beschränkung in der Zylinder-Anordnung in Kauf. Wird die Schieberachse senkrecht zur Kurbelwellenachse angeord-

net, kann der Schieber den Einlaß für mehrere Zylinder steuern. Ein weiterer Vorteil dieser Anordnung ist der freiere Gaseintritt, der hier ja nicht durch die Pleuellwangen behindert wird.

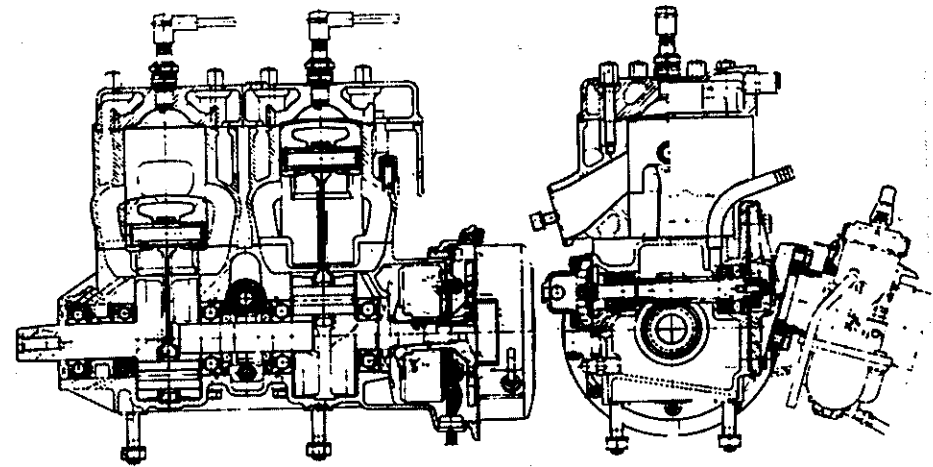
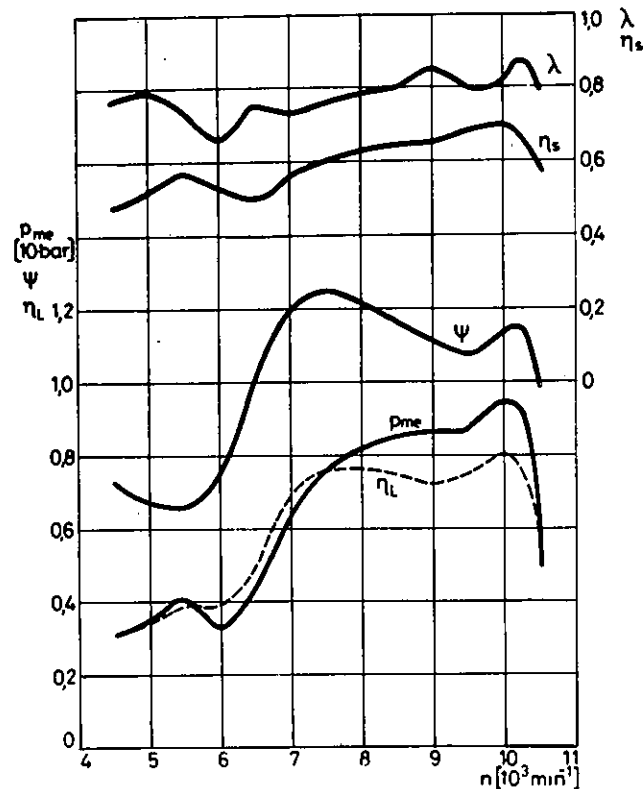
Neben dem erfolgreichen Boxer-Motor von König, bei dem der einzige Drehschieber über dem Pleuellgehäuse läuft und über zwei Umlenkrollen durch einen Zahnriemen angetrieben wird, wurden vor allem die Motorschlitten bestimmter Reihenmotoren von Bombardier-Rotax bekannt. In einem um-

fassenden Versuchs-Programm, über das der Entwicklungsleiter von Rotax, Dr. Heinz Lippitsch, 1977 in einem ausführlichen Vortrag berichtete, erreichte ein 125-ccm-Versuchsmotor einen höchsten Luftaufwand $\psi = 1,25$ bei $n = 7500 \text{ min}^{-1}$ und ein zweites Maximum $\psi_L = 1,15$ bei $n = 10000 \text{ min}^{-1}$. Bei dieser Drehzahl lag auch der höchste Mitteldruck $p_{me} = 9,5 \text{ bar}$ und der höchste Liefergrad $\eta_L = 0,8$ der einem Spülwirkungsgrad $\eta_s = 0,7$ entspricht. Obwohl der wirksame Hubraum als Folge der

34a: Einzylinder-Versuchsmotor von Rotax mit Drehschieber:

$B = 52,5 \text{ mm } \varnothing$
 $s = 57,5 \text{ mm}$
 $V_h = 124 \text{ cm}^3$

Der Luftaufwand ψ hat ein ausgeprägtes Maximum mit 1,25 bei $n = 7500 \text{ min}^{-1}$ und ein zweites mit 1,15 bei $n = 10000 \text{ min}^{-1}$, wo auch der höchste Liefergrad $\eta_L = 0,8$ mit einem Spülwirkungsgrad $\eta_s = 0,7$ und der höchste Mitteldruck $p_{me} = 9,5 \text{ bar}$ erreicht werden. Die Luftzahl λ bleibt mit etwa 0,8 über den weiten Drehzahlbereich zwischen $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 10000 \text{ min}^{-1}$ für einen Rennmotor bemerkenswert konstant.



34b: Rotax 454 Zweizylinder-Rennmotor

Die zwischen den Zylindern laufende, mit Schraubenrädern angetriebene Drehschieberwelle trägt auf der Rückseite den großen, beide Zylinder steuernden Scheibendrehschieber, am vorderen Ende die Wasserpumpe. Der Motor hat folgende Daten:

$B = 67,5 \text{ mm } \varnothing$ $\varepsilon = 13,5$
 $s = 61 \text{ mm}$ $N = 74 \text{ kW (100 PS)}$
 $V_h = 437 \text{ cm}^3$ $n = 9500 \text{ min}^{-1}$

sehr langen Steuerzeit des Motors nur $0,6 V_h$ betrug — ein Zeichen, daß das Auslaßsystem optimal abgestimmt war und für eine wirkungsvolle „Aufladung“ sorgte. (Bild 34a)

Der größte Motor der Zweizylinder-Baureihe, der als Baukasten-Modell mit $B = 67,5 \text{ mm}$ und $s = 61 \text{ mm}$ sehr kurz-hubige Rotax 454, ist im Schnitt in Bild 34b dargestellt und erreicht mit $V_h = 437 \text{ cm}^3$ bei $n = 9500 \text{ min}^{-1}$ eine Leistung $N = 74 \text{ kW (100 PS)}$. Der Einlaß-drehschieber wird mit einem Schraubenradgetriebe von der Pleuellwelle angetrieben.

Die Schnittzeichnung läßt den riesigen Auslaßquerschnitt gut erkennen — vom geometrischen Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = 13,5$ bleibt ein volumetrisches $\varepsilon_e = 6,8$ übrig, und auch die beiden Schiebervergaser können sich mit $d_v =$

$46 \text{ mm } \varnothing$ sehen lassen. Für guten volumetrischen Wirkungsgrad η_v und die günstige Brennraumform mit breiten Quetschflächen spricht die mit 16° kW sehr geringe optimale Vorzündung.

Nach den im Ingenieurbüro des Verfassers gemeinsam mit Ernst Ansorg durchgeführten Versuchen scheint bei der Füllung des Pleuellgehäuses ein grundsätzlicher Unterschied zwischen Pleuellsteuerung und Drehschiebersteuerung zu bestehen:

Beim symmetrischen Ansaugen mit Pleuellsteuerung wird der Ansaugvorgang im Bereich normaler Ansaugsteuerzeiten fast unabhängig von der Pleuellbewegung überwiegend durch die Ansaugschwingung bestimmt. Bei der Resonanzdrehzahl erreicht die Füllung des Pleuellgehäuses ein Maximum. Bei der halben Resonanzdrehzahl ist die

Druckwelle im Saugrohr weit zurückgewandert — die Füllung erreicht ihr Minimum.

Beim unsymmetrischen Steuerdiagramm des Drehschiebers liegt der Einlaßbeginn sehr viel früher als bei der Schlitzsteuerung: Der Unterdruck ist noch sehr gering, so daß die Luftsäule bei niedrigen und mittleren Drehzahlen mühelos der Kolbenbewegung folgt, ohne daß eine stärkere Gasschwingung angeregt wird und damit auch kaum ein Rückschwingen der Gassäule erfolgen kann. Der Kolben schiebt das Gas zurück, aber der Schieber schließt ja den Einlaß merklich früher ab als der Kolben den Schlitz. Erst bei hohen Drehzahlen entsteht durch die Trägheit der Luftsäule ein merklicher Unterdruck, so daß eine Ansaugschwingung entstehen und die Luftsäule den langsamer werdenden Kolben überholen kann.

EINLASSMEMBRAN

Die Öffnungszeit des kolbengesteuerten Einlaßschlitzes stimmt nur bei einer Drehzahl mit dem Schwingungsverlauf in der Saugleitung überein. Bei dieser Resonanzdrehzahl schließt der Kolben den Einlaßschlitz gerade in dem Augenblick, in dem im Kurbelgehäuse der höchste Druck und damit die beste Füllung erreicht wird. Bei der halben Resonanzdrehzahl ist die Druckwelle gerade wieder zurückgewandert, der Füllungsgrad hat seinen Tiefstwert erreicht und steigt mit weiter fallender Drehzahl wieder an, um bei einem Viertel der Resonanzdrehzahl wieder in den Keller zu sinken — und dieses Wechsel-

spiel wiederholt sich mit weiter fallender Drehzahl in immer kürzeren Abständen. Der Vergaser reagiert viel zu träge, um bei diesem Hin und Her auch nur ein einigermaßen gleichmäßig zündfähiges Gemisch sicherzustellen. Hier liegt die Ursache für den unrunder Lauf des Zweitaktmotors bei niedriger Drehzahl und im Leerlauf.

Schon vor dem Ersten Weltkrieg erkannte man, daß diese Untugend mit einem symmetrischen Steuerdiagramm nicht zu beheben war. Die Steuerzeit mußte dem Druckverlauf durch ein Schnüffelventil oder eine Zungenmembran angepaßt werden, die sich schon bei leichtem Unterdruck im Kurbelgehäuse öffneten und das Rückströmen des Gases — sei es durch die Schwingung der Gassäule oder durch den zurückgehenden Kolben — durch automatisches Abschließen verhinderten. Die Füllung des Kurbelgehäuses (der Ladegrad) wurde durch die längere Steuerzeit und das verhinderte Rückströmen vor allem im mittleren und unteren Drehzahlbereich wesentlich verbessert, und die bescheidenen Höchstdrehzahlen jener Zeit konnten mechanisch noch einwandfrei beherrscht werden.

Das eigentliche Steuerorgan, etwas mißverständlich als Membran, besser als automatisches Lamellenventil bezeichnet, bestand aus einer in das Ansaugsystem eingebauten Platte mit Aussparungen, die im Ruhezustand durch dünne, hochelastische Federstahlzungen abgedeckt wurden und den Durchlaß sperren. (Bild 35)

Bei auftretendem Unterdruck heben sich die Zungen ab und geben den Durchgang frei, um ihn bei Druckumkehr wieder zu verschließen. Die scharfe Richtungsänderung im Spaltquerschnitt bedeutete bei höheren Drehzah-

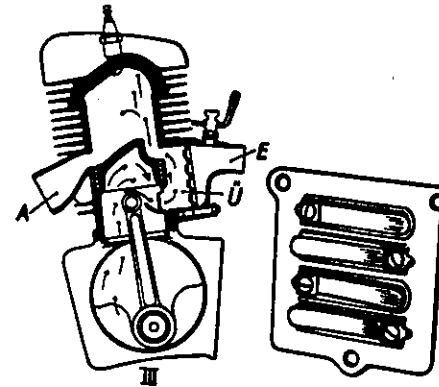


Bild 35: Automatisches Lamellenventil

Die ersten Lamellenventile, mißverständlich als Membran bezeichnet, erlebten ihre Blütezeit in den Jahren nach dem ersten Weltkrieg. Dünne, hochelastische Federzungen (Lamellen) aus Stahl deckten im Ruhezustand die Aussparungen in der Ventilplatte ab und wurden durch den Unterdruck im Kurbelgehäuse von ihrem Sitz abgehoben. Die scharfe Richtungsänderung des Gasstroms im Spaltquerschnitt führte bei höheren Drehzahlen zu einer empfindlichen Drosselung. Der Nasenkolben der Querspülung war auf die Innenkühlung durch den Frischgasstrom besonders angewiesen.

len natürlich eine empfindliche Drosselung und begrenzte hohe Leistungen, aber der Gewinn an Elastizität, und eine merkliche Senkung des Verbrauchs, brachten für den Gebrauchsmotor doch handfeste Vorteile. Als erfreuliche Nebenerscheinung war die merkliche Senkung des Ansaugeräusches zu verbuchen.

Das Lamellenventil fand vor allem im Bootsmotorenbau viele Anhänger, aber durch Titan, DKW, F & S und viele andere auch im Motorradmotorenbau.

Unter dem Namen »Torque induction system« leitete dann Yamaha 1971 eine neue Ära ein, bezeichnenderweise bei den Einzylinder-Enduro-Modellen von

100—360 ccm, bei denen ja ein guter Durchzug im mittleren Drehzahlbereich besonders erwünscht ist. Wie bei dem Argus-Schubrohr der V1 waren die Membranzungen hier nicht auf einer flachen Platte, sondern auf einem keilförmigen Körper angeordnet, der den Gasstrom nur zu einer sehr milden Richtungsänderung zwang und so den Strömungswiderstand erheblich verminderte. Der richtungsweisende Schritt war aber nicht das Lamellenventil, sondern seine Kombination mit der Kolbensteuerung. War es bis dahin üblich, das Lamellenventil irgendwo am Kurbelgehäuse unterzubringen und darauf zu warten, bis der Unterdruck groß genug war, um die Lamellen träge anzuheben so bleibt beim »Torque induction system« der Einlaßschlitz zunächst noch vom Kolbenhemd verschlossen und wird erst freigegeben, wenn ein ausreichender Unterdruck aufgebaut ist, um die Lamellen dann ruckartig auf großen Querschnitt aufzureißen. So wird die Füllung erheblich verbessert. Wenn der Kolben beim Niedergang den Einlaßschlitz überfahren hat, strömt Frischgas durch ein Fenster im Kolben in einen sehr steilen Stützkanal gegenüber dem Auslaßschlitz und sorgt noch für einen »Nachschlag«. (Bild 36)

Das »reed-valve«, wie die Engländer das Lamellenventil nennen, hat seine Betriebssicherheit bis zu Drehzahlen über 10 000 U/min bewiesen. Um Motorschäden bei dennoch einmal auftretenden Brüchen zu vermeiden, wurden die Lamellen schon aus glasfaserverstärktem Polyester an Stelle des üblichen rostfreien Federstahls hergestellt.

Ob die Lamellen im praktischen Betrieb nun wirklich den theoretischen Überlegungen über den ganzen Drehzahlbereich folgen, muß nach den wenigen vorliegenden Untersuchungen bezwei-

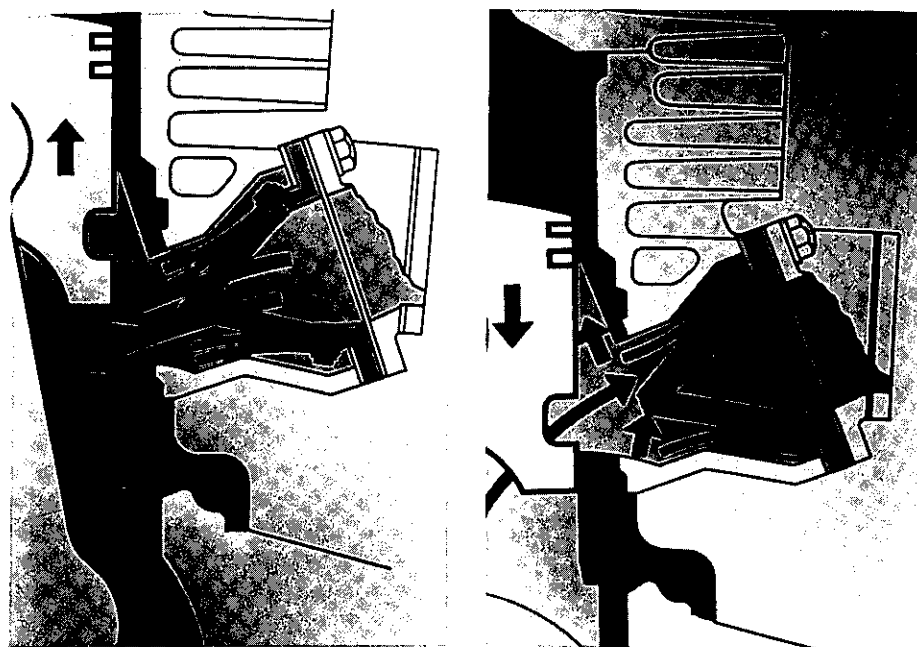


Bild 36: Yamaha torque induction system

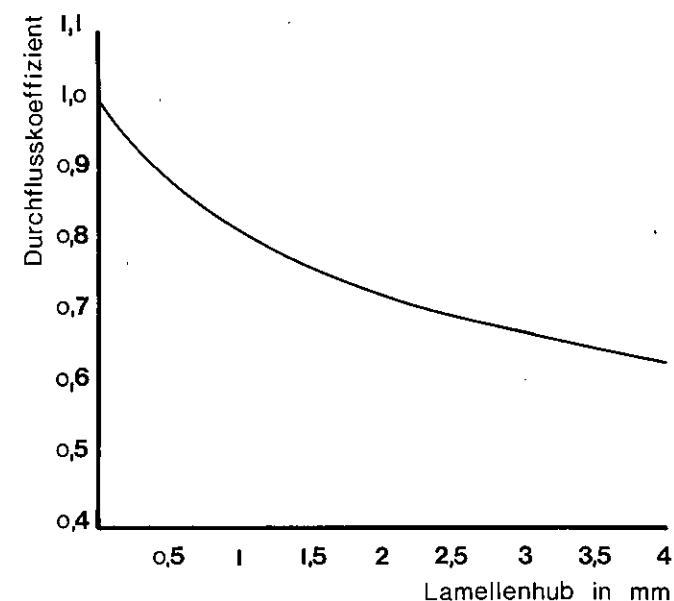
Beim Yamaha torque induction system wird die Lamellensteuerung mit der Kolbensteuerung kombiniert. Der Einlaßschlitz wird vom Kolbenhemd so lange verschlossen, bis im Kurbelgehäuse ein ausreichender Unterdruck aufgebaut ist, um die Lamellen ruckartig auf einen großen Querschnitt aufzureissen. Hat der Kolben beim Abwärtsgang den Einlaßschlitz überfahren, strömt Frischgas durch ein Fenster im Kolben zu einem sehr steilen Stützkanal und sorgt für eine Art »Nachladung«. Die Membranzungen sind hier nicht auf einer flachen Platte, sondern auf einem keilförmigen Körper angeordnet, um die Richtungsänderung des Gasstroms und dadurch den Strömungswiderstand klein zu halten.

felt werden. Versuche an einem amerikanischen Außenbordmotor mit einer Höchstleistungsdrehzahl $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ zeigten, daß die Lamellen bei hohen Drehzahlen zwischen 4000 und 5000 min^{-1} bei etwa 120°kw vor OT sehr schnell öffneten, bis 85°kw vor OT zum ersten Mal den Anschlag mit 4 mm Öffnungshub erreichten, dann wieder zurückschwangen, um 30°kw vor OT nur noch 1 mm Hubfläche freizugeben. Sie machten dann wieder auf und erreichten den Anschlag wieder um den OT, um zwischen 30°kw nach OT und 70°kw nach OT endgültig zu schließen.

Im mittleren Drehzahlbereich zwischen 2500 und 3500 min^{-1} reichte offenbar die kinetische Energie der einströmenden Gase nicht aus, um die Lamellen bis zum Anschlag zu öffnen. Sie kamen im ersten Anlauf bei 90°kw vor OT nur auf 2,8 mm Hub, pendelten dann auf 1 bis 1,5 mm zurück, um im zweiten Anlauf kurz vor OT etwa 3,5 mm aufzumachen. Die Öffnung begann schon bei $140-160^\circ \text{kw}$ vor OT sehr viel gemächlicher als im oberen Drehzahlbereich. Es ist anzunehmen, daß der höhere Unterdruck des »Torque induction system« auch bei niedrigen Drehzahlen

Bild 37: Lamellenhub und Durchflußkoeffizient

Ähnlich wie bei Ventil- und Schlitzsteuerung nimmt auch bei Lamellensteuerung der Durchflußkoeffizient entgegen der verbreiteten Ansicht mit wachsendem Lamellenhub ab. Hatte er bei einem Hub von 0,5 mm den ausgezeichneten Wert 0,9, so sank er bei voller Öffnung mit 4 mm Hub auf 0,65 ab.



ein schnelleres und kräftigeres Öffnen bewirkt — aber die Pendelschwingungen dürften auch hier auftreten. Die Durchgangsquerschnitte müssen also von vornherein reichlich bemessen werden. Es muß dabei berücksichtigt werden, daß zwar die von der Lamelle freigegebene Querschnittsfläche etwa linear mit dem Hub der Lamelle wächst, der Durchflußkoeffizient aber mit zunehmender Öffnung von etwa 0,9 bei 0,5 mm Hub auf etwa 0,7 bei 2 mm Hub und auf 0,65 bei 4 mm Hub abnimmt — eine Erscheinung, die ja auch bei Ventilen und bei Schlitzsteuerung beobachtet wird. (Bild 37) Die Lamellensteuerung hat sicher noch nicht alle Entwicklungsmöglichkeiten ausgeschöpft.

Eine interessante Weiterentwicklung stellt eine Verbindung von Kolbensteuerung und Membransteuerung im Nebenschluß dar: (Bild 38) Der Einlaßkanal gabelt sich, der obere

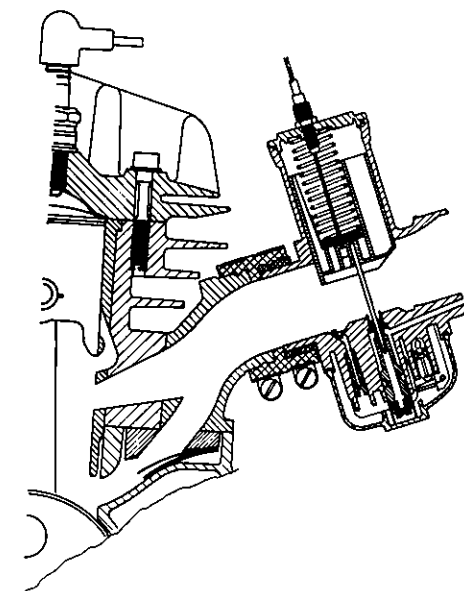


Bild 38: Nebenschluß-Lamellensteuerung

Bei der von Aspes entwickelten Einlaßsteuerung mit Nebenschluß-Lamellen wird der Haupteinlaßkanal von der Kolbenunterkante gesteuert, während ein zweiter Kanal vom Kolben unbeeinflusst ganz unten am Zylinder mündet und ausschließlich von den Lamellen gesteuert wird.

Kanal wird durch den Kolben, der untere, direkt ins Kurbelgehäuse führende Kanal durch die Membran gesteuert, die schon öffnet, wenn das Kolbenhemd den oberen Kanal noch verschließt. Die erstmals von Aspes gezeigte und heute von vielen Geländemotoren übernommene Anordnung verschiebt das höchste Drehmoment in den mittleren Drehzahlbereich. Wie das Diagramm des 125-ccm-Aspes-Motors zeigt, liegt das Drehmoment bei reiner Kolbensteuerung zwischen $n = 7100$ U/min und $n = 10400$ min⁻¹ über 10 Nm mit einem Maximalwert von 15 Nm bei $n = 9300$ min⁻¹, mit kombinierter Membransteuerung aber zwischen 5700 min⁻¹ und 9800 min⁻¹ über Nm. Das nutzbare Drehzahlband verbreiterte sich also um rd. 800 min⁻¹, während das maximale Drehmoment sich auf 16 Nm bei 7800 min⁻¹ erhöhte. (Bild 39)

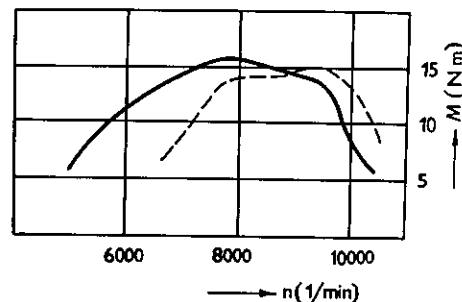


Bild 39: Nebenschluß-Lamellensteuerung und Drehmoment

Das Diagramm zeigt den Drehmomentenverlauf des 125-ccm-Aspes-Motors mit unterschiedlichem Ansaugsystem. Während der Motor mit reiner Kolbensteuerung (gestrichelte Linie) sein höchstes Drehmoment $M_{\max} = 15$ Nm bei $n = 9300$ min⁻¹ erreicht, verlagert sich das höchste Drehmoment mit der Nebenschluß-Lamellensteuerung (ausgezogene Linie) auf $n = 7800$ min⁻¹. Bei wesentlich breiterem nutzbaren Drehzahlband erhöht sich das beste Drehmoment auf $M_{\max} = 16$ Nm.

SAUGLEITUNG MIT SCHWINGKAMMER

Durch den Einfluß der Gasschwingungen auf den Einlaßvorgang ändert sich mit der Drehzahl nicht nur die Füllung des Kurbelgehäuses, sondern auch die Gemischzusammensetzung. Fällt die Drehzahl bei geöffnetem Vergaserquerschnitt unter die Drehzahl der besten Füllung, so fließt das Gemisch aus dem Kurbelgehäuse in die Saugleitung zurück und reichert sich erneut mit Kraftstoff an — es wird fetter. Im Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der Technischen Hochschule Dresden wurde 1960 in umfangreichen Versuchen an dem 500-ccm-Zweizylinder-Motor Trabant P 50 mit Flachdrehschieber und an dem 900-ccm-Dreizylinder-Motor des Wartburg AWE 311 mit kolbengesteuertem Einlaß festgestellt, daß das Mischungsverhältnis zwischen $\lambda = 0,7$ bei $n = 1000$ min⁻¹ und $\lambda = 1,0$ bei $n = 4000$ min⁻¹ schwankte. Im gleichen Drehzahlbereich lag das Mischungsverhältnis bei einer Drosselklappenöffnung von 30° zwischen $\lambda = 0,8$ und $\lambda = 0,9$. Um zu verhindern, daß das Gemisch mit sinkender Drehzahl bis zum Düsenbereich zurückströmt, wurde zunächst eine Verlängerung der Saugleitung untersucht, wodurch sich die beste Füllung erwartungsgemäß in einen niedrigeren Drehzahlbereich verschob und mit einer stärkeren Kraftstoffablagerung an der Saugrohrwand gerechnet werden mußte. Die Gemischzusammensetzung wurde aber mit einer Saugrohrlänge von 530 mm wesentlich besser ausgeglichen und hielt sich zwischen einer Drosselklappenöffnung von 43° bis Vollast und bei Drehzahlen zwischen $n = 1000$ min⁻¹ und $n = 4000$ min⁻¹ in dem engen Bereich zwischen $\lambda = 0,9$ und $\lambda = 1,0$.

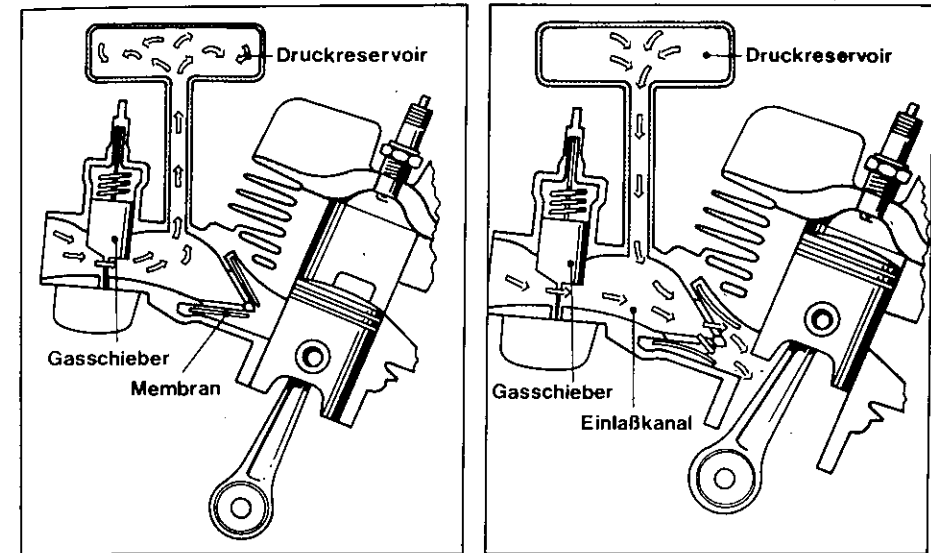


Bild 40: Saugleitung mit Schwingkammer

Wenn der Kolben den Einlaßschlitz schließt oder die Membranzen langsam schließen und den Gasstrom immer stärker abbremst, fließt ein Teil der zurückbrandenden Welle in die Schwingkammer, baut Strömungsenergie ab und verhindert oder vermindert die Gefahr, daß der Gasstrom beim Überschreiten des Düsenstockes noch einmal mit Kraftstoff angereichert wird.

Eine elegantere Lösung stellt die Anordnung eines einfachen Schwingraumes dar, der durch ein Rohr mit der Saugleitung zwischen Vergaser und Motor verbunden ist. Wenn der Kolben beim Niedergang den Einlaßschlitz immer weiter schließt oder die Membranzen durch den sinkenden Druckunterschied den Gasstrom immer stärker abbremst, hat die zurückbrandende Welle die Möglichkeit, in das Verbindungsrohr zu fließen und die Strömungsenergie abzubauen. Der Einfluß auf den Vergaser nimmt ab. (Bild 40)

Der Versuch bestätigte die Theorie: Das Mischungsverhältnis blieb bei Vollgas und bei einer Drosselklappenöffnung von 43° zwischen $n = 1500$ min⁻¹ bis $n = 4200$ min⁻¹ mit $\lambda = 0,97$ bis $\lambda = 0,99$ prak-

tisch konstant und sank erst bei $n = 1000$ min⁻¹ unter $\lambda = 0,9$ ab. Der Wirkungsbereich kann durch Durchmesser und Länge des Verbindungsrohres oder durch das Volumen des Schwingbehälters abgestimmt werden. Die Schwingkammer ermöglicht eine ärmere Gemischeinstellung und führte zu einer meßbaren Senkung des Verbrauchs im mittleren und unteren Drehzahlbereich. (Bild 41)

20 Jahre später wurde das System von Yamaha wiederentdeckt und mit einem Membraneinlaß als Yamaha-Energy-Induction-System (Y.E.I.S.) angeboten. Die Japaner sagen ihm eine genauere und ärmere Vergasereinstellung und darüberhinaus eine bessere Zylinderfüllung im mittleren und unteren Drehzahlbereich nach.

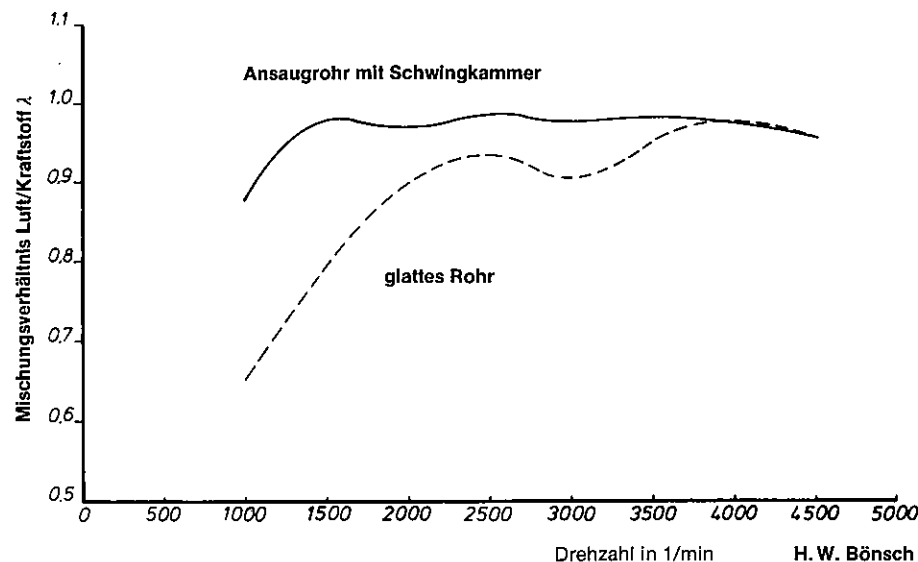


Bild 41: Schwingkammer und Mischungsverhältnis

Die Schwingkammer baut den Einfluß der Gasschwingungen auf das Mischungsverhältnis ab. Während beim üblichen Ansaugrohr das Gemisch durch das mehrfache Überstreichen des Düsenstockes durch den Gasstrom im unteren Drehzahlbereich immer fetter wird, bleibt das Luft/Kraftstoff-Verhältnis λ bei Vollgas und bei einer Drosselklappenstellung von 43° zwischen $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und $n = 4200 \text{ min}^{-1}$ praktisch konstant und sinkt erst bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ unter $\lambda = 0,9$ ab. Die grundlegenden Dresdener Versuche wurden an einem Trabant-Motor mit Drosselklappenvergaser durchgeführt.

DIE SPÜLUNG

Die Arbeitsgänge Ausschleiben der Abgase und Laden mit Frischgasen drängen sich am Ende des Kolbenhubes zusammen. Eine reinliche Trennung ist nicht möglich, und so kommt der Steuerung und der Führung der Frischgase im Zylinder eine entscheidende Bedeutung für die Leistung und Wirtschaftlichkeit des Zweitaktmotors zu. Die Aufgabenstellung ist klar: Das Frischgas soll den Zylinder möglichst vollständig freispülen, darf sich mit dem Altgas nicht mischen und muß den Aus-

laßkanal erreichen, wenn der gerade schließt, um die direkten Frischgasverluste klein zu halten. Um diesen Forderungen nahezukommen, sind einige grundsätzliche Voraussetzungen zu erfüllen:

1. Der Auslaß muß einen ausreichenden Vorauslaßquerschnitt freigeben, um den Zylinderinhalt schnell zu entspannen und die Spülströmung anzufachen, denn beim Öffnen der Spülschlitze ist der Druck im Zylinder immer noch erheblich höher als der Druck im Kurbelgehäuse. Ein großer Vorauslaß soll also dafür sorgen, daß die Ladung des Kurbelgehäuses nicht zu lange war-

ten muß, um in den Zylinder zu strömen. Ein zu kleiner Vorauslaß würde dazu führen, daß beim Öffnen der Spülschlitze Restgase aus dem Zylinder in das Kurbelgehäuse gedrückt werden, das Kurbelgehäuse aufheizen und den Spülvorgang verzögern.

2. Das Frischgas muß mit großem Querschnitt und mit geringer Differenzgeschwindigkeit in den Zylinder eintreten, damit es sich nicht mit dem Restgas vermischt. Es darf weder in das Restgas hineingeschossen werden noch mit hoher Geschwindigkeit auf die Zylinderwand prallen, weil sich dabei der Gasstrahl auflöst und jede Führung verliert. Mit anderen Worten:

Das Frischgas muß im Zylinder auf einem möglichst langen Weg in einem möglichst geschlossenen Strahl so geführt werden, daß das Altgas vor ihm her geschoben wird.

3. Die Führung in einem kompakten Strahl muß schon in den Spülkanälen beginnen, um eine ausreichende Strömungsenergie aufrechtzuerhalten, die das frühzeitige Auflösen des Strahls und eine Kurzschlußströmung zum Auslaßschlitz verhindert.

4. Der Strahl muß an alle Stützflächen — also Zylinderwand oder Brennraumfläche — in möglichst flachem Winkel herangeführt werden, um ein Zerstäuben oder eine Reflexion zu vermeiden. In der starken Richtungsänderung und in der Auflösung des Gasstromes an der steilen Kolbennase lag einer der entscheidenden Fehlerpunkte des klassischen Nasenkolben-Zweitaktors mit Querspülung. Die weiteren Schwachpunkte des Nasenkolbenmotors, der sich im Bootsmotorenbau noch erstaunlich lange hielt, waren

- das hohe und schlecht verteilte Gewicht des Kolbens
- die hohe Wärmeaufnahme und die

schlechte Wärmeabführung der Nassenzone

- der zerklüftete Brennraum
- Der Flachkolbenmotor brachte neben der besseren Ausspülung des Zylinders
- den höheren thermischen Wirkungsgrad durch die günstigere Brennraumform
 - die geringere Wärmeaufnahme und die bessere Wärmeabführung des Kolbenbodens
 - die höhere Drehzahl durch den leichteren und symmetrischen Kolben
 - geringere Kolbengeräusche durch das kleinere Laufspiel und die Symmetrie des Kolbens.

Aus den vielen hundert Vorschlägen für eine fortschrittliche Spülung setzte sich schließlich die im Großmotorenbau schon bekannte, 1933 von Adolf Schnürle bei DKW in den Fahrzeugmotorenbau eingeführte Umkehrspülung nach den Schutzanmeldungen DRP 511102 und 520389 weltweit durch. Die Spülschlitze liegen zu beiden Seiten der Auslaßschlitze und leiten das Frischgas unter einem flachen Winkel an die dem Auslaßschlitz gegenüberliegende Zylinderwand. Die optimale Lage der Spülkanäle und die optimale Richtung der Spülströme ist von Drehzahl und Hubraumleistung abhängig und kann endgültig nur durch den Versuch festgelegt werden. Als guter Mittelwert kann gelten, daß die beiden Spülströme unter einem Winkel von $55\text{--}60^\circ$ zur Symmetrieebene einmünden, also einen Gesamtwinkel von $110\text{--}120^\circ$ einschließen, und etwa 15° nach oben gerichtet sind. Je höher die Drehzahl ansteigt und je höher die Hubraumleistung ist, um so mehr wächst der optimale Winkel in beiden Ebenen: Die Strömungsenergie der Gassäule wächst mit steigender

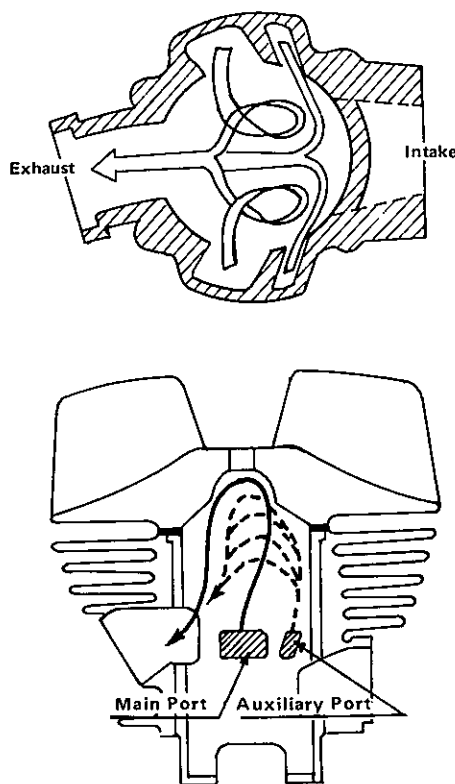


Bild 42: Mehrstromspülung mit Stützkanälen

Fast alle modernen Zweitakter arbeiten mit einer Mehrstromspülung, bei der die Hauptspülströme durch zwei oder mehr Stützströme vor dem Auftreffen auf die Wandung aufgerichtet werden. Die breiten Hauptspülkanäle münden in der Draufsicht in einem Gesamtwinkel von 110° – 120° , während die wesentlich steiler eintretenden Stützkanäle fast tangential an die Zylinderwand herangeführt werden.

Drehzahl, so daß die Umkehrung erleichtert werden muß. Die Weiterentwicklung der klassischen Schnürle-Umkehrspülung arbeitet neben den Hauptspülkanälen mit zusätzlichen Stützkanälen, die die Hauptspülströme anheben und sie weicher an die führende Zylinderwand heranführen und so die Verwirbelung und Auflösung

vermeiden. (Bild 42) Diese Stützkanäle werden fast tangential an die dem Auslaß gegenüberliegende Zylinderwand herangeführt und münden fast horizontal, während die Hauptspülkanäle um 15° geneigt sind. Der Querschnitt der Stützkanäle liegt bei etwa 40 % der Hauptkanäle. Das gilt für Motoren mit Schlitzsteuerung für den Einlaß, die ja den Spülkanälen im Wege steht. Bei Drehschiebereinlaß hat der Konstrukteur eine größere Freiheit und kann die Stützkanäle um den halben Zylinderumfang und genau gegenüber dem Auslaß anordnen.

Die Steigung der Stützkanäle nimmt mit zunehmender Entfernung vom Auslaßschlitz zu und kann 45° – 50° betragen. Diese steilen Stützkanäle sind meist sehr kurz und werden durch Fenster im Kolbenhemd beliefert. Die Aufteilung auf mehrere Spülkanäle bedeutet ein »weicherer« Aufrichten der Hauptspülströme, so daß auch bei höheren Spüldrücken eine Zerfaserung an der Zylinderwand und die Bildung eines ungespülten Abgaskerns in der Zylindermitte vermieden wird. Dieser ungespülte Kern bereitet den Versuchsingenieuren bei der Einführung der Umkehrspülung erhebliches Kopfzerbrechen: An seiner Oberfläche entzündeten sich die Frischgase und führten zum »Dieseln« — der Motor lief auch nach dem Abschalten der Zündung im Leerlauf weiter und ging oft durch, weil der glühende Gaskern mit zunehmender Drehzahl immer stabiler wurde.

Durch die Unterteilung der Spülkanäle mit ihrer größeren Gesamtbreite verringert sich die für die gleiche Querschnittsfläche erforderliche Schlitzhöhe. Das ergibt entweder einen größeren Vorauslaß oder bei gleichem Vorauslaß eine geringere Auslaßhöhe und damit eine Verbesserung des Nutzhubes so-

wohl für den Arbeitszylinder wie für das Kurbelgehäuse.

Rechnerisch läßt sich der Verlauf der Spülung mit ausreichender Genauigkeit nicht vorausbestimmen. Hier hilft nur der Versuch. Bei langsam laufenden Großmotoren bringt der Modellversuch am gläsernen Zylinder erste Aufschlüsse über den Weg des Spülstroms, die dann am laufenden Versuchsmotor mit Stroboskop-Aufnahmen, oft unter Beimischung radioaktiver Substanzen, überprüft werden. Beim schnelllaufenden Fahrzeugmotor wird auch diese Kontrolle problematisch, dürfte aber mit fortschreitender Entwicklung der Strahlenmeßtechnik schon bald an Bedeutung gewinnen. Einen unmittelbaren, wenn auch groben Hinweis geben die auf Kolben und Brennraumwänden abgelagerten Verbrennungsrückstände, welchen Weg der Spülstrom genommen hat, und mittelbar läßt sich Erfolg oder Mißerfolg einer Änderung natürlich am Verhältnis Mitteldruck oder Drehmoment zum spezifischen Kraftstoffdurchlauf in mg/Umdrehung · Liter ablesen.

Die sorgfältige Beobachtung der Verbrennungsrückstände an der Brennraumwand führte den Verfasser schon vor dem Krieg zu der Erkenntnis, daß der zentrale halbkugelförmige Brennraum für die Spülung nicht das Optimum darstellen konnte. Er führt die Spülungsumkehr bei gut an der Wand anliegender Strömung so reibungslos, daß immer die Gefahr besteht, daß die Spülströme den Zylinderkern ungeschoren lassen und damit der gefürchteten Gaskernzündung, dem »Dieseln«, Vorschub leisten. Das war damals das Problem Nummer Eins. So war es verständlich, daß der Verfasser beim damaligen Stand seines Wissens vor allem diese Erscheinung bekämpfen wollte

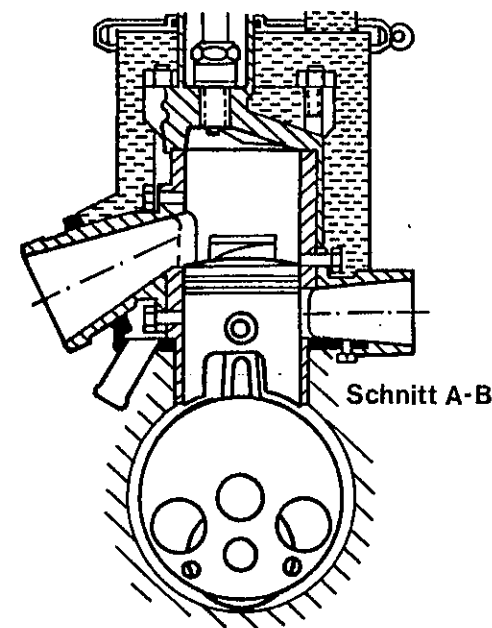


Bild 43: Versuchsmotor mit versetztem Brennraum

Der wassergekühlte Versuchszylinder mit den Triebwerksteilen des Adler-M-125-Motors: Die veränderlichen, auswechselbaren Kanäle sind am Zylinder festgeschraubt und mit Weichlot abgedichtet. Am Auslaßkanal ist außen ein Kragen angedreht, um die höheren Wandtemperaturen von den Lötstellen fernzuhalten. Auch der Blech-Wassermantel ist weich gelötet. Der obere Deckel mit dem Wasseraustritt wird mit einer abgeschrägten Stelle der Schelle auf die Dichtung gepreßt. Die — durch beschränkte Mittel — recht primitive Ausführung hat sich im Versuch gut bewährt. Der Brennraum ist nach der Auspuffseite versetzt. Der aufsteigende Spülstrom wird sanft in den Kopf eingeführt und erst auf der Auspuffseite scharf umgeleitet, um auch die Zylindermitte gut auszuspielen.

und den Brennraum nach der dem Auspuff gegenüberliegenden Seite verlegte, um die Gasströme zu einer »schnellen« Umkehr in Richtung Zylindermitte zu veranlassen. Spätere Versuche im eigenen Ingenieurbüro nach dem Kriege zeigten dann, daß bei leicht-

tem Leistungsgewinn ein merklich günstigerer Verbrauch erzielt wurde, wenn der Brennraum als Halbkugel oder als nierenförmige Mulde auf der Auslaßseite lag. Die nach oben drängenden Frischgase trafen dabei auf eine flache Führungsfläche und wurden in der Mulde so geführt, daß ein vorzeitiges Abströmen zum Auslaßschlitz verringert wurde. (Bild 43)

Im Gegensatz zum Viertaktmotor, dessen Charakteristik durch geänderte Ventil-Durchmesser und geänderte Steuerzeiten mit nicht all zu großem Aufwand in recht weiten Grenzen geändert werden kann, ist der Zweitaktmotor durch Größe, Anordnung und Richtung der Kanäle weitgehend festgelegt und erfordert kostspielige und umfangreiche Modelländerungen. Recht gut bewährt hat sich ein wassergekühlter Versuchszyylinder, den Ernst Ansorg 1955 im Ingenieurbüro des Verfassers entwickelt hat: Die Wasserkühlung sorgt für eine niedrige Betriebstemperatur, die sich durch den Wassenumlauf leicht regeln läßt und über den Zylinderumfang gleichmäßig verteilt ist. Die für die einfache Bearbeitung offenen Kanalformen werden als Füllstücke angeschraubt und mit Weichlot abgedichtet. (Bild 44) Das ist bei der konstanten und ausgeglichenen Betriebstemperatur des wassergekühlten Zylinders durchaus betriebssicher. Die Aufgabe, die Spülkanäle strömungsgünstig aus dem Kurbelgehäuse in den Zylinder zu führen, wird durch die räumlichen Abmessungen sehr eingengt. Der Durchflußwiderstand wird um so geringer, je größer die Krümmungsradien des Spülkanals sind, aber bei einem 125-ccm-Zylinder läßt sich bei gleichmäßigem Kanalverlauf und einer Spülschlitzhöhe $h_s = 10$ mm nur ein innerer Krümmungsradius $r_i = 20$ mm und ein äußerer Krümmungsradius $r_a = 40$ mm unterbringen, wenn der Eintrittsquerschnitt in den Kanal nicht durch die Kurbelwangen abgedeckt werden soll. Das gilt für einen Zylinder mit quadratischem Hubbohrungsverhältnis. Der langhubige Motor ist auch hier im Vorteil. (Bild 45) Der Eintrittsquerschnitt des Spülkanals soll erfahrungsgemäß etwa doppelt so groß sein wie der Austrittsquerschnitt

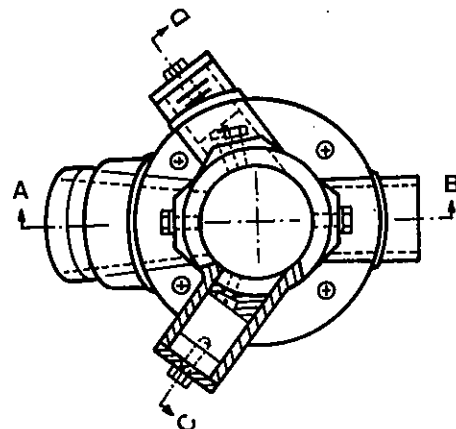


Bild 44: Horizontalschnitt durch den Versuchszyylinder

Der Schnitt läßt die Befestigung der Spülkanalführungen am Zylinder und die Füllstücke in den Bohrungen erkennen. Die Oberkante des Füllstückes steht einige 1/10 mm zurück und wird verzinkt.

Bei der Montage wird der Zwischenraum mit Lötzinn so ausgefüllt, daß er einige 1/10 mm in die Kolbenlaufbahn hineinragt. Nach der groben Anpassung mit einem Schaber erfolgte die »Feinpassung« mit einem alten Kolben, der mit einem Kolbenring vorsichtig durch den Zylinder geschoben wurde.

Ein zu kleiner Vorauspuff, der heißes Altgas in die Spülkanäle zurückdrückt, wird untrüglich dadurch angezeigt, daß die heißen Altgase die scharfe Innenkante rund schmelzen.

Hört sich martialisch an, funktionierte aber im Versuch einwandfrei.

in den Zylinder, bei dem die Neigung des Kanals berücksichtigt werden muß. Ist α der Neigungswinkel des Kanals und F_s die Spülschlitzfläche, so wird der Austrittsquerschnitt $A_s = F_s \cdot \cos \alpha$. Die gleiche Querschnittsreduktion gilt natürlich für die mehr oder weniger tangentielle Einmündung der Kanäle. Wichtiger als die Herabsetzung des Durchflußwiderstandes, der nur etwa $1/5$ des Ausströmwiderstandes beträgt, ist die Vermeidung von Randwirbeln in den Kanälen und die gerade Gasführung auf den letzten 10–15 mm des Kanals. Es liegt nahe, auch die Spülkanäle wie

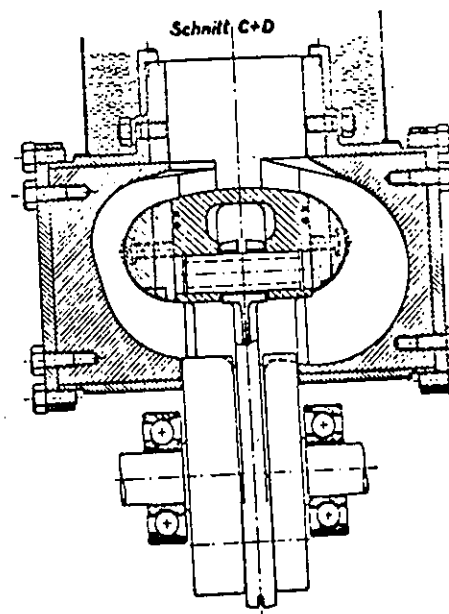


Bild 45: Längsschnitt durch den Versuchszyylinder

Der Versuchszyylinder mit zwei verschiedenen Spülkanälen, die in der Zeichnung zur besseren Anschaulichkeit in die Schnittebene gedreht sind. Der Einbau verschiedener Füllstücke ist schnell auszuführen. Im Betrieb sind die Füllstücke natürlich symmetrisch, aber der Schnitt läßt sehr gut die Breite der Variationsmöglichkeiten erkennen.

die Ansaugleitung schwingungsmäßig abzustimmen. Die Berechnung der gekoppelten Schwingungen der beiden Systeme Zylinder/Auspuffanlage und Kurbelgehäuse/Spülkanäle mit ihren zwei Resonanzlagen ist zwar sehr kompliziert, könnte aber im Computer-Zeitalter für Rennmotoren-Drehzahlen etwas bringen. Im Büro des Verfassers rechnete Ernst Ansorg unter der vereinfachten Annahme, daß bei richtig abgestimmter Spülzeit der Druck um den gesamten Spülzeit der Druck um den Atmosphärendruck oder darunter liegt, das Kurbelgehäuse mit den Spülkanälen als Helmholtz'scher Resonator. Wie beim Ansaugvorgang, wird das größte Frischgasvolumen in den Zylinder gefördert, wenn während der Spülzeit eine halbe Schwingung abläuft.

Das Ergebnis dieser umfangreichen Rechenarbeit war entmutigend. Die für die optimale Abstimmung erforderlichen Kanallängen für normale Betriebsdrehzahlen sind am Motor einfach nicht unterzubringen:

Bild 46 zeigt diese mittleren Spülkanallängen für einen 125-ccm-Motor mit dem Kurbelgehäuse-Volumen $V_k = 275$ ccm im uT, einen mittleren Kanalquerschnitt $F_m = 2,1$ cm² und einen Spülwinkel $\alpha_s = 112^\circ$ kw und $\alpha_s = 82^\circ$ kw. Die praktisch unterzubringenden Kanallängen liegen zwischen 8 und 12 cm. Die konstruktiven Möglichkeiten sind begrenzt:

Verringert man den Spülwinkel um 20 %, was den Vorteil bringt, bei gleichbleibender Auslaßzeit den Vorauslaß zu vergrößern und damit die Spülschwingung zu verstärken, so sinkt die Resonanzdrehzahl proportional ebenfalls um 20 %. Eine Verkleinerung des Querschnittes der Spülkanäle um 20 % bringt neben einer Erhöhung des Durchflußwiderstandes eine Senkung

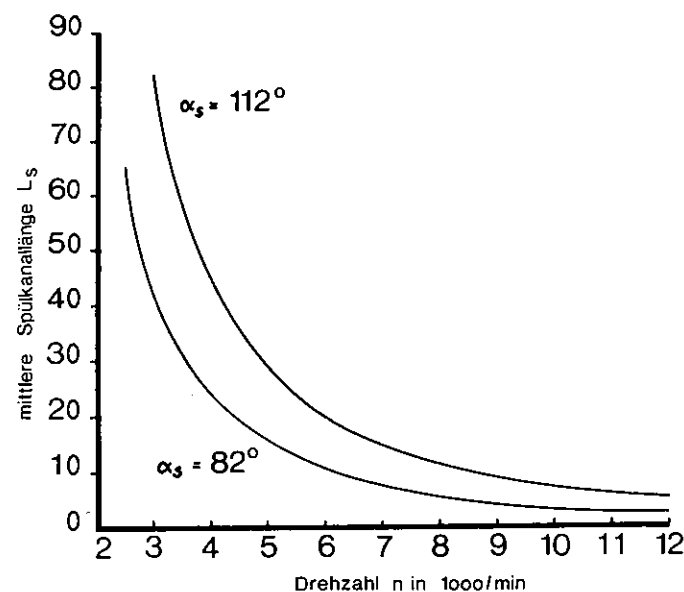


Bild 46: Spülkanallänge und Drehzahl
Für einen 125-ccm-Motor mit einem Kurbelgehäusevolumen $V_k = 400$ ccm im o.T. und einem mittleren Querschnitt der Spülkanäle $F_m = 2,1$ cm² wurden für die Spülwinkel $\alpha_s = 112^\circ$ und $\alpha_s = 82^\circ$ die Resonanzdrehzahlen für die zur besten Spülwirkung erforderliche halbe Spülschwingung ohne Berücksichtigung der Dämpfung berechnet.

$\alpha_s = 112^\circ$ ist der gesamte Spülwinkel, $\alpha'_s = 82^\circ$ ist der auf Grund der in Bild 47 gezeigten Druckverhältnisse tatsächlich zur Verfügung stehende Spülwinkel. Die Abmessungen entsprechen der Adler MB 250. Man erkennt deutlich, daß die optimalen Längen praktisch nicht unterzubringen sind. Die erheblich längeren Spülzeiten moderner Hochleistungsmotoren verschieben die Resonanzdrehzahlen noch weiter nach oben — sie laufen daher im praktischen Betriebsdrehzahlbereich meist mit 1,5 Schwingungen. Da die Dämpfung dabei stark ansteigt, ist mit diesen schwachen Schwingungs-Amplituden für die Füllung kaum etwas zu holen. Entscheidend für die Spülung ist immer der mit wesentlich höheren Amplituden arbeitende Auspuffvorgang.

der Resonanzdrehzahl um nur rund 10%, eine Querschnittsverminderung von 40% nur eine Drehzahlsenkung um 22% bei weiterer Erhöhung der Strömungsverluste.

Eine Verlängerung der Spülkanäle um 50% führt zu einer Senkung der Resonanzdrehzahl um nur rund 15%.

Neben der räumlichen Misere ist zu beachten, daß die langen Spülkanäle das Kurbelgehäuse-Volumen beträchtlich vergrößern und damit zu einer Senkung der Resonanzdrehzahl des Kurbelgehäuses für die Ansaugschwingung führen.

Nun zeigt der Druckverlauf im Kurbelgehäuse nach Bild 47, daß sich die Überströmschwingung nicht über die ganze Spülzeit erstreckt, denn der Druck im Kurbelgehäuse steigt je nach der Drehzahl noch 30°kw bis 50°kw nach dem Öffnen der Spülschlitze an. Für die Spülschwingung stehen also nur noch 65°kw bis 95°kw zur Verfügung. Das bedeutet Resonanzdrehzahlen von $n_r = 5800$ min⁻¹ und $n_r = 8500$ min⁻¹, kommt also schon in zivile Bereiche. Trotzdem:

Wir müssen uns damit abfinden, daß im normalen Drehzahlbereich zwischen

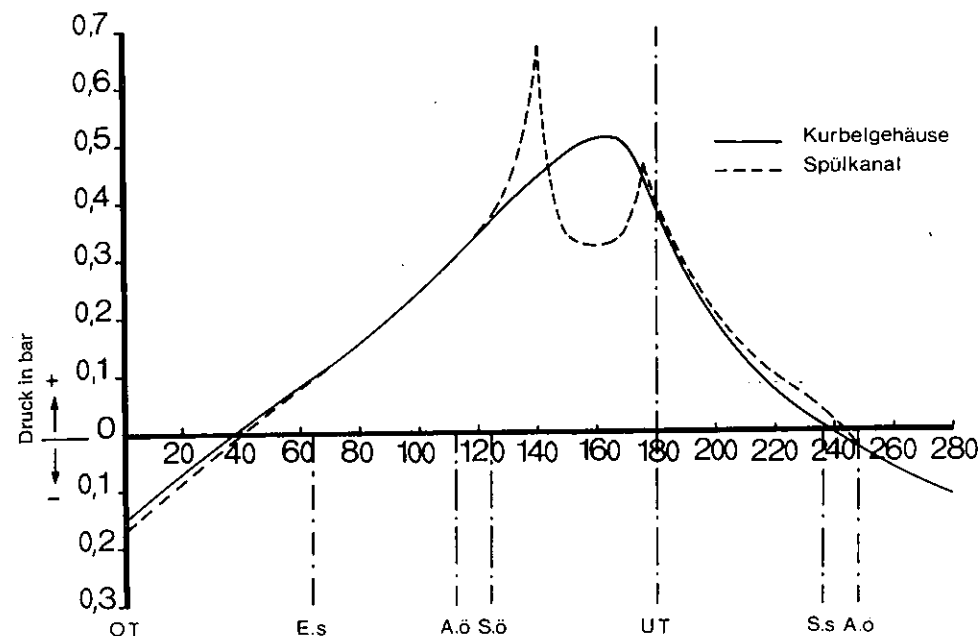


Bild 47: Druckverlauf und »echte« Spülzeit

Der Druckverlauf im Kurbelgehäuse zeigt, daß der höchste Druck erst etwa 30°kw nach S.ö. erreicht wird. Beim Öffnen der Spülschlitze liegt der Druck im Zylinder weit über 1 bar, so daß ein Teil der Ladung zurückgeschoben wird und den Druck in den Spülkanälen bis auf etwa 0,6 bar erhöht, ohne durch die starke Dämpfung bis in das Kurbelgehäuse »durchzuschlagen«. Erst 30°kw nach S.ö. ist der Zylinderdruck so weit abgesunken, daß die Spülung einsetzen kann. Bei einem geometrischen Spülwinkel $\alpha_s = 112^\circ$ stehen bis zum Spülschluß S.s. also nur noch echte 82°kw zur Verfügung. Sie reichen nicht mehr aus, um im Kurbelgehäuse einen Unterdruck zu erzeugen.

5000 und 8000 1/min die Spülkanäle im allgemeinen nur bei 1,5 Schwingungen wirksam werden können, wodurch der hierfür nutzbare Drehzahlbereich eingeengt wird. Durch die Dämpfung in den Kanälen wird der Druckunterschied darüberhinaus so gering, daß er gegenüber dem dominierenden Einfluß der Auspuffschwingungen vernachlässigt werden kann. Japanische Untersuchungen, die mit wesentlich größerem versuchstechnischem und rechnerischem Aufwand durchgeführt wurden, haben diese vortastenden Überlegungen weitgehend bestätigt.

Wie sich eine Verlängerung der Spülzeit und damit eine Verringerung des Vorausschlages auf Leistung, Drehmoment und Kraftstoffverbrauch auswirkt, zeigte ein Versuch, der 1955 im Ingenieurbüro des Verfassers an einem 250-ccm-Zweizylindermotor durchgeführt wurde. Die Auspuffzeit blieb mit 153°kw konstant, während die Spülschlitzhöhe von 10 mm = 107°kw Spülzeit auf 12,5 mm = 120°kw verändert wurde. Der Vorausschlag verringerte sich dadurch von 23°kw auf 16,5°kw. Das Schaubild 48 zeigt mit 570 g/PSH bei 2500 min⁻¹, einem niedrigsten spezifischen Ver-

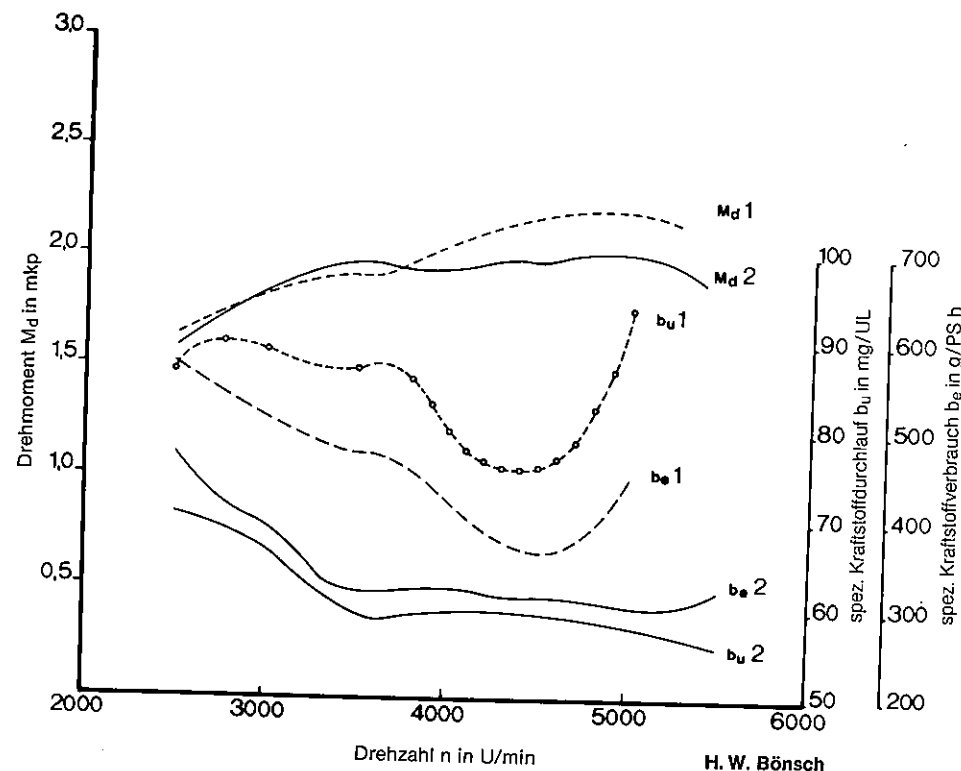


Bild 48: Vorauspuff, Drehmoment und Verbrauch

Der 250 ccm-Motor hat in Ausführung 1 einen Spülwinkel $\alpha_s = 107^\circ$ kw und einen Auslaßsteuerwinkel $\alpha_a = 153^\circ$ kw, also einen Vorauslaß $\alpha_v = 23^\circ$ kw. Bei gleicher Auspuffsteuerzeit hat die Ausführung 2 einen Spülwinkel $\alpha_s = 120^\circ$ kw und einen Vorauslaß $\alpha_v = 16,5^\circ$ kw. Ausführung 1 mit dem größeren Vorauslaß atmet freier, erreicht das höhere Drehmoment, liegt aber mit dem spezifischen Kraftstoffverbrauch b_e und mit dem spezifischen Kraftstoffdurchlauf b_u über dem ganzen Drehzahlbereich erheblich höher als Ausführung 2. Der niedrigste spezifische Kraftstoffverbrauch liegt mit $b_{e1} = 350$ g/PS h bei $n = 4500$ min $^{-1}$, steigt dann steil an und zeigt damit die direkten Kraftstoffverluste durch den Auspuff. Bei Ausführung 2 wird der Auslaßvorgang und damit die Schwingung stark gebremst, so daß sich der spezifische Verbrauch über den großen Drehzahlbereich zwischen $n = 3500$ min $^{-1}$ und $n = 5500$ min $^{-1}$ um $b_{e2} = 300$ g/PS h fast konstant hält. Noch krasser sind die Unterschiede im spezifischen Kraftstoffdurchlauf.

brauch von 367 g/PS h bei 4500 min $^{-1}$ und einem Wiederanstieg auf 460 g/PS h bei 5000 min $^{-1}$ wieviel Kraftstoff durch den Auslaß der Grundauführung (1) verloren geht. Mit den 12,5 mm hohen Spülschlitz (1) lag der spezifische Verbrauch mit 470 g/PS h bei 2500 min $^{-1}$ um 18% niedriger, sank dann auf

323 g/PS h bei 3600 min $^{-1}$, was einen Gewinn von 31% bedeutet, um dann mit 302 g/PS h bei 5200 min $^{-1}$ einen Bestwert zu erreichen. Der kleinere Vorauslaß bremst also den Verbrauch im oberen Drehzahlbereich, was besonders deutlich am spezifischen Kraftstoff-Durchlauf b_u in mg/UL zu er-

kennen ist, eine Kontrollmessung, die sich immer wieder bewährt. Der spezifische Kraftstoff-Durchlauf errechnet sich nach der Formel

$$b_u = \frac{B \cdot \gamma \cdot 60000}{t \cdot n \cdot V_h} \text{ in mg/UL} \quad (6)$$

Hierin bedeuten

B = durchgelaufene Kraftstoffmenge in cm 3
t = Durchlaufzeit für B in sek
 γ = Wichte des Kraftstoffes in g/cm 3
n = Drehzahl in min $^{-1}$
 V_h = Hubvolumen in l

Das Drehmoment ist der Maßstab für das im Zylinder verbrannte Kraftstoff-Luft-Gemisch. Nimmt das Drehmoment bei gleichbleibendem Kraftstoffdurchlauf zu, so bedeutet das — bei zunächst einmal angenommener gleichbleibender Luftüberschubzahl λ — daß mehr Kraftstoff im Zylinder geblieben und dort nutzbringend verbrannt worden ist.

Im Drehzahlbereich zwischen 2500—3500 min $^{-1}$ besteht zwischen den beiden Motoren im Drehmomentenverlauf kein allzu großer Unterschied, aber der Motor mit den hohen Spülschlitz erreicht den gleichen Drehmomentenwert mit etwa 25% geringerem Verbrauch. Über $n = 3500$ min $^{-1}$ laufen die beiden Drehmomentenkurven dann ihre eigenen Wege.

Beim Grundmotor mit 10 mm hohen Spülschlitz nimmt der Kraftstoffdurchlauf mit steigender Drehzahl zunächst ab, um mit 76 mg/UL bei $n = 4400$ min $^{-1}$ seinen niedrigsten Wert zu erreichen, um dann wieder steil anzusteigen. Gleichzeitig steigt das Drehmoment zügig an, erreicht bei $n = 4700$ min $^{-1}$ seinen Bestwert, um dann langsam wieder abzufallen. Der Verlauf der beiden Kurven ist auf die später noch einmal ausführlich beschriebene reflektierende Druckwelle in der Auspuffan-

lage zurückzuführen, die mit steigender Drehzahl zunehmend mehr Kraftstoff-Luft-Gemisch in den Zylinder zurückdrückt und ihn auflädt. Der Druck bei Öffnung des Spülkanals wird größer, der Spülbeginn verzögert sich, der Auslaßvorgang wird gebremst und der Kraftstoffdurchlauf verringert.

Bei noch höherer Drehzahl ebbt die Druckwelle wieder ab, das Drehmoment wird noch etwas angehoben, aber der Kraftstoff-Durchlauf nimmt unverhältnismäßig schneller zu und zeigt die hohen direkten Frischgas-Verluste mit dem steilen Anstieg des spezifischen Verbrauchs an.

Bei den 12,5 mm hohen Spülschlitz wird der spezifische Kraftstoff-Durchlauf durch die zögernde Entspannung bei dem kleinen Vorauslaß gebremst. Hinzu kommt, daß sich bei dem kleinen Vorauslaß nur eine sehr flache Druckwelle bildet, die keine merkliche Anfachung der Spülströmung durch die Auslaßseite zustande bringt. Mit steigender Drehzahl und abfallender Druckwelle wirkt sich der geringe Vorauslaß immer stärker aus: Der Kraftstoff-Durchlauf fällt stetig weiter, aber auch das Drehmoment steigt kaum mehr an und liegt mit seinem Bestwert $M_{d \max} = 2,0$ mkp bei 4900 min $^{-1}$ um rund 10% niedriger als der Original-Motor mit $M_{d \max} = 2,2$ mkp bei 4700 min $^{-1}$.

Schlußfolgerung:

Ein ausreichender Vorauslaß ist die Voraussetzung für die Unterstützung der Spülung durch die Auspuffschwingung, führt aber bei hohen Drehzahlen zu hohen spezifischen Verbräuchen. Ein kleiner Vorauslaß hält den spezifischen Verbrauch in Grenzen, bremst aber auch die Leistung im oberen Drehzahlbereich.

Schichtladung

Schon in den ersten Jahren der Zweitakt-Entwicklung wurde versucht, die direkten Frischgas-Verluste durch den Auspuff dadurch zu vermindern, daß dem Frischgasstrom ein Luftpolster vorgelagert wurde. Durch gesonderte Einlaßkanäle wurde reine Luft in den Überströmkanal gesaugt, wie bei dem sehr fortschrittlichen Bekamo-Ladepumpenmotor von Ruppe oder bei dem Gleichstromstufenkolbenmotor von Schliha in den zentralen Steuerkolben. Dr. Schrödter von Imperia versuchte es mit einem gesonderten Ladegebläse, das durch zwei seitliche Spülkanäle mit reiner Luft den zentral eingeführten Frischgasstrom gegen die seitlich angeordneten Auslaßschlitze abschirmte. An Stelle dieses Frischgasstroms war auch eine zentral von der Zylinderwand auf den muldenförmigen Kolben gerichtete Einspritzung vorgesehen, doch ging die interessante Konstruktion leider nicht in die Serie. Hier wäre die vorgelagerte Luftmenge groß genug gewesen, um die Schichtung über den ganzen Drehzahlbereich aufrechtzuerhalten — bei den einfacheren Lösungen reichte sie sicher nicht aus. Die kontroverse Aufgabenstellung, einerseits die Schichtung bis zum Auslaßschluß sicherzustellen und andererseits für einen optimalen Ablauf der Verbrennung ein homogenes Gemisch bereitzustellen, ist schon durch die begrenzte Zeit beim Zweitakter noch ungleich schwerer zu lösen als beim Viertakter. Die Lösung dieses Problems kann aber schon in naher Zukunft im Hinblick auf die immer strenger werdende Abgas-Gesetzgebung zum Kriterium Nummer Eins für den Zweitaktmotor werden. Im Folgenden werden zwei japanische

Verfahren beschrieben, die durch Einspritzung in Verbindung mit einer besonderen Brennraumform beachtliche Ergebnisse erzielt haben: Das Nippon Clean Engine Research Institute ging bei der Entwicklung des NICE-Verfahrens von der Überlegung aus, daß die Gasbewegung im Zylinder während der Spülung von entscheidendem Einfluß auf Leistung, Verbrauch und Schadstoff-Emissionen ist. (Bild 49) Am Anfang der Spülung bildet sich ein Wirbel aus, dessen Ebene etwa in der Auspuffrichtung liegt. Je höher die Drehzahl wird, um so stabiler bildet sich der Wirbel aus. Hierauf ist zum großen Teil der unregelmäßige Rundlauf bei niedriger Drehzahl zurückzuführen, bei der der Motor meist mit erheblichem Luftmangel (Luftzahl $\lambda = 0,6$ bis $0,9$) läuft. Durch die schlechte Kraftstoffverteilung und die damit verbundenen häufigen Zündaussetzer ergeben sich hohe CH-Emissionen. Es kommt also entscheidend darauf an, gerade im Bereich geringer Last und niedriger Drehzahl die Gasströmung so zu leiten, daß der Frischgasstrom sicher an der Kerze vorbeigeführt wird. Als günstigster Brennraum ergab sich eine dachförmige Mulde mit dem höchsten Punkt an der Auspuffseite. Die Mulde verjüngt sich in Richtung auf die Auspuffseite in der Breite. Bei aufwärtsgehendem Kolben bilden sich durch die seitlichen Quetschzonen quer zur Hauptströmungsrichtung Wirbel aus, die sich der eigentlichen Spülströmung überlagern. (Bild 49a) Die Quetschkantenwirkung beginnt etwa 110° vor OT und ist naturgemäß um so größer, je schmaler die Mulde und je größer die Quetschzone ist. Da die Auslaßströmung die Spülung sehr stark beschleunigt, verbessert sie zwar die Mischung, Zerstäubung und Verdamp-

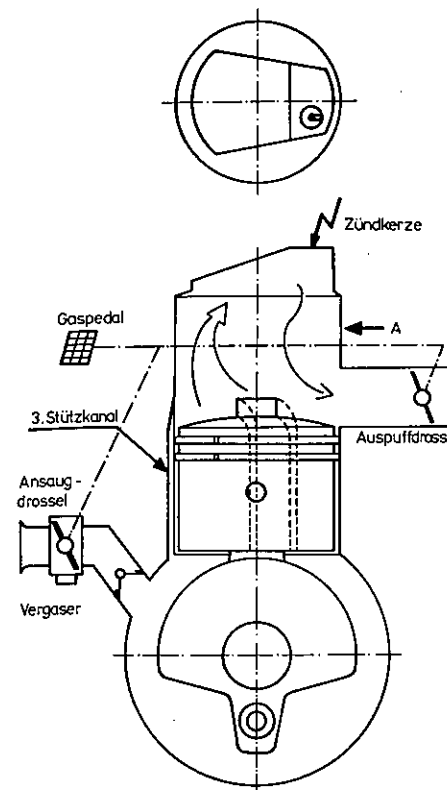


Bild 49: NICE-Verfahren

Ein keilförmiger Verbrennungsraum mit breiten seitlichen Quetschzonen und eine Drosselklappe im Auspuff sind die Kennzeichen des NICE-Verfahrens, das mit hohen Luftüberschüßzahlen bis $\lambda = 1,4$ noch aussetzerfrei arbeitet. Während ein normaler Zweitaktmotor allenfalls bis $\lambda = 1,2$ betrieben werden kann und im Leerlauf zwischen $\lambda = 1,0$ und $\lambda = 1,15$ nur mit einer Zündfolge zwischen 40 % und 50 % läuft, erreicht der NICE-Motor zwischen $\lambda = 1,2$ und $\lambda = 1,4$ eine Zündfolge zwischen 90 % und 100 %. Entsprechend niedrig liegen die CH- und CO-Emissionen.

fung — führt aber auch zur schnelleren Auflösung des Spülstroms und zu seiner Vermischung mit dem Restgas. Es muß versucht werden, auch bei geringer Fördermenge den Spülstrom möglichst geschlossen an die in der Mulde sitzende Kerze heranzuführen und dort

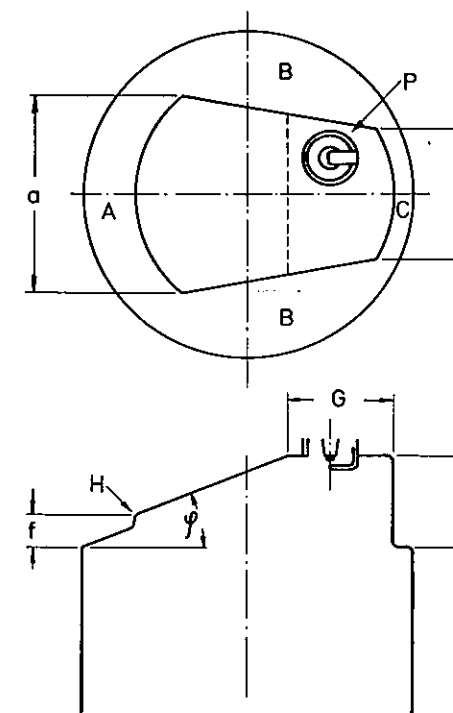


Bild 49a: Quetschkopf

Den größten Einfluß auf den NICE-Effekt haben die seitlichen Quetschflächen B, die Tiefe F und die Länge G des Hauptbrennraumes und schließlich der Keilwinkel ϕ .

ein zündfähiges Gemisch sicherzustellen. Eine Möglichkeit besteht in der Drosselung des Auslaßstroms bei niedriger Drehzahl und niedriger Last durch ein Ventil oder einen Schieber, der mit dem Gasschieber gekoppelt ist, wie das YAMAHA aus reinen Leistungsüberle-

gungen ja im Rennmaschinenbau mit dem power-valve-system anwendet. Durch diese Drosselung und durch die geringere Verwirbelung wird die Verbrennungsgeschwindigkeit herabgesetzt, die Verbrennungsfolge und der Verbrennungsdruck werden sehr viel gleichmäßiger. Die Folge ist eine erhebliche Verminderung der CH-Emissionen. Der Motor kann mit einem sehr viel ärmeren Gemisch aussetzerarm gefahren werden. Während ein üblicher Zweitaktmotor bei einer Luftzahl von $\lambda = 1,0$ bis $1,1$ auf eine Zündfolge von 40—50 % kam, also viertaktete, erreichte der NICE-Motor bei der gleichen Luftzahl

sicher 80 % Zündungen, kam bei $\lambda = 1,35$ auf einen aussetzerfreien Zweitaktlauf und konnte mit $\lambda = 1,4$ noch einwandfrei betrieben werden. Das YOCP-Verfahren der Japaner Yui und Ohnishi arbeitet mit einer sehr ähnlichen Brennraumform wie NICE. (Bild 50) Die Einspritzung erfolgt durch eine vierstrahlige Düse, die tangential gegen die Drehrichtung des Spülwirbels gerichtet ist. Die beiden Kerzen sind seitlich im höchsten Teil der Wirbelwanne angeordnet. Sie dienen hier nur der unbedingt sicheren Zündung, nicht der Leistung. Der eingespritzte Kraftstoff wird durch den Spülwirbel auf die un-

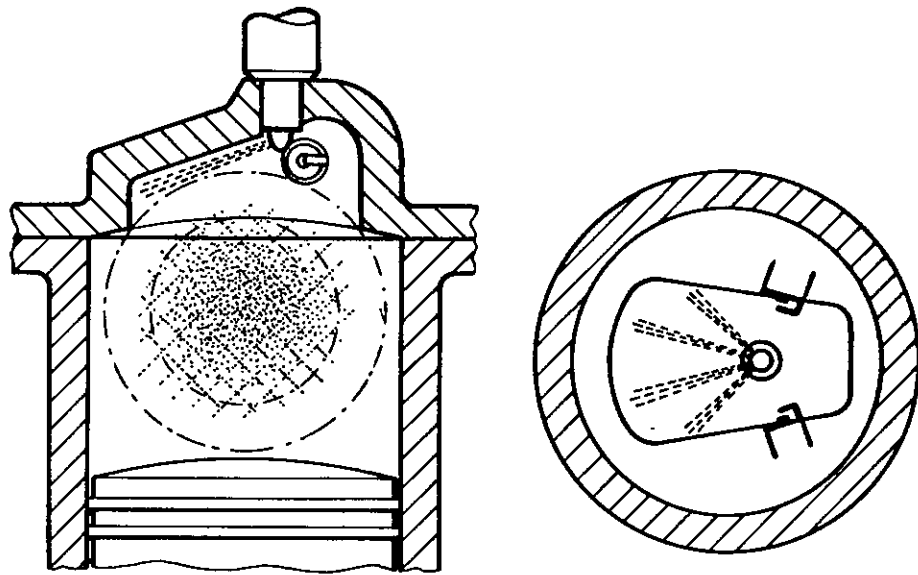


Bild 50: YOCP-Verfahren

Auch der Brennraum des YOCP-Verfahrens bildet eine keilförmige und sich in der Draufsicht zur Auspuffseite hin verjüngende Tasche. Der Kraftstoff wird von der vierstrahligen Düse gegen den sehr kräftigen und über einen großen Drehzahlbereich sehr stabilen Spülstrom gespritzt, der zur Senkung der Stickoxydwerte bewußt so geführt wird, daß in der Wirbelmitte ein Abgaskern zurückbleibt. Kein Weg zu höchster Leistung, aber zu großer Wirtschaftlichkeit — und auch die Doppelzündung mit ihren in der Tasche horizontal gegenüberliegenden Kerzen dient nicht der Leistungssteigerung, sondern der sicheren Zündung.

mittelbar hinter der Düse angeordneten Kerzen geblasen.

Um die Bildung von NO_x zu begrenzen, wird bewußt ein gewisser Abgaskern in Kauf genommen. Stroboskopische Untersuchungen scheinen zu beweisen, daß dieser Kern recht stabil ist und der kräftige Spülstromwirbel auch nach dem Schluß des Auslaßschlitzes aufrechterhalten bleibt. So besteht Grund zu der Annahme, daß sich die Brennstofftröpfchen tatsächlich in der Randzone des Wirbels erhalten und der Anteil unverbrannter Kohlenwasserstoffe niedrig bleibt. Für die Verminderung von CO kann durch die gute Spülströmung und durch das ungewöhnlich hohe Verdichtungsverhältnis 10:1, nach Abschluß des Auslaßschlitzes gemessen, mit großem Luftüberschuß gefahren werden.

Die Versuche wurden mit einem modifizierten 372-ccm-FUJI-Motor mit folgenden Daten gefahren:

Bohrung 80 mm \varnothing
Hub 74 mm
effektives Verdichtungsverhältnis 10:1
Auslaßzeit 155 °kw
Spülzeit 115 °kw
Vorauslaß also 20 °kw

Die Quetschfläche betrug 53 % der Kolbenfläche. Der Einspritzdruck der Dieselpumpe lag bei 100 bar, doch dürften 40—60 bar genügen.

Die Schmierung war eine einfache Tropfölung in den Einlaß, das Mischungsverhältnis betrug 1:180! Durch eine 450 mm lange Einlaßleitung und eine 1170 mm lange Auslaßleitung war der Motor auf eine Drehzahl von 2000 min^{-1} abgestimmt. Die Meßergebnisse sind verblüffend, auch wenn man berücksichtigt, daß der spezifische Verbrauch hier auf die indizierte Leistung bezogen wurde. Erwartungsgemäß sinkt der spezifische Verbrauch

mit sinkendem Mitteldruck: Er betrug bei 2000 min^{-1} und $P_{me} = 1,4$ bar mit dem beachtlichen Luftüberschuß $\lambda = 1,4$ nur 132 g/PS_h, bei $p_{me} = 8,7$ bar und eine Luftzahl $\lambda = 0,85$ nur 196 g/PS_h. Die Einspritzzeit schwankte zwischen 120 °kw und 130 °kw vor OT, wobei der frühere Zeitpunkt günstig für die Leistung, der spätere Zeitpunkt günstig für den Rundlauf bei niedriger Drehzahl ist. Die optimale Vorzündung ist abhängig vom Mitteldruck und liegt bei $p_{me} = 0,35$ bar 35 °kw vor OT, bei $p_{me} = 7,0$ bar bei 10 °kw vor OT, beide Werte für die Drehzahl $n = 2000 \text{ min}^{-1}$.

Aus dem sehr interessanten Versuchsbericht geht weiter hervor, daß der höchste Verbrennungsdruck bei einem Verdichtungsverhältnis $\varepsilon_{eff} = 10:1$ nur 38 bar betrug, der maximale Druckanstieg bei Vollast aber 2,3 bar/°kw gegenüber 0,6 bar/°kw im Leerlauf.

Auch der Ausstoß an Schadstoffen kann sich sehen lassen:

	CO	CH	NO_x
Vergaser-motor	ca. 5 %	1500—5000 ppm	160—500 ppm
YOCP-Motor	0,5-0,05 %	40—230 ppm	200—1100 ppm

Es zeigte sich, daß die Bildung von NO_x , die mit 1100 ppm erwartungsgemäß besser liegt als beim Viertakter mit 4000—5000 ppm, sehr stark durch den Zündzeitpunkt beeinflusst wird. Der Ausstoß an unverbrannten Kohlenwasserstoffen nimmt zu, wenn direkt gegen die Wände der Verbrennungstasche gespritzt wird.

SPÜLUNG UND LADUNG

Die Zusammendrängung der Arbeitsgänge Ansaugen, Verdichten, Verbrennen und Auspuffen auf die zwei Hübe des Zweitaktmotors und ihre zeitliche Überschneidung führt dazu, daß auch zwischen dem Spülen und dem Laden des Zylinders keine eindeutige Abgrenzung möglich ist.

Die Spülung soll die verbrannte Ladung möglichst vollständig aus dem Zylinder schieben, diese Arbeit mit möglichst geringer Pumparbeit und möglichst geringen Verlusten durch den Auspuff vollbringen und darüberhinaus noch Kolben und Zylinder intensiv kühlen. Bei hochdrehenden Motoren muß durch ausreichende Schlitzbemessung und geringen Strömungswiderstand in den Schlitzen dafür gesorgt werden, daß die Geschwindigkeit der Spülströmung auch mit der Drehzahl Schritt hält und keine zu hohen Druckverluste auftreten. Geringe Spülmittelverluste, die beim gemischgespülten Motor den Brennstoffverbrauch entscheidend verschlechtern, sind nur mit einer kleinen Spülmittelmenge zu erreichen, und die begrenzt natürlich den Wirkungsgrad der Spülung. Einspritzmotoren, die wegen des frühen Einspritzbeginns mit einem stark verdünnten Kraftstoff-Luft-Gemisch, und Dieselmotoren, die mit reiner Luft spülen, haben es hier wesentlich leichter. Schließlich muß die Spülströmung so geführt werden, daß sie für ein kraftstoffreiches Gemisch an der Zündkerze und für einen schnellen Transport der Flammfront sorgt.

Die Ladung soll bei Schluß der Auslaßschlitze eine möglichst große Frischgasmenge mit möglichst hohem Druck und möglichst niedriger Temperatur im Zylinder sicherstellen. Während die op-

timale Spülung zur Vermeidung von Frischgasverlusten nur mit einer kleinen Frischgasmenge erreicht werden kann, fordert eine gute Füllung des Zylinders gerade umgekehrt ein großes Spülvolumen. Kein Wunder, daß ein günstiger Kompromiß nur mit dem Einspritzmotor oder dem Diesel-Verfahren erreicht werden kann.

Der genaue Verlauf der Spülströmung läßt sich weder durch thermodynamische Untersuchungen noch durch Modellversuche ermitteln.

Modellversuche in Glaszylindern können bei sehr langsam laufenden Großmotoren gewisse Anhaltspunkte über die Richtung der einzelnen Spülströme geben, vermitteln aber nur ein sehr grobes Bild, da der Einfluß der Verbrennung, der Druck- und der Temperaturänderungen und der Schwingungsvorgänge in den Spülschlitzen und im Auslaß fehlt. Der Erfolg von Spülung und Ladung kann aber durch Ermittlung der einzelnen Wirkungsgrade gekennzeichnet werden.

Die zugeführte Frischgasmenge V_s wird auf das Hubvolumen V_h bezogen und als Spülmittelaufwand λ_s bezeichnet

$$\lambda_s = V_s / V_h \quad (7)$$

λ_s entspricht dem Liefergrad der Kurbelkammerpumpe.

Der quantitative Spülwirkungsgrad η_s gibt an, welches nutzbare Gasvolumen V_n von der zugeführten Frischgasmenge V_s noch im Zylinder bleibt.

$$\eta_s = V_n / V_s \quad (8)$$

Der qualitative Spülwirkungsgrad η'_s ist das Verhältnis des im Zylinder verbliebenen nutzbaren Gasvolumens V_n zur gesamten Zylinderladung $V_n + V_r$, wobei V_r die nicht ausgespülte Restgasmenge darstellt

$$\eta'_s = \frac{V_n}{V_n + V_r} \quad (9)$$

Der quantitative Spülwirkungsgrad η_s ist bestimmend für die Wirtschaftlichkeit des Motors, der qualitative Spülwirkungsgrad η'_s für die Leistung. Der theoretische Nutzladegrad η_L ist das Verhältnis des nutzbaren Gasvolumens V_n zum Hubvolumen V_h

$$\eta_L = V_n / V_h \quad (10)$$

Der effektive Nutz-Ladegrad η_{Le} muß natürlich auf das Volumen V_e bei Schluß der Auslaßschlitze bezogen werden

$$\eta_{Le} = V_n / V_e \quad (11)$$

Ist s der Hub und h_a die Höhe der Auslaßschlitze, so wird

$$V_e = V_h \left(1 - \frac{h_a}{s}\right) \quad (12)$$

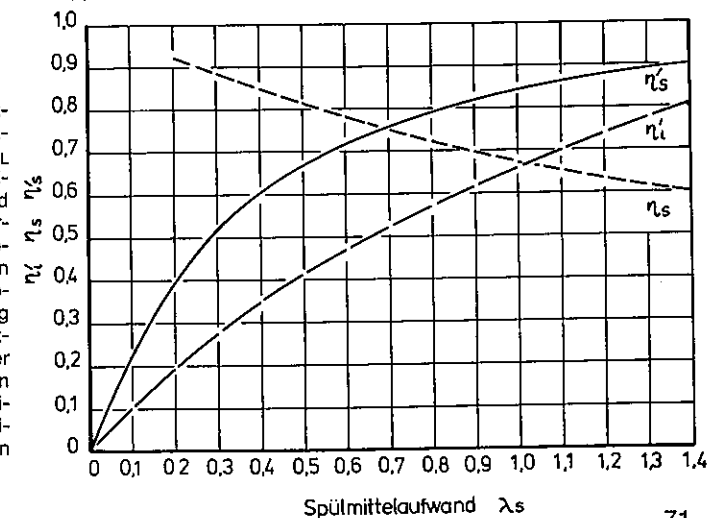
Dr. Ing. Herbert J. Venediger, der sich um die theoretische und praktische Erforschung der Spülvorgänge im schnelllaufenden Zweitaktmotor schon in den 30er Jahren große Verdienste erworben hat, und dem der Verfasser wertvolle Grundlagen-Erkenntnisse verdankt, veröffentlichte 1947 die Zu-

sammenhänge zwischen den Spülwirkungsgraden η_s und η'_s , dem Ladegrad η_L und dem Spülmittelaufwand λ_s für einen der frühen Motoren mit Umkehrspülung. Die absoluten Werte in Schaubild 51 sind sicher durch die Entwicklung der Spülverfahren überholt, in ihrem grundsätzlichen Verlauf aber auch heute noch gültig.

Mit zunehmendem Spülmittelaufwand λ_s sinkt erwartungsgemäß der quantitative Spülwirkungsgrad η_s , während der qualitative Spülwirkungsgrad η'_s und der Ladegrad η_L ansteigen. Die geringe Zunahme des qualitativen Spülwirkungsgrades η'_s über $\lambda_s = 1,0$ hinaus zeigt, daß ein höherer Spülmittelaufwand keinen merklichen Gewinn mehr bringt. Das erklärt auch, daß die enttäuschenden Ergebnisse von Ladepumpen- und Stufenkolbenmotoren nicht nur auf die durch das große Kurbelhausvolumen, die großen Massen und die höheren Reibungsverluste begrenzte Höchstdrehzahl, sondern vor allem auf den schlechten Spülwirkungsgrad zurückzuführen sind.

Bild 51: Spülmittelaufwand und Spülwirkungsgrad

Mit wachsendem Spülmittelaufwand λ_s wächst natürlich der Ladegrad η_L und der qualitative Spülwirkungsgrad η'_s , während der quantitative Spülwirkungsgrad η_s stetig abnimmt. Die Werte gelten für einen der ersten Motoren mit Umkehrspülung und geben den Entwicklungsstand Ende der 30er Jahre wieder. Sie sollen lediglich den grundsätzlichen Zusammenhang zwischen den verschiedenen Wertungsgrößen zeigen.



DER AUSPUFFVORGANG

Die Füllung des Zylinders und damit die Leistung wird weit über den Einfluß von Einlaß und Spülung hinaus von der Auspuffanlage bestimmt. Um den Zylinder schnell genug von den verbrannten Gasen zu befreien und den Frischgasen das Einströmen zu erleichtern, braucht man eine ausreichende Schlitzhöhe, die natürlich um so größer wird, je höher die angestrebte Drehzahl ist. Mit zunehmender Schlitzhöhe wächst aber auch der Restdruck, der beim Öffnen des Schlitzes noch im Zylinder herrscht — und dieser Druck geht eben der Motorleistung verloren. Um zu erkennen, wie er für die Füllung dennoch genutzt werden kann, muß zunächst das etwas absonderliche Verhalten von Schallwellen untersucht werden.

Schallwellen bewegen sich mit der Schallgeschwindigkeit c_s fort, die vom Druck und von der Temperatur der Gase abhängt. Sie beträgt bei 0° C und normalem Druck für

Tabelle 3

Luft	331 m/sek
CO ₂	258 m/sek
Sauerstoff	316 m/sek
Stickstoff	278 m/sek

Die Temperaturabhängigkeit der Schallgeschwindigkeit von Luft berechnet sich etwa nach der Formel

$$c_s = 331 + 0,6 t \text{ in m/sek,} \quad (13)$$

wobei t die Temperatur in °C ist.

Die mittlere Temperatur der Auspuffgase hängt vom Verdichtungsverhältnis, von der Öffnungszeit des Auslaßschlit-

zes, von der Belastung und von der Drehzahl ab. Sie ist um so höher, je niedriger die Verdichtung, je länger die Steuerzeit und je höher Drehzahl und Belastung sind.

Dipl.-Ing. H. Seyfert hat an einem 50-ccm-Simson-Motor bei Vollast folgende Werte gemessen:

Tabelle 4

Drehzahl und Schallgeschwindigkeit

n	c_s
3000 min ⁻¹	445 m/sek
4000 min ⁻¹	470 m/sek
5000 min ⁻¹	492 m/sek
6000 min ⁻¹	505 m/sek

Eine genaue Bestimmung der Abgastemperatur ist aus diesen Werten nicht abzuleiten, da die Zusammensetzung der Abgase nicht bekannt ist, aber das Temperaturniveau dürfte zwischen 300 °C bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ und 400 °C bei $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ gelegen haben. Moderne Hochleistungsmotoren mit ihren höheren Drehzahlen und ihren längeren Auslaßzeiten erreichen wesentlich höhere Abgastemperaturen und damit höhere Werte für die Schallgeschwindigkeit. So wurden am Sachs 50 S mit einer Höchstleistung $n = 5,2 \text{ PS}$ bei $n = 7000 \text{ min}^{-1}$ folgende Abgastemperaturen gemessen:

Tabelle 4a

Drehzahl und Abgastemperatur

n	t
4000 min ⁻¹	380 °C
5000 min ⁻¹	390 °C
6000 min ⁻¹	470 °C
7000 min ⁻¹	520 °C
8000 min ⁻¹	570 °C
9000 min ⁻¹	575 °C

Bei Versuchen mit einem kleinen Dieselmotor wurde bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ festgestellt, daß eine Erhöhung des Mitteldrucks von 3 bar auf 6 bar eine Erhöhung der Schallgeschwindigkeit um etwa 15 % bewirkte. Für die Auslegung von Auspuffanlagen ist also die Kenntnis der Gastemperatur, die ja im Versuch mit geringem Aufwand gemessen werden kann, von Bedeutung.

Schallwellen werden, wie wir ja vom Echo wissen, reflektiert. Stoßen sie am Rohrende auf eine geschlossene Wand, so wird die positive Druckwelle auch positiv reflektiert. Kommt aber die Druckwelle an ein offenes Rohrende, so wird sie als Unterdruckwelle reflektiert! Auf dieser im ersten Augenblick überraschenden Umkehrung beruht das Prinzip einer wirkungsvollen Auspuffabstimmung mit Expansionskammern, ohne die ein moderner Zweitaktmotor nicht mehr denkbar ist.

In Zeitlupe stellt sich der Auspuffvorgang mit einem glatten Auspuffrohr so dar:

Wenn der Kolben den Auslaßschlitz öffnet, entweicht das Altgas unter hohem Druck in das Rohr, verdichtet das im Rohr vorhandene Gas und strömt mit einer kräftigen Druckwelle, die fast die gesamte Restenergie der Zylinderladung bei Auslaßbeginn enthält, dem Rohrende zu. Wenn die Druckwelle das Rohrende erreicht hat, strömt ein großer Teil der Abgase ungenutzt ins Freie. Gleichzeitig wird aber ein Teil der Druckwelle als Unterdruckwelle reflektiert und wandert wieder mit Schallgeschwindigkeit gegen die normale Gasströmung durch das Rohr zurück zum Auslaßschlitz. Kommt sie dort noch während der Spülperiode an, so erzeugt sie einen kräftigen Unterdruck im Auslaßkanal, der die Auslaßströmung und damit die Spülströmung beschleunigt, weil ja die Druckdifferenz zwischen Kurbelgehäuse und Zylinder vergrößert wird. Da nur eine einzige Reflektionsstelle vorhanden ist, dauert der Unterdruck nur sehr kurze Zeit. Er muß also genau zum richtigen Zeitpunkt am Auslaßschlitz eintreffen, um eine optimale Saugwirkung einzuleiten. Ein offenes Rohr mit gleichbleibendem Durchmesser ist also nur auf eine ganz eng begrenzte Drehzahl abzustimmen und damit für einen gesunden Leistungsverlauf über ein breites Drehzahlband unbrauchbar.

Sehr viel besser arbeitet schon ein Diffusor, eine kegelige Erweiterung, die an das kurze Auspuffrohr angeschlossen wird. Die Druckwelle, die im offenen Rohr nur durch Reibung und Wirbelung leicht gebremst wird, dehnt sich im Diffusor stetig aus, verliert an Energie und kommt mit geringerem Druck als beim glatten Rohr am Diffusorende an. Da auf dem ganzen Wege der Querschnitt des Diffusors ständig größer wird und damit wie ein offenes Rohrende wirkt, laufen vom Eintritt der Druckwelle in den Diffusor bis zum Ende stetig kleine Unterdruckwellen zurück zum Auspuffschlitz. Sie müssen stets zweimal den Weg vom Schlitz bis zur jeweiligen Reflektionsstelle durchlaufen und treffen daher am Auspuffschlitz zeitlich verschoben ein. Gegenüber dem glatten Rohr wird durch den Diffusor also die Dauer der Unterdruckwelle am Auslaßschlitz gedehnt — bei richtiger Abstimmung über die ganze Überströmzeit. Da der Druck im Kurbelgehäuse auf etwa 1,3 bar begrenzt ist, genügt ein Unterdruck von 0,3 bar am Auslaßschlitz, um die Druckdifferenz zu verdoppeln.

Der Diffusor kann also die Spülung erheblich beschleunigen, aber das sagt noch nicht, daß damit die Füllung des

Zylinders verbessert wird. Es muß dafür gesorgt werden, daß die frische Ladung im Zylinder bleibt, der schnellere Spülstrom rechtzeitig gestoppt oder der schon in das Auspuffrohr entwichene Frischgasanteil zwischen Spülschluß und Auslaßschluß wieder in den Zylinder zurückgedrückt wird. Diese Aufgabe soll der Diffusor mit Blende lösen: (Bild 52)

Der Diffusor wird an seinem Ende mit einer Scheibe verschlossen, die mit einem kleinen Durchlaß versehen ist — die Abgase müssen ja einen Weg ins Freie finden. Wenn jetzt die Druckwelle vom Auslaß durch den Diffusor läuft, erzeugt sie durch die rücklaufende Welle zunächst den erwünschten Unterdruck zur Unterstützung der Spülung. Trifft sie auf die Blende mit der Fläche F und dem Durchgang f , so wird sie von dem Durchgang f noch als Unterdruckwelle reflektiert. Der auf die Prallfläche $F-f$ auflaufende Teil der Druckwelle wird aber als positive Druckwelle zurückgeworfen und wandert im Rohr zurück. Hierbei trifft sie auf die noch zur Blende laufende Druckwelle und erzeugt einen Brandungsdruck, der den Druck der ursprünglichen Druckwelle erheblich übersteigen kann. Es kommt hinzu, daß sich der Druck der rücklaufenden Welle durch den ständig enger werdenden Querschnitt des Diffusors weiter erhöht. Erreicht die Welle den Auslaßschlitz, so ist ihr Druck höher als

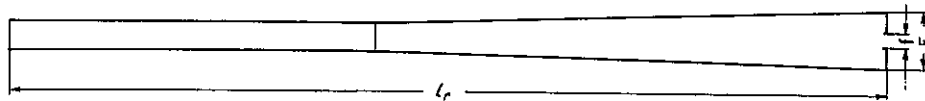


Bild 52: Diffusor und Blende

Der Diffusor sorgt durch die rücklaufende Unterdruckwelle für die schnellere Spülung. Die Auspuffdruckwelle wird von dem Durchgang f als Unterdruckwelle von der Ringfläche $F-f$ als Druckwelle reflektiert.

der Druck im Zylinder — es kommt nur darauf an, die Rückkehr an den Auslaßschlitz zeitlich so abzustimmen, daß sie zwischen Spülschluß und Auslaßschluß liegt, denn nur in dieser Zeitspanne kann die rückschwingende Welle Frischgas, das schon in das Auspuffrohr entwichen war, wieder in den Zylinder zurückdrücken. Der Vorauslaß, der bei Beginn des Gaswechsels für eine rechtzeitige Entspannung im Zylinder und für das Anfahren der Spülströmung sorgte, spielt also seine zweite wichtige Rolle bei der »rektalen« Aufladung des Zylinders.

Die Höhe der Druckwelle ist natürlich vom Verhältnis der Querschnitte $f:F$ abhängig. Je kleiner $f:F$ wird, um so kräftiger wird die zurücklaufende Überdruckwelle, um so stärker aber auch die Drosselung mit der Rückwirkung auf die den Spülvorgang beschleunigende Unterdruckwelle und die Betriebstemperatur. Die günstigste Bemessung soll später behandelt werden.

Der Abschluß des Diffusors mit einer flachen Blende wirft aber ein neues Problem auf:

Durch den eindeutig festgelegten Abstand vom Auslaßschlitz wird die Dauer der rückströmenden Überdruckwelle sehr kurz. Sie erstreckt sich nur über etwa 20 °kw. Ihre Wirkung ist daher nur für eine sehr begrenzte Drehzahl optimal.

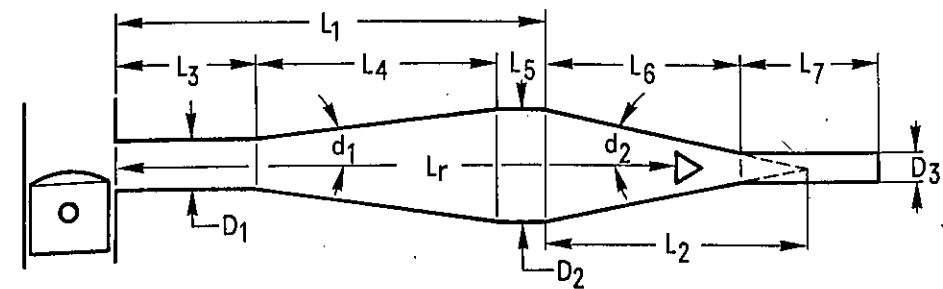


Bild 53: Diffusor und Gegenkonus — Hauptabmessungen

Die schematische Darstellung der Auspuffanlage mit Diffusor und Gegenkonus zeigt die für Füllung und Leistungsverlauf entscheidenden Abmessungen.

Es bedeuten:

- D_1 = Innendurchmesser des zylindrischen Eingangsrohres
- D_2 = Innerer Enddurchmesser des Diffusors
- D_3 = Innendurchmesser des Endrohres
- l_1 = Länge von Auspuffschlitz bis Beginn des Gegenkonus
- l_2 = Länge des Gegenkonus (gesamt)
- l_3 = Länge des zylindrischen Eingangsrohres
- l_4 = Länge des Diffusors
- l_5 = Länge des zylindrischen Zwischenstückes
- l_6 = Länge des Gegenkonus (real)
- l_7 = Länge des Endrohres
- α_1 = halber Kegelwinkel des Diffusors
- α_2 = halber Kegelwinkel des Gegenkonus
- L_r = Resonanzlänge

Die Lösung dieses Problems bringt der Diffusor mit Gegenkonus, der in *Schaubild 53* schematisch dargestellt ist. Der Weg der Schallwellen sei auch hier noch einmal in Zeitlupe verfolgt. Die unter hohem Druck dem Auslaßschlitz entweichenden Gase strömen zunächst durch das kurze, zylindrische Rohr und erreichen nach kurzer Zeit den Anfang der konischen Erweiterung, die wie ein offenes Rohrende wirkt. Ein Teil der positiven Druckwelle wird hier reflektiert, wechselt sein Vorzeichen und läuft als Unterdruckwelle in Richtung Auspuffschlitz zurück. Es ist eine besondere Eigenheit der konischen Erweiterung, daß dieser Umkehr-effekt mit recht hohem Wirkungsgrad arbeitet — der Unterdruck kann fast 0,5 bar erreichen und unterstützt beim Erreichen des Auslaßschlitzes nach-

drücklich die Entleerung des Zylinders und damit das Nachströmen von Frischgas durch die Spülkanäle, wirkt sich also durch die Drucksenkung im Kurbelgehäuse auch auf den Einlaßvorgang aus! Das ist natürlich erfreulich, aber diese Saughilfe darf nicht so lange dauern, daß ein Teil des Frischgases in den Auspuff entflucht und damit verloren geht. Wir müssen die Wirkung rechtzeitig stoppen, und hier tritt nun der Gegenkonus in Aktion. Während die Unterdruckwelle zurück-lief, wanderte ein Teil der Druckwelle weiter, erreichte den Gegenkonus, und wurde von ihm als — jedenfalls zum großen Teil — geschlossene Wand, als positive Druckwelle reflektiert. Sie wandert nun als Druckwelle zurück zum Auspuffschlitz und muß ihn bei richtiger Abstimmung der Rohrlängen

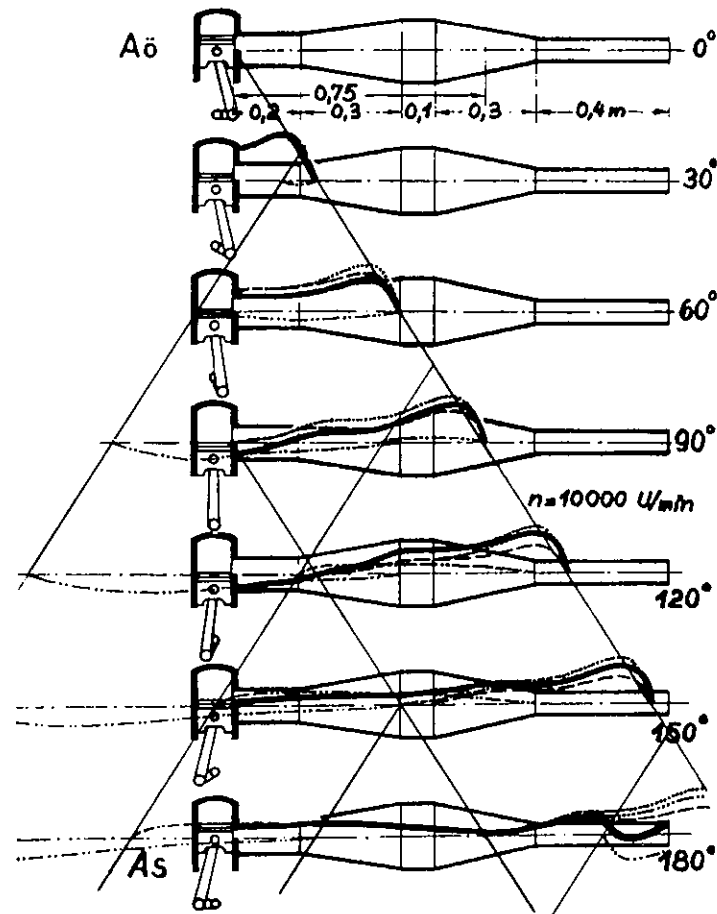


Bild 54: Druckverlauf in einer Auspuffanlage mit Diffusor und Gegenkonus bei $n = 10000 \text{ min}^{-1}$

- 0° Auspuff öffnet
- 30° Die Auspuffdruckwelle (—) ist schon in den Diffusor eingedrungen. Die reflektierte Unterdruckwelle (— · —) beginnt, den Druck im Diffusor zu vermindern.
- 60° Die Auspuffdruckwelle (—) hat den Diffusor durchlaufen. Durch die Querschnittserweiterung im Diffusor hat sich der ursprüngliche Druck (— · —) auf die Werte der gestrichelten Linie (---) vermindert. Die zurücklaufende Unterdruckwelle (— · —) baut diesen Druck wieder auf den tatsächlichen Druck (—) ab.
- 90° Die Auspuffdruckwelle (—) ist bis in die Mitte des Gegenkonus vorgedrungen. Dadurch wird die Überdruckwelle (— · —) reflektiert und die Querschnittsverminderung im Gegenkonus erhöht den Druck weiter von (---) auf (— · —).
- 120° Die Auspuffdruckwelle (—) hat den Gegenkonus voll durchlaufen und wird durch die Druckerhöhung im Gegenkonus weiter von (---) auf (—) verdichtet.
- 150° Die Auspuffdruckwelle (—) hat das Endrohr nahezu durchlaufen. Am Auspuffschlitz baut sich der Unterdruck ab.
- 180° Die Auspuffdruckwelle (—) hat das Endrohr schon verlassen und eine Unterdruckwelle (— · —) reflektiert. Die ursprüngliche Auspuffdruckwelle, die im Diffusor im Druck schon auf (---) abgefallen war, hat im Gegenkonus den Druck wieder auf (— · —) erhöht. Im Gegenkonus tritt nun die Druckwelle (— · —) auf, die durch die am offenen Rohrende reflektierte Unterdruckwelle auf den tatsächlichen Druck (—) vermindert wird.

auf Drehzahl und Schallgeschwindigkeit gerade, so rechtzeitig erreichen, daß sie das Ausströmen von Frischgas in das Auspuffrohr stoppt, die schon in das Rohr entwichenen Gase in den Zylinder zurückdrückt und damit die Ladung des Zylinders verbessert. Um die recht verwickelten Druckverhältnisse dieser Auspuffanlage zu verstehen, sei hier auf eine Darstellung zurückgegriffen, die Ernst Ansorg in seinem bemerkenswerten Bericht »Leistungssteigerung bei Zweitaktmotoren« in der »Motorrundscha« Heft 24/1965 bis Heft 4/1967 veröffentlicht hat. Die Druckverläufe wurden vom Institut für Verbrennungskraftmaschinen an der TH München für einen reinen Rennmotor mit einer Drehzahl $n = 10000 \text{ min}^{-1}$, einen Spülwinkel $\alpha_s = 130^\circ$ und einem Auslaßwinkel $\alpha_a = 180^\circ$ unter Zugrundelegung einer Schallgeschwindigkeit $c_s = 500 \text{ m/sec}$ berechnet und sind im Schaubild 54 schematisch eingezeichnet. Die Auspuffdruckwelle erreicht 24°kw nach Öffnung des Auslaßschlitzes (Aö) den Anfang des Diffusors und es beginnt eine Unterdruckwelle zum Auspuffschlitz hin zurückzulaufen. Sie ist noch klein, bei 30°kw und stärker bei 60°kw zu sehen. Sie vermindert die Höhe der Auspuffdruckwelle, die beim Durchlaufen der Diffusorlänge durch den größeren Querschnitt auch immer kleiner wird. Nach 48°kw hat die zurücklaufende Unterdruckwelle den Auspuffschlitz erreicht. Sie vermindert den Druck im Auspuffschlitz, damit auch im Zylinder und hilft den Zylinder schneller zu entleeren. Nach 60°kw , das sind $0,5 \text{ m}$ Weg, ist das Diffusorende erreicht. Den Anfang des Gegenkonus erreicht die Druckwelle bei 72°kw und es beginnt das Zurücklaufen einer Druckwelle, hervorgerufen

durch die Querschnittsverringering im Gegenkonus. Die Druckhöhe an den einzelnen Stellen des Druckverlaufs, die beim Durchlaufen des Diffusors vermindert wurde, nimmt durch die Querschnittsverringering im Gegenkonus wieder zu und die Stirn der Druckwelle wird steiler.

Inzwischen hat sich der Druck der ausströmenden Welle so weit verringert und der Unterdruck der zurücklaufenden Unterdruckwelle so weit vergrößert, daß im Auspuffschlitz Unterdruck herrscht, der sich auch in den Zylinder hinein fortsetzt und einen kräftigen Überströmvorgang ermöglicht. Bei 90°kw ist die ausströmende Druckwelle zu Ende, und der Unterdruck wirkt voll am Auspuffschlitz. Nach 144°kw ist die zurücklaufende Druckwelle am Auspuffschlitz eingetroffen und hat nach 150°kw gegenüber der schwächer werdenden zurücklaufenden Unterdruckwelle so weit zugenommen, daß wieder ein kleiner Überdruck am Auspuffschlitz herrscht. Dieser Überdruck nimmt zu, schiebt einen Teil der ins Auspuffrohr entetzten Frischgasladung wieder in den Zylinder zurück und ladet diesen auch druckmäßig auf, bis bei 180°kw der Kolben den Auspuffschlitz verschließt.

Inzwischen hatte auch nach 156°kw die Druckwelle das offene Rohrende erreicht, und es wird eine kräftige Unterdruckwelle in Richtung Auspuffschlitz reflektiert. Durch den langen Leitungsweg von insgesamt (vor und zurück) $2,6 \text{ m}$ kann sie aber erst ab einer Drehzahl von weniger als 5700 min^{-1} den Auspuffschlitz erreichen und auf die Zylinderladung einwirken. Durch eine entsprechend ausgeführte Blende am Auspuffrohrende kann diese Unterdruckwelle vermieden werden. Durch die wesentliche Verlängerung

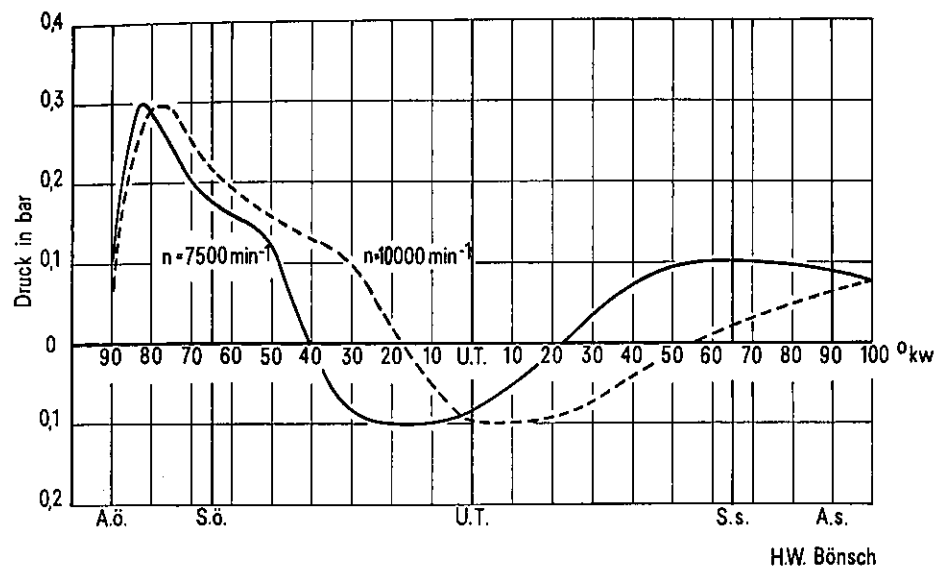


Bild 55: Druckverlauf der gleichen Auspuffanlage im Auspuffschlitz

Bei $n = 10\,000\text{ min}^{-1}$ liegt der Druck im Auspuffschlitz bei S.ö. und damit im Zylinder mit 0,2 bar reichlich hoch und verzögert den Beginn des Spülvorganges, sinkt nur langsam ab, um nach der Unterdruckphase, die hier über 80°kw anhält, bei S.s. nur wenig über 0 anzusteigen. Durch die lange Unterdruckphase im Zylinder herrscht auch im Kurbelgehäuse ein langer Unterdruck, der für eine kräftige Ansaugschwingung und damit für eine gute Gehäusefüllung sorgt. Die aus der Auspuffanlage zurückwandernde Druckwelle kommt bei dieser Drehzahl zwar rechtzeitig an, um das Abfließen der Zylinderladung abzubremesen, aber zu spät, um noch die bereits in das Auspuffrohr entwichene Ladung wieder in den Zylinder zurückzudrücken.

Bei $n = 7500\text{ min}^{-1}$ drückt der schon 20°kw nach u.T. einsetzende Überdruck wieder Gas in die Spülkanäle zurück und schwächt die Spülströmung ab. Der Gasdurchgang wird geringer. Auf der anderen Seite sorgt die früher im Auspuffschlitz ankommende Druckwelle aus der Auspuffanlage für ein wirksames Zurückschieben von Gasen in den Zylinder. Die für die Füllung des Zylinders optimale Drehzahl dürfte zwischen diesen beiden Werten liegen und bei $n = 10\,000\text{ min}^{-1}$ wahrscheinlich die etwas höhere Leistung, bei $n = 7500\text{ min}^{-1}$ der etwas geringere spezifische Verbrauch erzielt werden.

der zurücklaufenden Unterdruck- und Überdruckwelle ist deren Maximaldruck und auch der Druck über den gesamten Verlauf natürlich kleiner geworden. Aber das meßbare Drehzahlband hat sich gegenüber einer einfachen Blende erheblich erweitert. Schaubild 55 zeigt, daß auch bei 7500 min^{-1} ein ausreichend langer Unterdruck für die Beschleunigung der Spülung und bei Spülschluß (S.s.) ein ausreichender Überdruck für das Zurück-

schieben der ins Auspuffrohr eingedrungenen Frischgasmenge vorhanden ist, der bei Auslaßschluß (A.s.) noch etwa den gleichen Wert hat wie bei $n = 10\,000\text{ min}^{-1}$. Die Kurve nähert sich schon stark dem in Schaubild 56 dargestellten idealen Druckverlauf mit einem ausgeprägten und langen Unterdruck zwischen 30°kw vor UT und 60°kw nach UT und einem kräftigen Druckanstieg zwischen Spülschluß, (S.s.) und Auslaßschluß (A.s.).

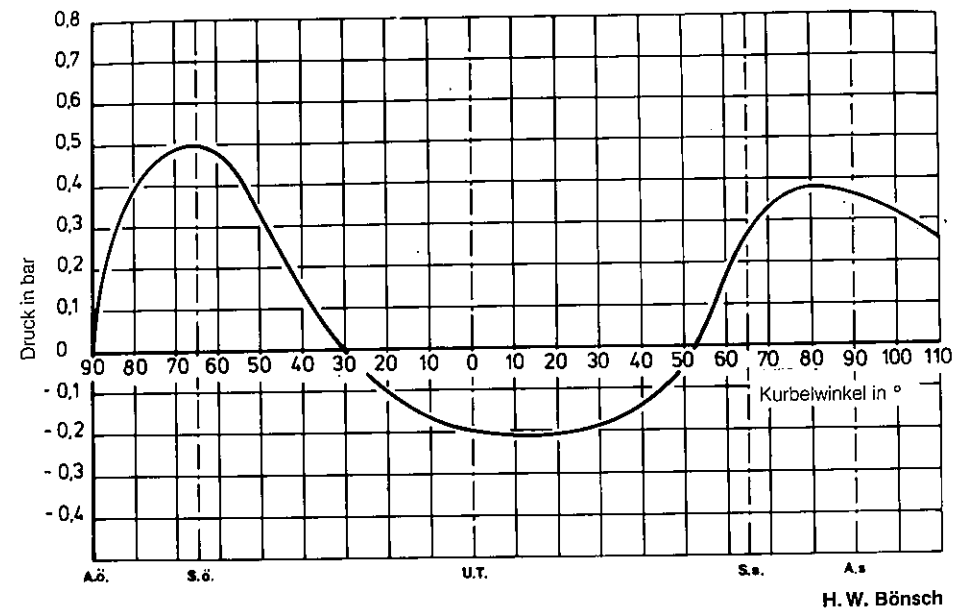


Bild 56: Idealer Druckverlauf am Auspuffschlitz

Der optimale Einfluß der Auspuffschwingung wird erreicht, wenn der ausgeprägte Unterdruck zwischen 30°kw vor u.T. und etwa 60°kw nach u.T. herrscht und der Druckanstieg so schnell erfolgt, daß er seinen Höchstwert etwa bei S.s. erreicht, so daß noch genügend Zeit für die »Aufladung« bleibt. Die Grenzwerte hängen natürlich von den Steuerzeiten ab. Der Druck muß dann aber schnell wieder absinken, um die Spülströmung nicht abzubremesen und damit die Ausbildung einer kräftigen Ansaugschwingung zu verhindern. Voraussetzung für dieses Schwingungsbild wäre ein kurzes Eingangsrohr, ein langer, schlanker Diffusor und ein steiler Gegenkonus, der allerdings das nutzbare Drehzahlband begrenzt.

Die Unterdruckdauer des hier behandelten Motors müßte also verlängert werden. Das bedeutet, daß der Diffusor so früh wie möglich einsetzt, das glatte Auspuffrohr also so kurz wie möglich ist und daß der Diffusor so lang wie möglich ist, um die Unterdruckwelle lange aufrechtzuerhalten.

Kehren wir zu zivilen Drehzahlen zurück.

Dipl.-Ing. H. Seyfert hat an dem 50-ccm-Simson-Motor mit einem Spülwinkel $\alpha_s = 118^\circ\text{kw}$ und einem Auslaßwinkel $\alpha_a = 152^\circ\text{kw}$ systematische Versuche durchgeführt, wie sich die verschiedenen Abmessungen von Diffusor

und Gegenkonus auf den Verlauf des Mitteldrucks als Maßstab für die Füllung des Zylinders auswirken, und die Ergebnisse in »Kraftfahrzeugtechnik« 4/1965 veröffentlicht. Die für die Untersuchung des Diffusors verwendeten vier Auspuffanlagen sind schematisch in Bild 57 dargestellt. Sie haben alle die gleiche Länge des Eingangsrohres $l_3 = 255\text{ mm}$, den gleichen Eingangsdurchmesser $D_1 = 35\text{ mm } \varnothing$, den gleichen Ausgangsdurchmesser des Diffusors $D_2 = 70\text{ mm } \varnothing$, die gleiche Gegenkonuslänge $l_6 = 100\text{ mm}$, den gleichen Ausgangsdurchmesser $D_3 = 16\text{ mm } \varnothing$ und die gleiche Länge $l_1 = 755\text{ mm}$ bis zum Eintritt in den Gegenkonus, die

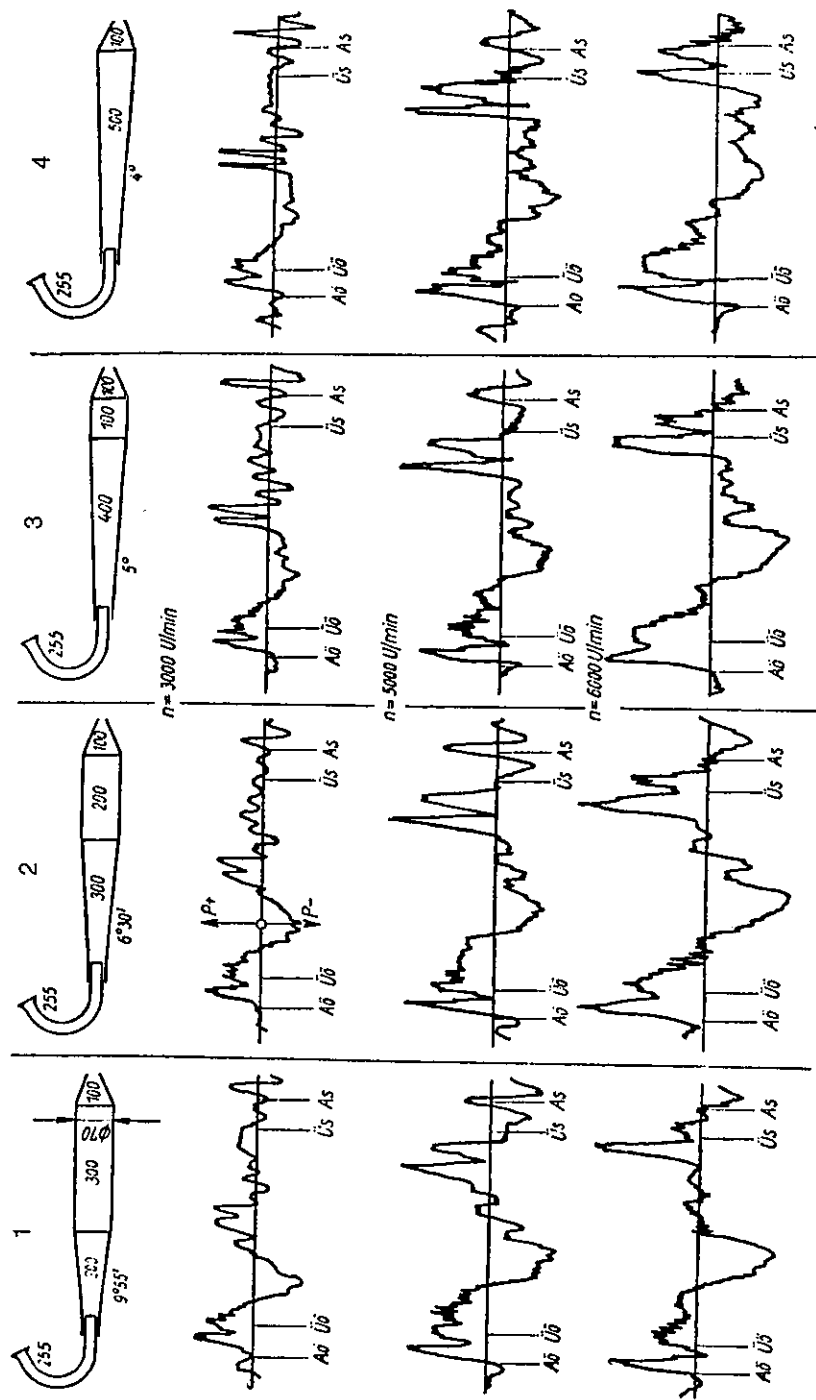


Bild 57: Diffusorlänge und Druckverlauf

Die 4 Anlagen 1—4 unterscheiden sich nur in der Länge und damit im Kegelwinkel des Diffusors. Die Resonanzlänge bis zum Eintritt in den Diffusor ist durch verschiedene zylindrische Zwischenrohre gleichgehalten. Der Druckverlauf am Auspuffschlitz bei $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ zeigt, daß die Anlage 1 mit dem kürzesten Diffusor nur über etwa 30°kw einen Unterdruck erzeugt und die reflektierende Druckwelle lange vor dem Schließen der Spülschlitze (U. s.) eintrifft und die Spülströmung stark abbremst. Das wirkt sich ungünstig auf die Füllung des Kurbelgehäuses aus. Der Motor erreicht erst bei wesentlich höheren Drehzahlen seine beste Füllung.

Bei den Anlagen 2 und 3 dauert die Unterdruckwelle $60\text{—}70^\circ \text{kw}$, die Druckwelle dauert länger an und erzielt höhere Werte. Sie sorgt damit für ein kräftiges Nachladen, ohne die Spülung zu bremsen.

Bei Anlage 4 setzt die Druckwelle zu spät und mit kleineren Werten ein. Mit dieser Anlage wird die beste Füllung bei etwa $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ erreicht.

durch unterschiedlich lange zylindrische Zwischenrohre erreicht wird. Es ändert sich nur die Diffusorlänge l_d und damit der Winkel α_1 des Diffusors.

Tabelle 5:

Anlage	Diffusorlänge l_d	Diffusorwinkel α_1
1	200 mm	10°
2	300 mm	$6^\circ 30'$
3	400 mm	5°
4	500 mm	4°

Bild 58 zeigt, daß die Anlage 1 mit dem kürzesten Diffusor über fast den ganzen Drehzahlbereich am schlechtesten abschneidet und erst bei $n = 6500 \text{ min}^{-1}$ — 7000 min^{-1} einen etwas höheren Mitteldruck erreicht als die Vergleichsanlagen. Die Unterdruckdauer am Auslaßschlitz

dauert bei 6000 min^{-1} nur etwa 30°kw und die Druckwelle erreicht ihren Höchstwert schon vor Spülschluß (S.s.) und ist bei Auslaßschluß (A.s.) schon auf 0 abgefallen, so daß die Spülung schon früh gebremst und der Nachladeeffekt sehr gering wird. Darüberhinaus dürften sich in dem steilen Übergang in den Diffusor Ablösewirbel bilden.

Bei den fast gleichwertigen Anlagen 2 und 3 dauert die Unterdruckwelle mit 60°kw — 70°kw rund doppelt so lange und erreicht höhere Mittelwerte, und auch die Druckwelle hält längere Zeit an und sorgt für ein kräftiges Nachladen. Auch bei der Anlage 4 dauert die Unterdruckwelle 70°kw , erreicht aber ebenso wie die Druckwelle kleinere Mittelwerte. Bei höheren Drehzahlen setzt die Druckwelle etwas zu spät ein und

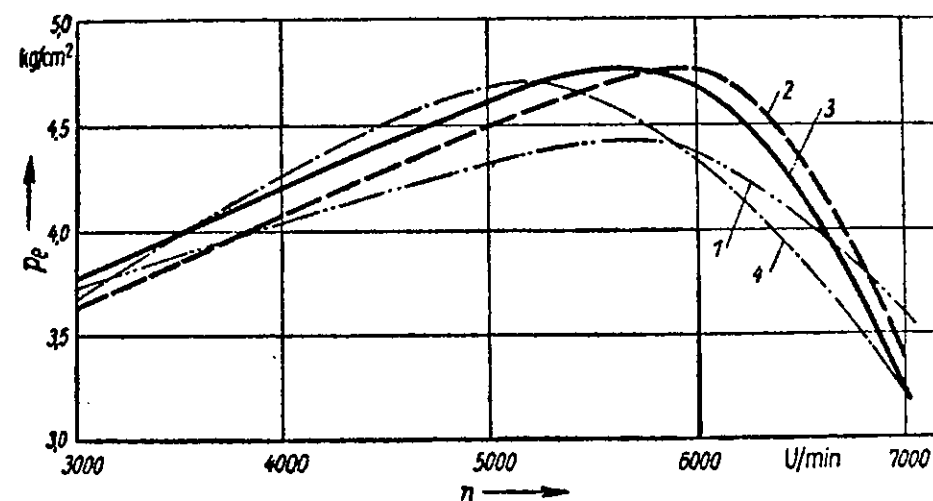


Bild 58: Diffusorlänge und Mitteldruck

Der Verlauf des Mitteldrucks bestätigt die Analyse des Druckverlaufs im Zylinder. Die Anlagen 2 und 3 erreichen den höchsten Mitteldruck $p_e = 4,75 \text{ bar}$ bei $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ und fallen erst bei höheren Drehzahlen ab.

Anlage 4 kommt schon bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ auf den Höchstwert und fällt dann stark ab, während Anlage 1 erst bei $n = 7000 \text{ min}^{-1}$ aufholt.

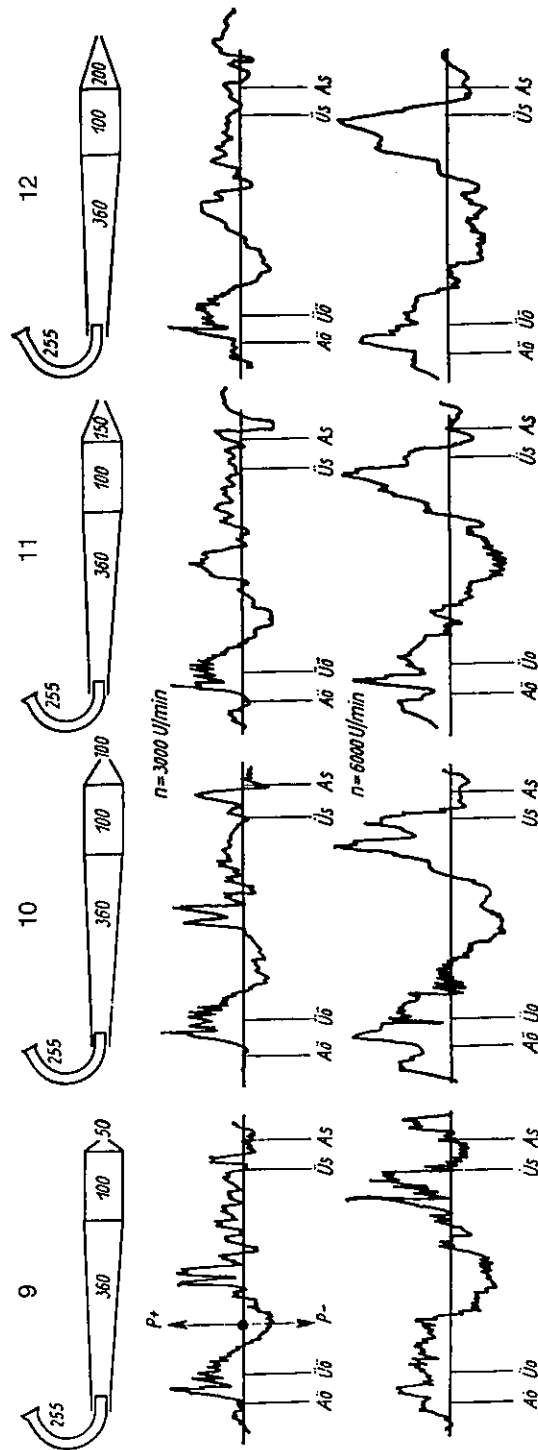


Bild 59: Gegenkonus und Druckverlauf

Der Gegenkonus bestimmt die Dauer der reflektierten Druckwelle, die bei den in allen übrigen Abmessungen identischen Anlagen 9—12 gleichzeitig bei 102 °kw nach A. ö. einsetzt. Sie dauert bei dem 50-mm-Gegenkonus 9 nur rund 32 °kw, bei dem 200-mm-Gegenkonus 12 aber 48 °kw und verbreitert damit den nutzbaren Drehzahlbereich.

verursacht den Abfall des Mitteldrucks. Die Dauer der reflektierten Druckwelle wird vom Gegenkonus bestimmt. Je länger und damit flacher der Gegenkonus, um so länger dauert die Druckwelle, um so breiter wird das Drehzahlband, in dem der Gegenkonus wirkt — um so niedriger wird allerdings auch die Druckhöhe. Der Einfluß des Gegenkonus auf den Verlauf des Mitteldrucks wurde an den vier in Bild 59 schematisch dargestellten Auspuffanlagen untersucht, die sich nur in der Länge des Gegenkonus l_g und damit im Kegelwinkel α_2 unterscheiden:

Tabelle 6:

Anlage	Länge des Gegenkonus l_g	Konuswinkel α_2
9	50 mm	28°
10	100 mm	15°
11	150 mm	10°
12	200 mm	8°

Das Eingangsrohr war wieder 255 mm lang, der Diffusor 360 mm entsprechend einem Diffusorwinkel $\alpha_1 = 3^\circ$ und die zylindrische Kammer 100 mm. Die reflektierte Druckwelle setzt also bei allen vier Anlagen gleichzeitig nach einem Kurbelweg von 102 °kw ein. Sie endet aber bei dem 50-mm-Gegenkonus bei etwa 134 °kw, bei dem 200 mm langen Gegenkonus dagegen bei 150 °kw. Die Dauer der reflektierten Druckwelle stieg also um 16 °kw und verbreiterte damit den nutzbaren Drehzahlbereich beträchtlich.

Bild 60 zeigt den Verlauf des Mitteldrucks über der Drehzahl. Anlage 12 erreicht nicht nur den höchsten absoluten Wert mit 5,0 bar bei knapp 6000 min^{-1} , sondern liegt auch auf einem breiten Drehzahlband bis hinunter auf $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ deutlich besser als die anderen Anlagen, die erst bei $n = 7000 \text{ min}^{-1}$ aufgeholt haben. (Bild 61)

Eine sehr sorgfältige Analyse der Ein-

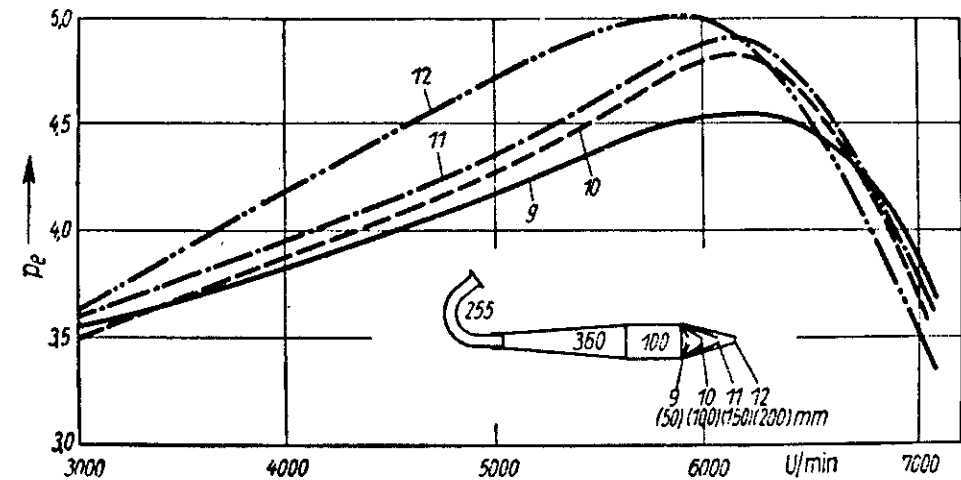


Bild 60: Gegenkonus und Mitteldruck

Die Analyse des Druckverlaufs wird durch den Verlauf des Mitteldruckes bestätigt. Die Anlage 12 weist über den ganzen Drehzahlbereich überlegene Mitteldruckwerte auf und wird von den anderen Anlagen erst oberhalb von $n = 6200 \text{ min}^{-1}$ erreicht.

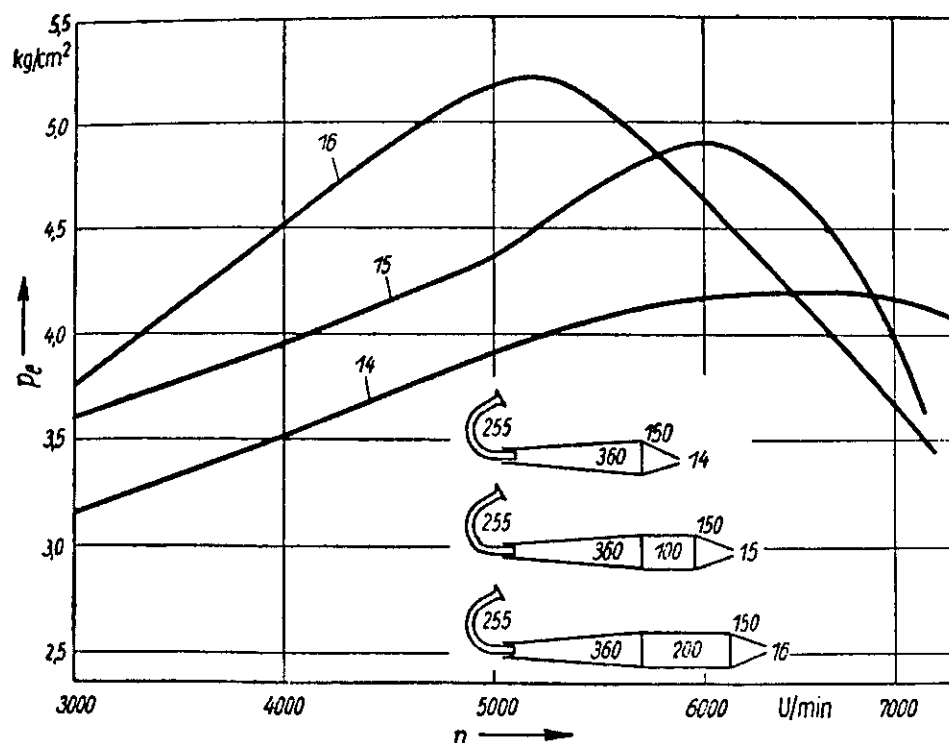


Bild 61: Reflexionslänge und Drehzahl

Die Reflexionslänge bestimmt die Drehzahl und die Höhe der besten Füllung. Die Anlagen 14–16 unterscheiden sich durch verschiedene Längen des zylindrischen Zwischenrohres und damit in der Reflexionslänge.

Anlage	Länge Auspuffschlitz-Anfang Gegenkonus
14	715 mm
15	815 mm
16	915 mm

Die tatsächliche mittlere Reflexionslänge liegt in der Mitte des Gegenkonus und ist damit jeweils etwa 75 mm länger als die in der Tabelle angegebenen Werte.

Während die Anlage 14 mit der kürzesten Reflexionslänge nur auf einen Mitteldruck $p_e = 4,2$ bar bei $n = 6500 \text{ min}^{-1}$ kommt, erreicht die Anlage 16 einen Mitteldruck $p_e = 5,2$ bar bei $n = 5200 \text{ min}^{-1}$.

flüsse der Auspuffanlage auf den Leistungsverlauf und den Verbrauch wurde von Professor Gordon P. Blair und Mervin B. Johnston an der Queens University of Belfast an einem 173-ccm-BSA-Motor, der ja auch ein direkter Nachkomme des klassischen DKW-Motors ist, mit folgenden Daten durchgeführt:

Bohrung B = 61,5 mm Ø

Hub $s = 58 \text{ mm } \varnothing$
Auslaßwinkel $\alpha_a = 157^\circ \text{kw}$
Spülwinkel $\alpha_s = 132^\circ \text{kw}$
Einlaßwinkel $\alpha_e = 140^\circ \text{kw}$
Geometrische Verdichtung $\epsilon = 12,6 : 1$
Eff. Verdichtung $\epsilon_{\text{eff}} = 8,6 : 1$
Auslaßschlitzbreite $b_a = 38 \text{ mm} = 62 \% B$
Spülschlitzbreite $b_s = 2 \times 28,2 \text{ mm} = 92 \% B$

Die Daten der untersuchten Auspuffanlagen sind in Tabelle 7 zusammengefaßt: (Bild 62)

Tabelle 7:

Anlagen	D ₁	D ₂	D ₃	L ₃	L ₄	L ₆	L ₇	L ₈
1	41,3	76,2	25,4	508	333	279	152	1193
2	41,3	76,2	19	508	330	279	152	1193
3	41,3	76,2	12,7	508	330	279	152	1193
4	41,3	76,2	19	457	330	279	152	1193
5	41,3	76,2	19	483	330	279	152	1193
6	41,3	76,2	19	533	330	279	152	1193
7	41,3	76,2	19	508	330	279	152	1143
8	41,3	76,2	19	508	330	279	152	1245

Alle Maße in mm.

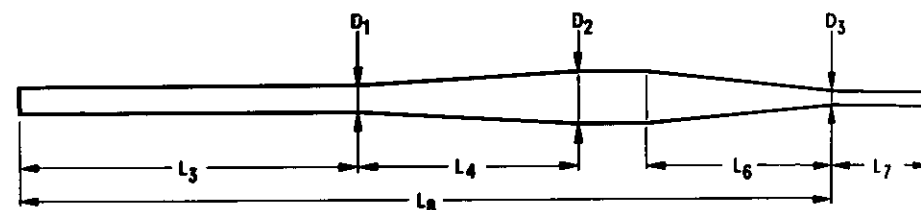


Bild 62: Auspuffanlage der Versuche von Blair/Johnston

Bei diesen Versuchen blieben die Werte D_1 , D_2 , L_4 , L_6 und L_7 konstant, während die Werte D_3 , L_3 und L_8 verändert wurden, wodurch die Resonanzlänge L_r zwischen 978 mm und 1245 mm schwankt. Das beste Ergebnis wurde mit der Anlage 2 mit den Abmessungen $D_1 = 41,3$ mm, $D_2 = 76,2$ mm, $D_3 = 19$ mm, $L_3 = 508$ mm, $L_4 = 330$ mm, $L_7 = 152$ mm und $L_r = 1193$ mm erreicht.

Die kürzeste Anlage 7 verschob die Drehzahl der besten Leistung N_{\max} von $n = 5500 \text{ min}^{-1}$ auf $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ bei einem Leistungszuwachs um 0,7 PS, fiel aber bei $n = 4500 \text{ min}^{-1}$ um 1,4 PS ab.

Die Resonanzlänge L_0 ist jeweils 169 mm kürzer als L_R .

Der Endrohrdurchmesser des Diffusors war also $D_2 = 1,85 D_1$, was einem halben Diffusorwinkel $\alpha_1 = 3^\circ$ entspricht. Geändert wurde der Endrohrdurchmesser $D_3 = 12,7 \text{ mm } \varnothing$, $19 \text{ mm } \varnothing$ und $25,4 \text{ mm } \varnothing$ entsprechend $D_3 = 0,6 D_1$, $0,46 D_1$ und $0,31 D_1$, die Länge des Endrohres $L_3 = 457 \text{ mm}$, 483 mm , 508 mm und 533 mm und schließlich der Abstand vom

Auslaßschlitz bis zum Ende des Gegenkonus $L_8 = 1143 \text{ mm}$, 1193 mm und 1245 mm . Der (halbe) Winkel des Gegenkonus lag bei 6° .

Das beste Ergebnis brachte die Anlage 2, für die der Verlauf von Leistung, Mitteldruck, Füllungsgrad und spezifischem Verbrauch über der Drehzahl in *Bild 63* dargestellt ist. Die kürzeste Anlage 7 lag zwar erwartungsgemäß bei $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ 0,7 PS günstiger als An-

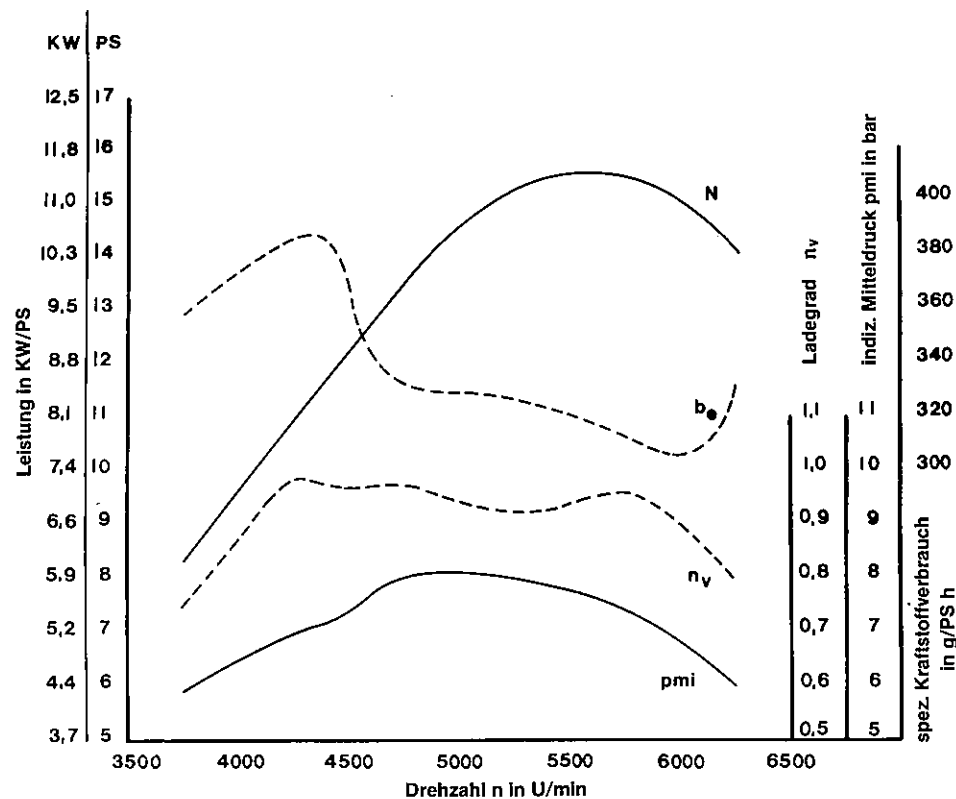


Bild 63: Leistungsverlauf der Anlage 2

Der Motor gibt mit der Anlage 2 seine Höchstleistung $N_{\max} = 15,5$ PS bei $n = 5500 \text{ min}^{-1}$ ab und erreicht einen besten spezifischen Kraftstoffverbrauch $b_0 = 300 \text{ g/PS h}$ bei $n = 6000 \text{ min}^{-1}$. Der Ladegrad η_v liegt zwischen $n = 4200 \text{ min}^{-1}$ und $n = 5900 \text{ min}^{-1}$ zwischen $\eta_v = 0,9$ und $\eta_v = 0,95$. Der beste Mitteldruck wird mit $p_{me} = 8,0$ bar bei $n = 4900 \text{ min}^{-1}$ erreicht.

lage 2, büßte aber dafür bei $n = 4500 \text{ min}^{-1}$ 1,4 PS ein. Bei einer Drehzahl $n = 4250 \text{ min}^{-1}$ erreicht Anlage 2 mit $\eta_v = 0,98$ den höchsten volumetrischen Wirkungsgrad, während Anlage 7 hier unter $\eta_v = 0,90$ liegt.

Einen genaueren Aufschluß über die Füllung bei verschiedenen Drehzahlen gibt das Schaubild 64 mit dem Druckverlauf über dem Kurbelwinkel. Je höher die Drehzahl, um so später erreicht die reflektierte Unterdruckwelle den

Auslaßschlitz. Bei $n = 4330 \text{ min}^{-1}$ wird der höchste Unterdruck schon 10°kw nach UT erreicht, der Druck steigt dann schnell wieder an. Etwa bei dieser Drehzahl wird die beste Füllung erreicht. Bei $n = 6430 \text{ min}^{-1}$ beginnt die Saugwirkung erst nach 20°kw nach UT, dauert aber rd. 50°kw , so daß für die Nachladung durch die Druckwelle bis Auslaßschluß nur rd. 10°kw zur Verfügung stehen. Die um 50 mm kürzere Anlage 7 erreicht mit etwas niedrigeren

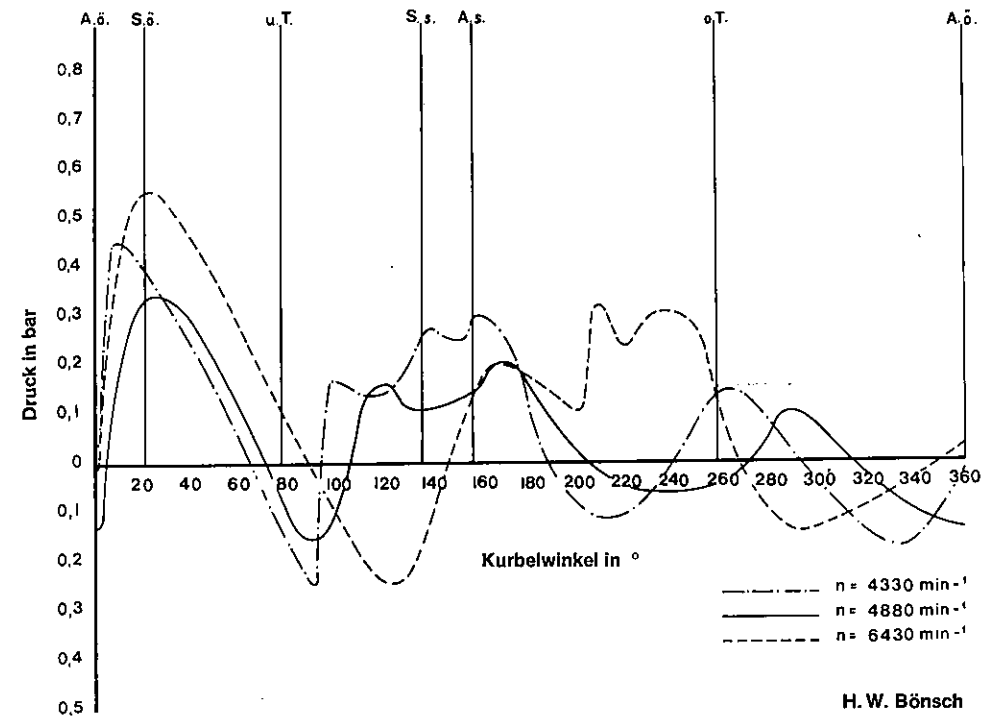


Bild 64: Druckverlauf am Auspuffschlitz bei verschiedenen Drehzahlen

Bei $n = 4330 \text{ min}^{-1}$ wird der höchste Unterdruck schon 10°kw nach u. T. erreicht. Der Druck steigt dann so schnell an, daß bei Spülschluß S. s. schon ein Überdruck von 0,3 bar vorhanden ist und für eine kräftige Nachladung sorgt.

Bei $n = 6430 \text{ min}^{-1}$ unterschreitet der Druck erst 10°kw nach u. T. die Null-Linie und die Druckwelle kommt erst 10°kw vor Auslaßschluß A. s. am Schlitz an, also viel zu spät für die Nachladung.

Druckwerten bei $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ etwa den gleichen Druckverlauf wie Anlage 2 bei $n = 4330 \text{ min}^{-1}$ und fast den gleichen Mitteldruck, ein deutlicher Hinweis, wie empfindlich auch ein Serienmotor auf die Abstimmung der Auspuffrohrlänge reagiert.

Da die Aufladung des Zylinders durch die reflektierte Druckwelle nur in der kurzen Zeitspanne zwischen dem Spülschluß S.s. und dem Auslaßschluß A.s. erfolgen kann, und das Einströmen in

den Zylinder ja einige Zeit erfordert, erscheint es optimal, wenn die Druckwelle 40°kw — 50°kw vor dem Auslaßschluß am Schlitz eintrifft.

Von erheblicher Bedeutung ist der Durchmesser D_3 des Endrohres. Der bei den Versuchen verwendete Endrohrdurchmesser der Anlage 3 mit $D_3 = 0,31 D_1$ führte zu einer erheblichen Verzögerung der Druckminderung nach A.ö.:

Der Unterdruck setzte erst 8°kw nach

einsetzen zu lassen und damit eine lange Dauer der Unterdruckwelle sicherzustellen. Aus baulichen Gründen — das Eingangsrohr bildet im Motorradbau ja fast immer einen Bogen — ist seine Länge nach unten begrenzt. Für eine maximale Leistung ist anzustreben, daß die Länge L_3 nicht größer als 6—8mal so groß wie der Eingangsdurchmesser D_1 ist.

$$L_3 = 6-8 D_1 \quad (20)$$

Diffusor

Der Kegelwinkel des Diffusors liegt erfahrungsgemäß zwischen 4° und 10° , doch sind Kegelwinkel unter 6° bei ausreichendem Volumen in der Länge meist schlecht unterzubringen. Kegelwinkel über 10° haben durch Randwirbelbildung einen schlechten Wirkungsgrad. Kleine Diffusorwinkel haben ein breites Drehzahlband, große Winkel ein ausgeprägtes, aber schmales Band.

$$\alpha_1 = 4^\circ-10^\circ \quad (21)$$

Ein kleiner Diffusorwinkel gibt natürlich eine große Baulänge, um auf den gewünschten Enddurchmesser und das notwendige Kammervolumen zu kommen. Es ist aber nicht ratsam, den Diffusor bis zum Beginn des Gegenkonus zu führen, weil dann die Unterdruckwelle über die reflektierte Druckwelle hinausreicht, ihren Druck abbaut und damit die Aufladung vermindert. Zwischen Diffusorende und Gegenkonus wird daher meist ein zylindrisches Zwischenstück eingebaut. Bei den begrenzten räumlichen Abmessungen wird schon das Eingangsrohr oft als flacher Kegel ausgebildet und besonders bei Rennmotoren der Diffusor in mehrere Einzelkegel mit stetig wachsendem Kegelwinkel unterteilt, um die

Ablösung der Strömung durch allmählichen Übergang zu vermindern. Das zeigt besonders deutlich die Entwicklung der Auspuffanlagen an den Yamaha-Rennmaschinen.

Der Durchmesser D_2 am Diffusorende soll 2,0—2,5 mal so groß sein wie der Durchmesser D_1 des Eingangsrohres.

$$D_2 = 2,0-2,5 D_1 \quad (22)$$

Gegenkonus

Der Gegenkonus soll etwa den doppelten Kegelwinkel haben wie der Diffusor. Ein steiler Gegenkonus läßt die Leistungskurve nach dem Maximum schnell abfallen, ein flacher Gegenkonus gibt einen weicheren Leistungsverlauf bei einem leichten Verlust an maximaler Leistung.

Expansionskammern sollen möglichst mit kreisrundem Querschnitt gebaut werden, da jede Abweichung einen Ansatz zur Reflexion und Randwirbelbildung bedeutet.

Endrohr

Der Durchmesser des Endrohres D_3 darf nicht zu klein gehalten werden, um die Entspannung der Gase bei Beginn der Auslaßströmung nicht zu behindern und Überhitzungserscheinungen zu vermeiden.

Als guter Erfahrungswert kann gelten, daß D_3 zwischen 0,5—0,6 D_1 liegen sollte.

$$D_3 = 0,5-0,6 D_1 \quad (23)$$

Die Länge des Endrohres L_7 ist bei reinen Hochleistungsmotoren nur insofern von Bedeutung, als bei zu kurzem Rohr die reflektierte Unterdruckwelle die aufladende Druckwelle am Ladungsende einholen und geringfügig abbauen kann. Erfahrungsgemäß soll

L_7 mindestens 8mal so groß sein wie der Endrohrdurchmesser.

$$L_7 = 8-10 \text{ mal } L_3 \quad (24)$$

Die Entwicklung der Auspuffanlage und der Steuerzeiten bei reinen Rennmaschinen zeigen die production racer von Yamaha.

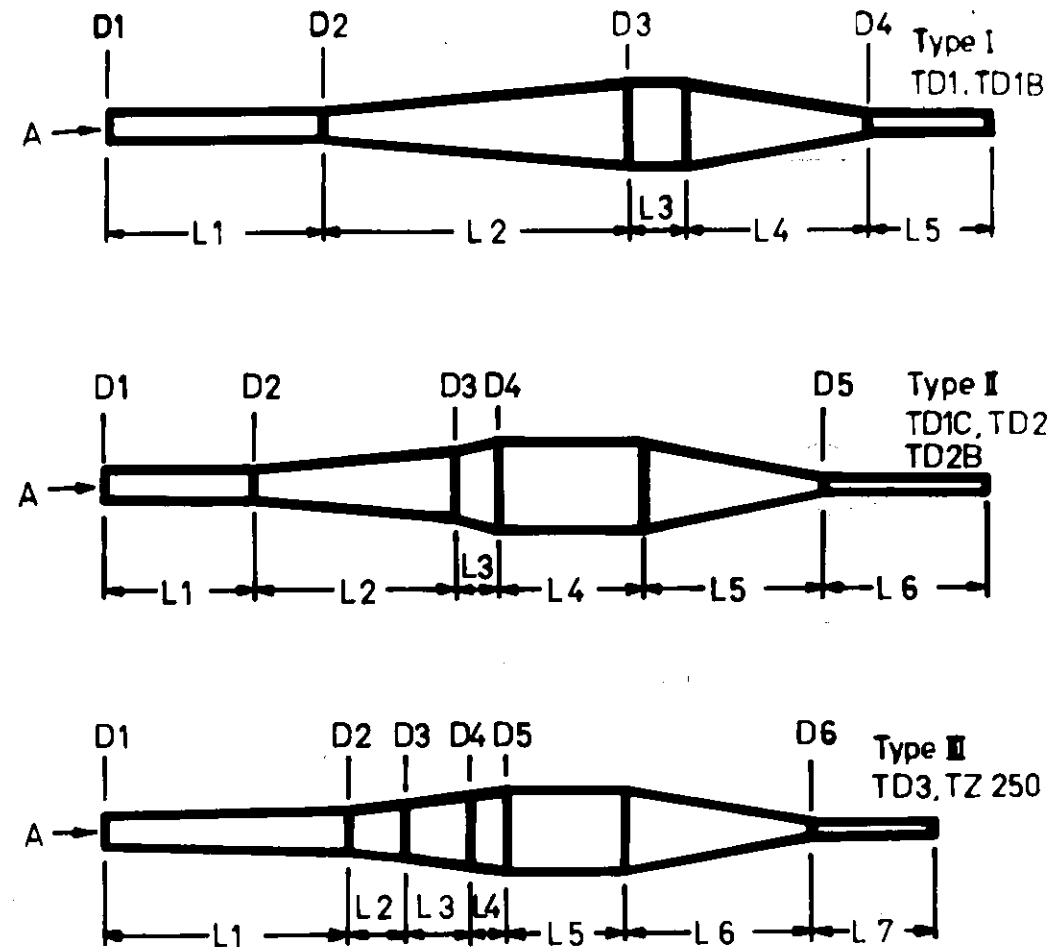


Bild 66: Entwicklung der Auspuffanlagen der 250-ccm-Yamaha Production Racer von 1963—1974

Mit zunehmender Leistung wird die Länge des zylindrischen Eingangsrohres immer kürzer, um schließlich zu Gunsten eines sehr schlanken Eingangs-Diffusors mit einem Kegelwinkel von 3° ganz wegzufallen, damit die Unterdruckphase möglichst lang wird. Der Diffusor wird mehr und mehr in Kegelstümpfe mit ständig wachsendem Kegelwinkel unterteilt, um bei gegebener Resonanzlänge das Ablösen der Strömung von der Wandung durch allmählichen Übergang zu vermindern. Der lange Diffusor sorgt für eine lange Unterdruckdauer, der wieder länger werdende Gegenkonus für ein breites Drehzahlband. Mit dem Endrohrdurchmesser D_3 tastet man sich an 0,5 D_1 heran.

Die einzelnen Daten der Leistung, der Steuerzeiten und der Auspuffanlagen sind in den Tabellen zu Schaubild 66 dargestellt, während Bild 67 die Entwicklung der Schlitzabmessungen zeigt.

Tabelle 8:

Zwischen 1964 und 1974 stiegen die

Leistung	von 28	auf 54	PS
Drehzahl	9500	11000	U/min
Einlaßzeit	140	202	°kw
Überströmzeit	138	138	°kw
Auslaßzeit	190	202	°kw
Vorauslaßzeit	27	34	°kw
Auslaßbreite	34	37	mm
Einlaßbreite	34	37	mm
Einlaßbreite	63,5	68,5	% B

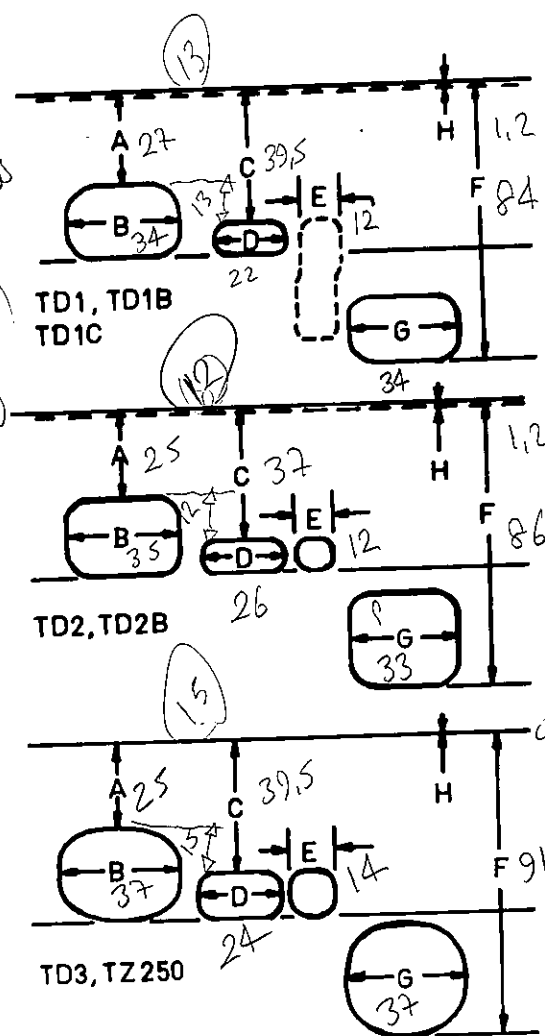


Bild 67: Entwicklung der Schlitzabmessungen der 250-ccm-Yamaha Production Racer von 1963-1974

Während die Höhe der Spülschlitze in 10jähriger Entwicklungszeit unverändert blieb und lediglich die Breite durch die hinzugefügten Stützkanäle beträchtlich wuchs, nahm die Einlaßzeit um 45% von 140°kw auf 202°kw und die Auslaßzeit um 7% von 190°kw auf 202°kw zu. Der Vorauspuff verlängerte sich um 26% von 27°kw auf 34°kw. Bei einer spezifischen Breite von fast 70% der Bohrung ging die Schlitzform für Einlaß und Auslaß mehr und mehr vom Rechteck ins Oval über, um das Einfädeln der Kolbenringe zu verhindern.

250 cm³ yamaha üretiminde perçere slotlarındaki gelişim

Tabelle 9:

YAMAHA production racers: Leistung und Steuerzeiten

Typ	Jahr	N	aps	n	drehp	B	H	Aß
TD1A	63-64	28	9500	56	50	95		
TD1B	65-66	32	10000	56	50	101		
TD1C	67-68	40	11000	56	50	101		
TD2	69-70	47	11000	56	50	101		
TD2B	71	49	11500	54	54	101		
TD3	72-73	52	10800	54	54	101		
TZ250	74	54	11000	54	54	101		

Es bedeuten:

N = Leistung in PS
n = Drehzahl in min⁻¹
B = Bohrung in mm
H = Hub in mm
Aß = Auspuff öffnet in ° vor u.T.

Sß = Spülschlitze öffnet in ° vor u.T.
VA = Vorauslaß in °
Eß = Einlaß öffnet in ° vor o.T.
Vß = Vergaser-Durchmesser in mm
Ab TD2 haben die Vergaser Zentralschwimmer.

Tabelle 10:

YAMAHA production racers: Abmessungen der Expansionskammer

Typ	Jahr	A	D ₁	D ₂	D ₃	D ₄	D ₅	D ₆
TD1A	63-64	75	37	37	76	32	—	—
TD1B	65-66	85	37	37	97	23	—	—
TD1C	67-68	85	38	38	80	97	22	—
TD2	69-70	85	39	54	80	97	20	—
TD2B	71	85	39	54	80	97	20	—
TD3	72-73	80	40	54	65	81	92	20
TZ250	74	80	40	54	65	81	92	20

Typ	Jahr	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	L ₆	L ₇
TD1A	63-64	250	290	50	200	200	—	—
TD1B	65-66	250	350	135	210	185	—	—
TD1C	67-68	175	230	50	165	210	190	—
TD2	69-70	266	190	45	160	175	175	—
TD2B	71	236	190	45	160	175	175	—
TD3	72-73	285	65	75	40	150	215	148
TZ250	74	285	65	75	40	150	215	148

Typ	Jahr	L ₁	L ₂	L ₃	L ₄	L ₅	L ₆	L ₇
TD1A	63-64	250	290	50	200	200	—	—
TD1B	65-66	250	350	135	210	185	—	—
TD1C	67-68	175	230	50	165	210	190	—
TD2	69-70	266	190	45	160	175	175	—
TD2B	71	236	190	45	160	175	175	—
TD3	72-73	285	65	75	40	150	215	148
TZ250	74	285	65	75	40	150	215	148

Tabelle 11:

YAMAHA production racers: Entwicklung der Schlitzabmessungen

Während die Spülschlitze sich nur wenig veränderten, nahm die Höhe der Einlaß- und Auslaßschlitze ständig zu.

Bei einer Breite von rund 70% des Zylinder-Durchmessers ging die Schlitzform bei Einlaß und Auslaß immer mehr vom Rechteck ins Oval über.

Abmessungen in mm:

Typ	A	B	C	D	E	F	G	H
TD1A	27	34	39,5	22	—	84	34	1,2
TD1B	27	34	39,5	22	—	84	34	1,2
TD1C	27	34	39,5	22	12	87,5	34	1,2
TD2	25	35	38	26	12	86	33	1,2
TD2B	25	37	38	26	12	86/87	33	1,2
TD3	25	37	39,5	24	14	91,5	37	0,0
TZ250	25	37	39,5	26	14	91,5	37	0,0

VERÄNDERLICHE STEUERZEITEN

Es ist immer wieder versucht worden, durch im Betrieb veränderliche Steuerzeiten den Ladungswechsel der jeweiligen Drehzahl besser anzupassen. Am nächsten lag der Gedanke, den Einlaßdrehschieber mit steigender Drehzahl auf »spät« zu stellen und damit die Resonanzdrehzahl nach oben zu verschieben. Es zeigte sich aber, daß damit für den optimalen Gesamtöffnungswinkel die Einlaßöffnung zu spät erfolgt und der Einlaßschluß für optimale Füllung nur in sehr engen Grenzen verschoben werden darf. Die Verlängerung der Gesamtöffnungszeit durch zwei gegeneinander verschiebbare Schieber erwies sich bisher als zu aufwendig und mechanisch nur schwer beherrschbar. Aussichtsreich erscheint eine Veränderung im zeitlichen Ablauf des Auspuffvorganges. In den 50er Jahren baute der Verfasser in die zylindrische erste Expansionskammer eine

Blende ein, die axial verschoben werden konnte. Die Reflexionslänge und damit die Veränderung der Resonanzdrehzahl konnte in vorzüglicher Übereinstimmung mit den errechneten Sollwerten um etwa 25 % verändert werden, aber die Steuerkräfte waren bei der unvermeidlichen Rückstandsblende und dem starken Wärmeverzug recht hoch.

König verschob bei seinen unter etwas einfacheren Betriebsbedingungen arbeitenden Bootsmotoren 10 Jahre später die Resonanzlage durch Teleskoprohre vor den Diffusoren, die die Gesamtlänge jeder Leitung vor dem Topf von 28 auf 35 cm verändern konnten. Mit der langen »Startleitung« sank die Leistung des mit Alkohol laufenden Motors von 82 PS bei 9000 min⁻¹ auf 67 PS bei 7500 min⁻¹, aber während sich bei der kurzen Leitung bei 7000 min⁻¹ nur 52 PS meldeten, waren bei der gleichen Drehzahl mit der langen Einstellung 65 PS zur Stelle.

Yamaha wollte bei seinen neuesten

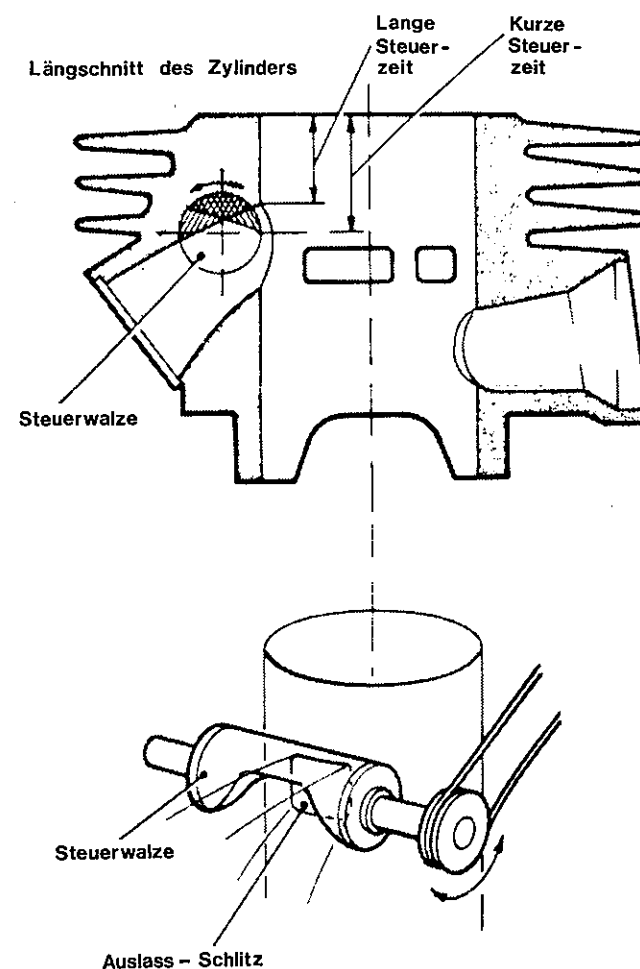


Bild 68: Power-Valve-System von Yamaha (YPVS)

Um die Steuerzeiten im Übergang aus dem mittleren Drehzahlbereich besser abzustimmen und hohe Frischgasverluste bei gleichzeitiger Verbesserung der Beschleunigung abzubauen, ordnet Yamaha im Auslaßkanal eine querliegende Steuerwalze an. Durch Drehen der Steuerwalze in Abhängigkeit von Gasschieberstellung und Drehzahl wird der Auslaßsteuerwinkel verkleinert, während gleichzeitig das effektive Verdichtungsverhältnis und damit der Nutzhub wachsen.

In den neueren Motoren wurde die Steuerwalze durch einen Flachschieber abgelöst.

Rennmaschinen neben einer besseren Beschleunigung vor allem den durch den großen Vorausschlag von 30 °kw unvermeidlichen extrem hohen spezifischen Verbrauch senken. Das Power-Valve-System von Yamaha (YPVS) ist eine zylindrische Steuerwalze, die horizontal unmittelbar hinter dem Auslassschlitz angeordnet ist. Eine über die Zylinderachse hinausgehende Einkehlung gibt den Steuerquerschnitt in »auf«-Stellung völlig frei.

(Bild 68)

Beim Drehen der Steuerwalze wird der Auslaßkanal im Zylinder von der oberen Steuerkante ausgehend, stetig abgedrosselt: der Öffnungswinkel für den Auslaßkanal verkleinert, die Öffnungszeit verkürzt sich. Die Drehzahl der besten Füllung sinkt etwa linear mit der Verkleinerung des Öffnungswinkels, während gleichzeitig das effektive Verdichtungsverhältnis und der nutzbare Hub wachsen. Das kommt dem Mitteldruck und damit dem Drehmoment, aber auch dem Verbrauch zugute.

Als grober Richtwert: Gibt der Yamaha-Motor mit freiem Auslaß seine Höchstleistung von etwa 120 PS bei 11000 min⁻¹ und sein bestes Drehmoment bei etwa 10000 min⁻¹ ab, so wird die Kürzung der Auslaßsteuerzeit von 200 °kw auf 160 °kw die Drehzahl der höchsten Leistung auf knapp 9000 min⁻¹ und die des höchsten Drehmomentes auf etwa 8000 min⁻¹ herunterdrücken. Das nutzbare Verdichtungsverhältnis und der nutzbare Hub nehmen aber über 30% zu. Das Power Valve wird

durch einen von der Gasschieberstellung und der Drehzahl abhängigen Steuermechanismus automatisch auf die optimale Öffnungszeit eingestellt. Die mit dem YPVS ausgerüsteten 500-ccm-Grand-Prix-Motoren überzeugten im Rennen durch die überlegene Beschleunigung im Kurvenauslauf. Ob der kühne Versuch, sich an ein konstruktives Tabu heranzuwagen, trotz der notwendigen Kurzintervall-Wartung einmal auf die narrensichere Serienmaschine übertragen werden kann, ist

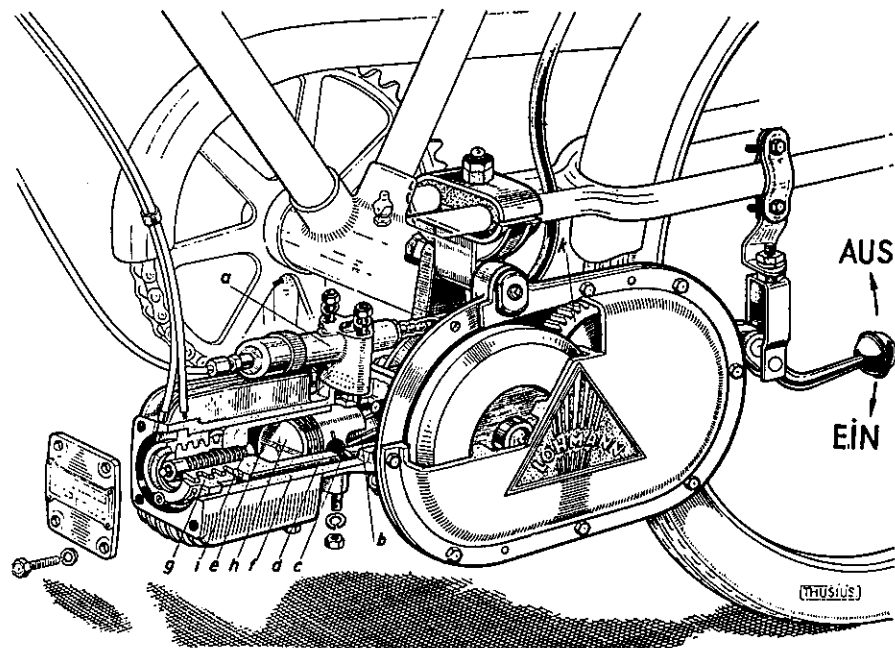


Bild 69: Lohmann-Selbstzündungs-Motor mit veränderlichem Verdichtungsverhältnis

Durch axiales Verschieben der Laufbuchse d im Zylindergehäuse f wird der Verdichtungsraum zwischen dem Laufbuchsenboden und dem Kolben h verändert. Gleichzeitig werden beim Verschieben der Buchse durch die in die Laufbuchse eingefrästen Schlitze die Steuerzeiten für Spülung und Auslaß der Drehzahl angepaßt und durch die bogenförmigen Spülschlitze auch die Richtung der Spülströme verändert.

Es bedeuten:

- a — Vergaser
- b — Pleuelstange
- c — Spülkanäle
- d — Laufbuchse

- e — Verbrennungsraum
- f — Zylindergehäuse
- g — Trapezgewinde
- h — Kolben

noch nicht abzusehen. Vor allem die merkliche Verbrauchsenkung wäre ein nicht zu unterschätzender Gewinn. Eine Veränderung von Spül- und Auslaßzeit ergab sich gleichsam als Nebenerfolg bei dem kurz nach dem Krieg entwickelten Fahrrad-Hilfsmotor von Lohmann. Der in vieler Hinsicht revolutionäre Motor arbeitete als Selbstzündungsmotor und mußte für den Kaltstart eine sehr hohe Verdichtung haben, um die für die Aufbereitung des Petroleums und die sichere Selbstzündung erforderliche Gemischtemperatur zu erreichen. Mit zunehmender Betriebstemperatur muß die Verdichtung dann je nach Außentemperatur, Kraftstoff, Drehzahl und Belastung verringert werden.

Die laufende Veränderung des Verdichtungsverhältnisses erfolgt durch axiales Verschieben der Laufbuchse (d) im Zylindergehäuse (f) über ein vom linken Drehgriff betätigtes Trapezgewinde, durch das der Verdichtungsraum zwischen dem Laufbuchsenboden und dem Kolben (h) verändert wird. Das Verdichtungsverhältnis war in den Grenzen $\varepsilon = 12,5$ bis $\varepsilon = 125$ veränderlich. (Bild 69)

In der Laufbuchse sind der Auslaßschlitz und die bogenförmigen Spülschlitze eingefräst, so daß sich beim Verschieben der Buchse nicht nur die Steuerzeiten, sondern auch die Richtung der Spülströme ändern. Und zwar im durchaus positiven Sinn, denn beim Starten waren die Steuerzeiten kurz, das effektive Verdichtungsverhältnis war hoch, während der Motor bei höheren Drehzahlen immer freier atmen konnte. Mit einer Bohrung $d = 28$ mm einem Hub $s = 30$ mm und einem Hubvolumen $V_h = 18$ ccm leistete der kleine Motor 0,75 PS bei $n = 6000$ min⁻¹ und kam mit 0,8 l Gemisch auf 100 km aus.

Die interessante Konstruktion fiel leider dem Wirtschaftswunder zum Opfer — Fahrrad-Hilfsmotoren waren nicht mehr gefragt. Der Versuch, das Prinzip auf größere Zylindereinheiten zu übertragen, scheiterte am harten Lauf und wohl auch an Verzugsproblemen.

GRUNDBEGRIFFE DER SCHLITZSTEUERUNG

Der Maßstab für den Strömungsdurchgang durch einen Schlitz ist der Zeitquerschnitt F_z . Er bedeutet das Produkt aus dem jeweilig freien Schlitzquerschnitt f , multipliziert mit der zur Verfügung stehenden Zeit t , gemessen in cm²s. Er ist natürlich abhängig von der Drehzahl und kann nach der folgenden Formel errechnet werden.

$$F_{za} = \frac{30 b_u \cdot D \cdot s}{n} \cdot \left[\left(2 \cdot \frac{h_a}{s} - 1 + \frac{\lambda}{4} \right) a_a + \sin a_a - \frac{\lambda}{8} \sin 2a_a \right] \quad (25)$$

Hierin bedeuten:

b_u = die auf den Zylinderumfang bezogene Schlitzbreite b .

$$b_u = \frac{b}{\pi \cdot D}$$

D = Bohrung in cm

s = Hub in cm

a_a = halber Auslaß-Steuerwinkel im Bogenmaß

$$\arccos a = \frac{\pi \cdot a^\circ}{180}$$

h_a = Auslaßschlitzhöhe in cm

λ = Pleuelstangenverhältnis

$r:l = s:2 \cdot l$

n = Drehzahl in 1/min

Für den Zeitquerschnitt F_{zs} des Spülschlitzes gilt entsprechend

$$F_{zs} = \frac{30 b_u \cdot D \cdot s}{n}$$

$$\left[\left(2 \cdot \frac{h_s}{s} - 1 + \frac{\lambda}{4} \right) \alpha_s + \sin \alpha_s - \frac{\lambda}{8} \sin 2\alpha_s \right] \quad (26)$$

Hierin bedeuten sinngemäß:

α_s = halber Spül-Steuerwinkel
 h_s = Spülschlitzhöhe in cm

Da die Spülschlitze nicht senkrecht in die Zylinderwand einmünden, sondern vertikal und horizontal unter einem beträchtlichen Winkel, müssen die Maße

b_u und h_s auf den Querschnitt senkrecht zur Strömungsrichtung reduziert werden.

Es wird

$$b_u' = b_u \cdot \sin \beta$$

$$h_s' = h_s \cdot \sin \gamma$$

Der Zeitquerschnitt F_{ze} des Einlaßschlitzes muß für die Kolbenstellung um den OT berechnet werden und wird

$$F_{ze} = \frac{30 b_u' \cdot D \cdot s}{n}$$

$$\left[\left(2 \cdot \frac{h_e}{s} - 1 - \frac{\lambda}{4} \right) \alpha_e + \sin \alpha_e + \frac{\lambda}{8} \sin 2\alpha_e \right] \quad (27)$$

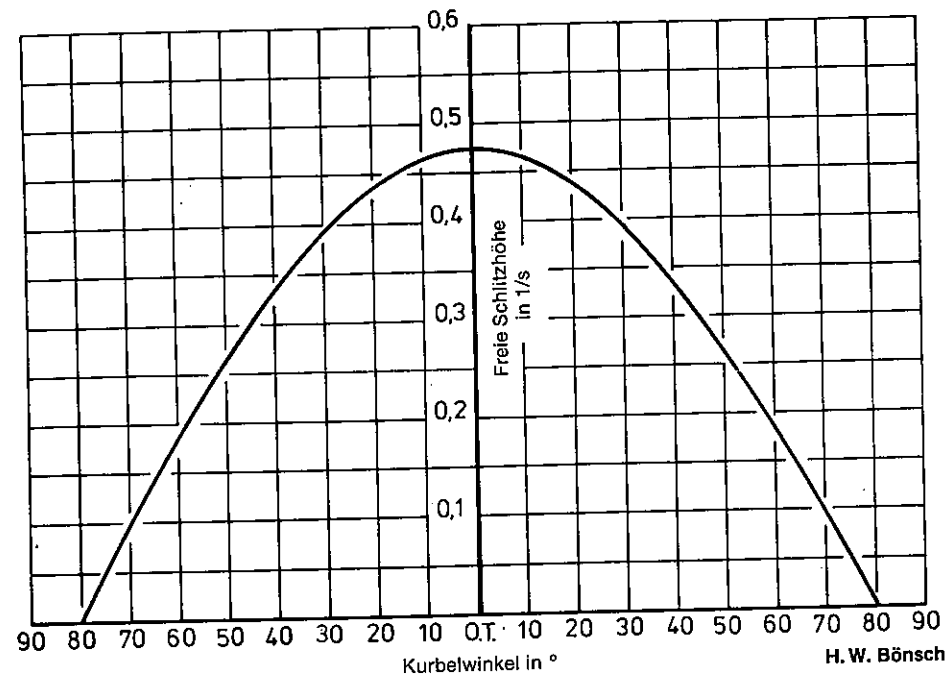


Bild 70: Zeichnerische Ermittlung des Winkelquerschnitts F_w für den Einlaß

Trägt man den Kolbenhub über dem Kurbelwinkel auf, so stellt die von der Kurve umschlossene Fläche den Winkelquerschnitt dar. In dem Schaubild ist der relative Kolbenweg auf den Hub $s = 1$ bezogen. Zur Ermittlung des tatsächlichen Winkelquerschnitts F_w muß die Fläche mit dem Kolbenhub s und der Schlitzbreite b multipliziert werden. Das gilt nur für rechteckige Schlitze. Bei ungleichmäßiger Schlitzform muß die für die jeweilige Kolbenstellung gehörige Schlitzbreite berücksichtigt werden.

Die Formel gilt nur, wenn die Kolbenunterkante im OT mit der Oberkante des Einlaßschlitzes abschließt und natürlich auch hier die Höhe h_e auf den Einströmquerschnitt reduziert wird. Für die Bündelung der Einlaßströmung und aus räumlichen Gründen überläuft der Kolben die Schlitzoberkante meist um 0,10—0,15 h_e . Die rechnerische Ermittlung dieser Anordnung ist recht umständlich.

Sehr viel einfacher als der Zeitquerschnitt ist der von der Drehzahl unabhängige Winkelquerschnitt F_w zeichnerisch zu ermitteln. Der Winkelquer-

schnitt ist das Produkt aus dem jeweilig freien Schlitzquerschnitt f , multipliziert mit dem zugehörigen Kurbelwinkel und wird in $^\circ \text{ cm}^2$ gemessen.

Trägt man den Kurbelwinkel auf der Horizontalen und den zugehörigen Kolbenhub auf der Senkrechten auf, dann ergibt die eingeschlossene Fläche, multipliziert mit der Schlitzbreite den Winkelquerschnitt F_w . Aus dem Winkelquerschnitt F_w errechnet sich dann der Zeitquerschnitt F_z nach der Formel

$$F_z = \frac{F_w}{6n} \quad (28) \quad (\text{Bild 70})$$

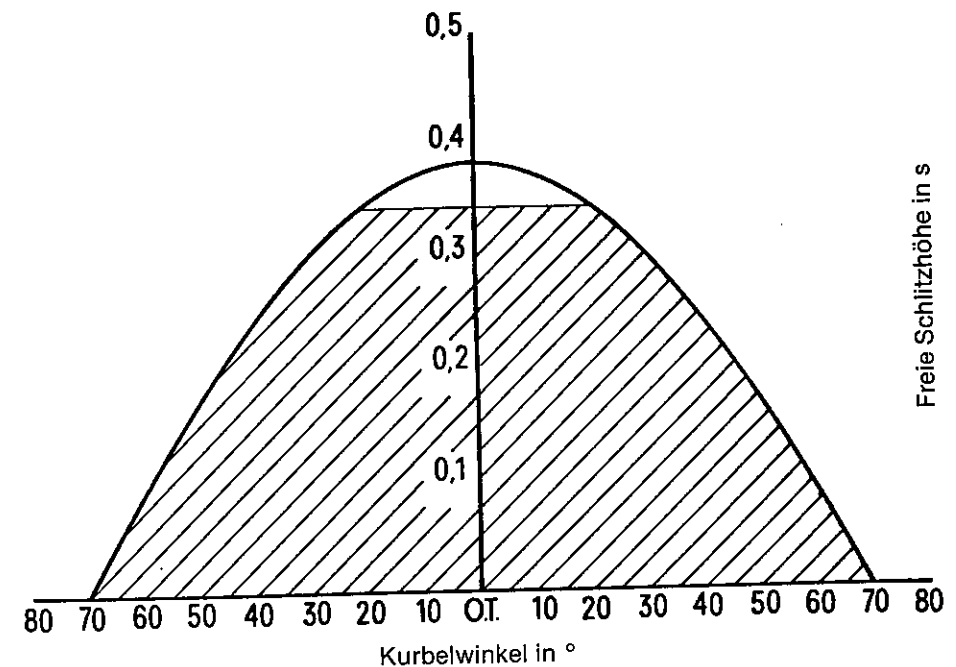


Bild 71: Winkelquerschnitt bei Überlaufen des Schlitzes

Beim Überlaufen der Schlitzoberkante durch den Kolben muß die Fläche zwischen Schlitzoberkante und Kolbenhemd im oberen Totpunkt abgezogen werden. In dem Schaubild ist ein Überlaufen um 15% eingetragen. Es zeigt sich, daß selbst bei diesem großen Überlauf der Verlust an Winkelquerschnitt nur 3% beträgt. Der für 44°kw unveränderte freie Schlitzquerschnitt trägt aber erheblich zur besseren Bündelung der Einlaßsteuerung bei und gleicht den Verlust an Schlitzquerschnitt mehr als aus.

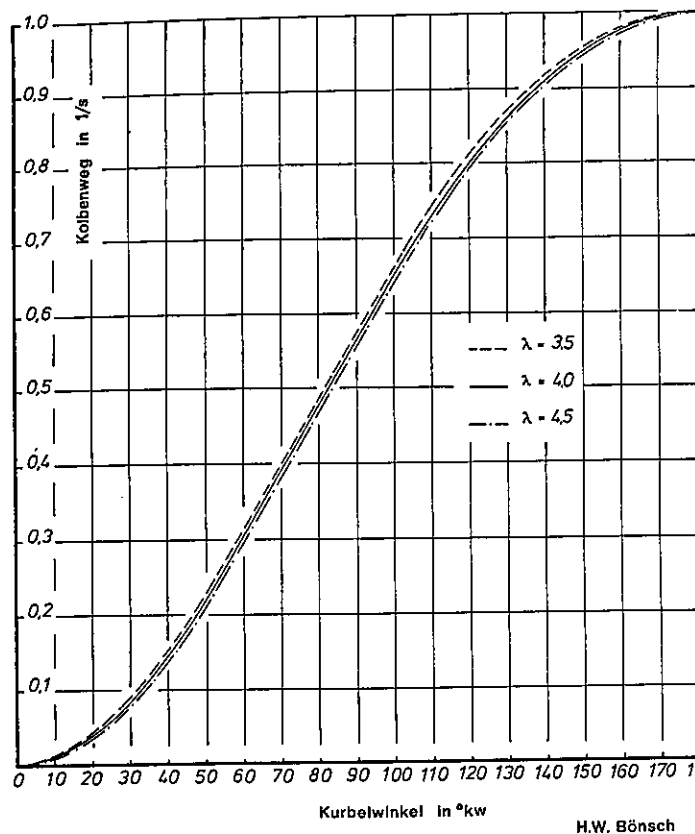


Bild 72: Kurbelwinkel und Kolbenweg
Der zum Kurbelwinkel gehörige Kolbenweg ist in dem Schaubild für das Pleuelstangen-Verhältnis $\lambda = 3,5$, $\lambda = 4,0$, $\lambda = 4,5$ auf den Kolbenweg 1 bezogen. Um den realen Kolbenweg zu ermitteln, muß der Wert im Schaubild mit dem Hub multipliziert werden.

H.W. Bönsch

Die zeichnerische Ermittlung läßt sich auch bei Schlitzformen mit veränderlichem Querschnitt (Dreieck, Ellipse, Kreis, Trapez) anwenden und hat dabei den Vorteil, die Auswirkung der Schlitzform oder der Schlitzlage (Vorauspuß, Überfahren der Schlitzkante usw.) klar erkennen zu lassen. (Bild 71)

Der zum Kurbelwinkel gehörige Kolbenhub ist für $s = 1$ und für das Pleuelstangenverhältnis $\lambda = 3,5$, $\lambda = 4,0$ und $\lambda = 4,5$ aus dem Schaubild 72 zu entnehmen.

Die für heutige Hochleistungsmotoren üblichen Bereiche der Winkel- und

Zeitquerschnitte sind für Einlaß, Spülung und Auslaß, bezogen auf ein Hubvolumen $V_h = 1000$ ccm, in Schaubild 73 über der Drehzahl aufgetragen. Der Zeitquerschnitt F_z beträgt

für den kolbengesteuerten Einlaß F_{zek}
 $= 0,14 - 0,16 \text{ cm}^2\text{s/L}$
 für den Drehschiebereinlaß F_{zed}
 $= 0,18 - 0,19 \text{ cm}^2\text{s/L}$
 für die Spülung F_{zs}
 $= 0,08 - 0,10 \text{ cm}^2\text{s/L}$
 für den Auslaß F_{za}
 $= 0,14 - 0,15 \text{ cm}^2\text{s/L}$

Die für die zugehörige Drehzahl erforderlichen Winkelquerschnitte F_w können mühelos aus dem Schaubild 73 entnommen werden.

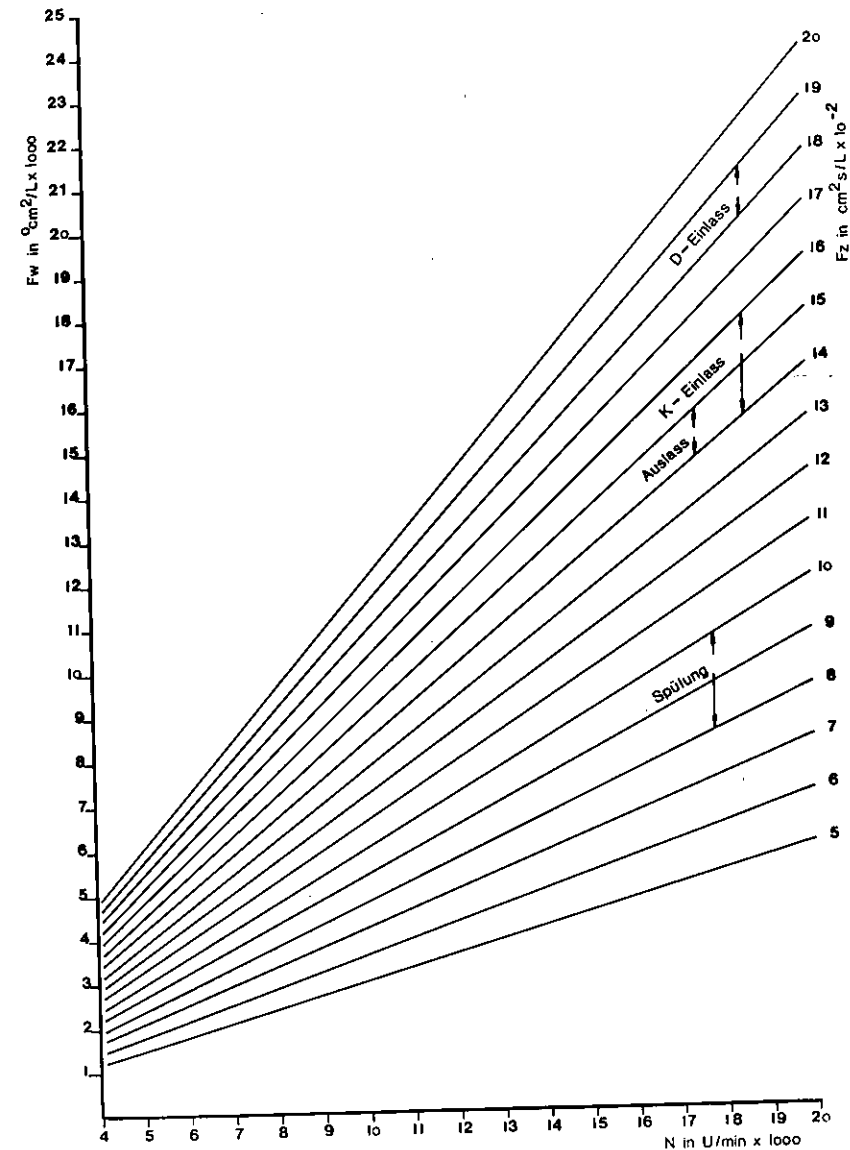


Bild 73: Winkelquerschnitt und Zeitquerschnitt

Der Winkelquerschnitt F_w und der Zeitquerschnitt F_z ist in dem Schaubild auf ein Hubvolumen von 1000 ccm bezogen. Der Zeitquerschnitt F_z ist abhängig von der Drehzahl. Die für heutige Hochleistungsmotoren erforderlichen spezifischen Zeitquerschnitte können direkt aus dem Schaubild entnommen werden. Die echten Zeitquerschnitte ergeben sich durch Multiplikation der Werte mit dem Hubvolumen in L. Besonders bemerkenswert ist der Unterschied zwischen Drehschieber- und Kolbensteuerung für den Einlaß.

Verdichtungsverhältnis und Steuerzeit *sıkıştırma oranı ve komuta süresi*

Das geometrische Verdichtungsverhältnis

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (29)$$

ist ein rein theoretischer Wert, denn es bezieht sich auf den ganzen Hub. Im UT ist der Arbeitsraum aber ja nicht abgeschlossen: Beim Viertaktmotor ist das Einlaßventil noch weit in den Verdichtungshub hinein geöffnet, beim Zweitakter der Auslaßschlit. Das effektive Verdichtungsverhältnis muß also auf das Hubvolumen nach Schluß des Auslaßschlitzes bezogen werden und nimmt mit wachsender Steuerzeit schnell ab.

Ist s der Hub und h_a die Höhe des Auslaßschlitzes, so wird das effektive Verdichtungsverhältnis

$$\varepsilon_e = \frac{V_h (1 - \frac{h_a}{s}) + V_c}{V_c} \quad (30)$$

Aus dem *Schaubild 74*, das für $\lambda = 4$ berechnet wurde, seien nur zwei Beispiele herausgegriffen:

Ein biederer Tourenmotor mit dem geometrischen Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = 10$ hat bei einer Auslaßsteuerzeit $\alpha_a = 140^\circ$ noch ein effektives Verdichtungsverhältnis $\varepsilon_e = 7,5$. Ein Motocross-Motor mit $\varepsilon = 20$ und $\alpha_a = 190^\circ$ hat ein $\varepsilon_e = 10,9$. Je länger die Steuerzeiten werden, um so mehr nähert sich der Zweitaktmotor der Strömungsmaschine, um so kleiner wird der Nutzhub, um so höher der Verbrauch.

Kurze Steuerzeiten mit niedrigen, breiten Steuerschlitz sind die Voraussetzung für einen niedrigen Verbrauch und ein gutes Drehmoment.

EINSPRITZUNG *PÜSKÜRTME*

Die Zukunft des schnelllaufenden Zweitaktmotors wird in entscheidendem Maße davon abhängen, ob es in absehbarer Zeit gelingt, den spezifischen Kraftstoffverbrauch und die Abgasemissionen den Werten des Viertaktmotors anzugleichen. Unter diesem Gesichtspunkt ist es erstaunlich, daß die sonst so fortschrittliche Motorradindustrie die Einspritzung bisher recht stiefmütterlich behandelt hat. Der entscheidende Einwand gegen die Einspritzung ist noch immer der wesentlich höhere Gestehungspreis der Einspritzanlage gegenüber dem Vergaser und der sicher kompliziertere Aufbau, der nach den vorliegenden Erfahrungen allerdings durchaus nicht zu einer geringeren Betriebssicherheit führen muß. Es ist abwegig anzunehmen, daß man dem bestechend einfachen, leichten und robusten Zweitaktmotor die aufwendige Einspritzanlage nicht zumuten könnte. Mit seiner überlegenen spezifischen Leistung, seiner problemlosen Zuverlässigkeit und seinen geringen baulichen Abmessungen ist der moderne Zweitaktmotor längst aus der Rolle der billigen Ersatzlösung herausgewachsen und rechtfertigt jede konstruktive Maßnahme, die die Wirtschaftlichkeit und die Laufkultur verbessert. Die ständig steigenden Ölpreise und die immer härter werdenden Forderungen der Umweltschützer sollten dazu beitragen, den Weg zum Einspritzmotor zu ebnen.

Die durch eine direkte Benzineinspritzung gegenüber dem Vergaserbetrieb erzielbaren Vorteile sind vielseitig:

- Vermeidung von Spülverlusten
- Ladungsschichtung mit Brennstoffanreicherung an der Zündkerze
- *süpürme kaçağının önlenmesi*

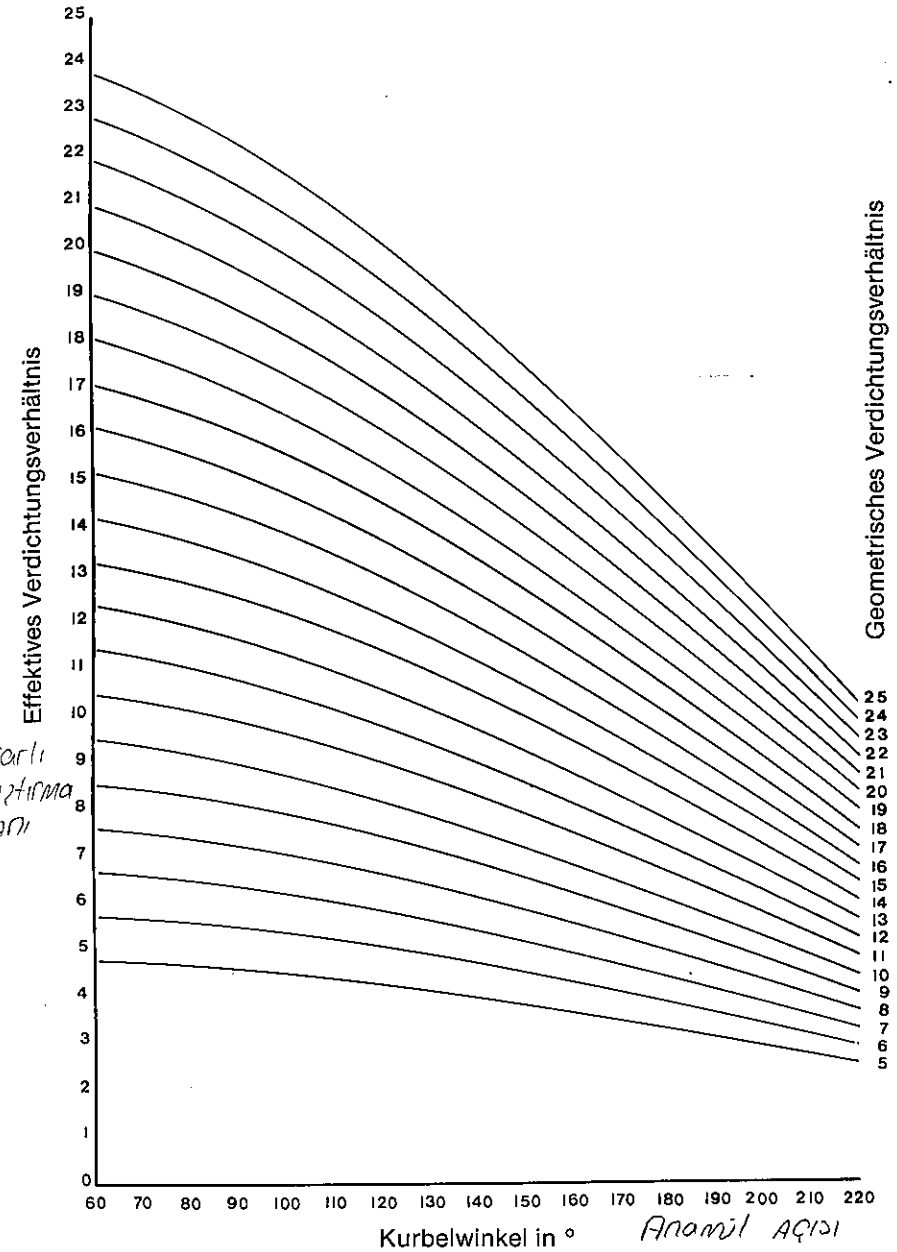


Bild 74: Geometrisches und effektives Verdichtungsverhältnis
Das effektive Verdichtungsverhältnis ist abhängig von der Auslaßsteuerzeit. Es sinkt umso stärker ab, je höher das geometrische Verdichtungsverhältnis ausgelegt ist.

Sayısal ve gerçek sıkıştırma oranları

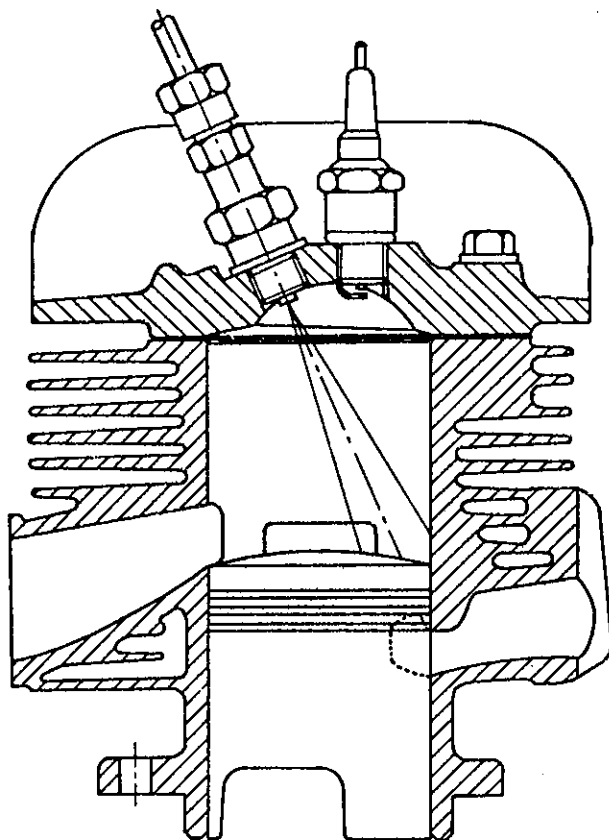


Bild 75: Anordnung der Einspritzdüse im Zylinderkopf
Die günstigste Zerstäubung wird erreicht, wenn die Einspritzdüse im Zylinderkopf so angeordnet ist, daß der Kraftstoffstrahl gegen den aufsteigenden Spülstrom gerichtet ist, um die höchste Relativgeschwindigkeit zwischen Kraftstoffstrahl und Luft sicherzustellen.

- dadurch Betrieb mit höheren Luftüberschußzahlen möglich
 - bessere Brennstoffzuordnung im Teillastbereich
 - bessere Brennstoffdosierung bei Last- und Drehzahlwechsel
 - dadurch schnelleres Ansprechen des Motors durch schnellere Kraftstoffzufuhr beim Beschleunigen
 - schnellerer Drehzahlabfall des Motors beim Gaswegnehmen durch Wegfall der Stuckerzündung
 - Vermeidung von Füllungsverlusten durch vorzeitige Kraftstoffverdampfung
 - höhere Verdichtung durch bessere Innenkühlung
 - bessere Gemischverteilung in Mehrzylindermotoren
 - keine Vereisung und kein Brennstoffausfall im Saugrohr
 - geringere Schadstoffemission von Kohlenmonoxyd und unverbrannten Kohlenwasserstoffen
 - besserer Rundlauf bei Leerlaufdrehzahl
 - geringerer spezifischer Verbrauch
- Die Verwirklichung dieser Vorteile im Betrieb muß mit einer Vielzahl von Einzelproblemen fertig werden:
- die eingespritzte Kraftstoffmenge muß auf die im Zylinder vorhandene Luftmenge genau abgestimmt werden

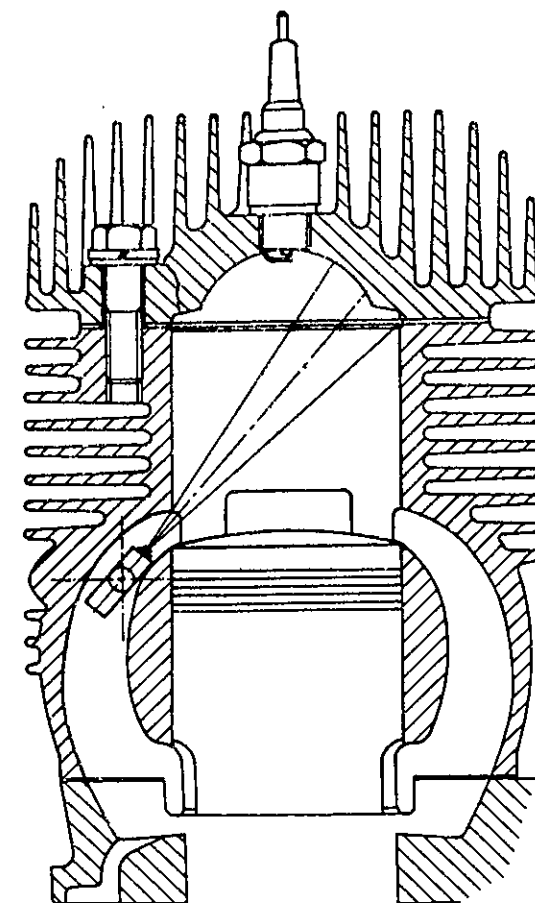


Bild 76: Anordnung der Einspritzdüse im Spülkanal
Bei der Anordnung der Einspritzdüse im Spülkanal verhindert die geringe Relativgeschwindigkeit zwischen Kraftstoffstrahl und Luft eine optimale Zerstäubung. Darüberhinaus ist die Wahl des günstigsten Einspritzzeitpunktes vor allem bei Teillast im niedrigen Drehzahlbereich begrenzt. Ein Vorteil besteht darin, daß die Düse nach Spülschluß S. s. von den hohen Drücken und den hohen Temperaturen des Arbeitszylinders durch den Kolben abgeschirmt wird und eine längere wartungsfreie Betriebsdauer erwarten läßt.

- sie muß verzögerungsfrei der Drehzahl folgen
- die von der Drehzahl abhängigen unvermeidlichen Leckverluste der Pumpe müssen berücksichtigt werden
- die Spritzzeiten werden bei höheren Drehzahlen sehr kurz
- für die Gemischaufbereitung durch Zerstäubung und Verdampfung steht nur eine sehr kurze Zeit zur Verfügung
- für die optimale Verteilung der Brennstoffwolke im Zylinder muß die mit der Drehzahl sich verändernde Bewegung der einströmenden Luft berücksichtigt werden
- die Pumpe und die Leitungen müssen kühl gehalten werden, um auf jeden Fall Dampfblasenbildung zu vermeiden
- der Kraftstoff muß bei den sehr engen Passungen im Mikrobereich gefiltert werden.

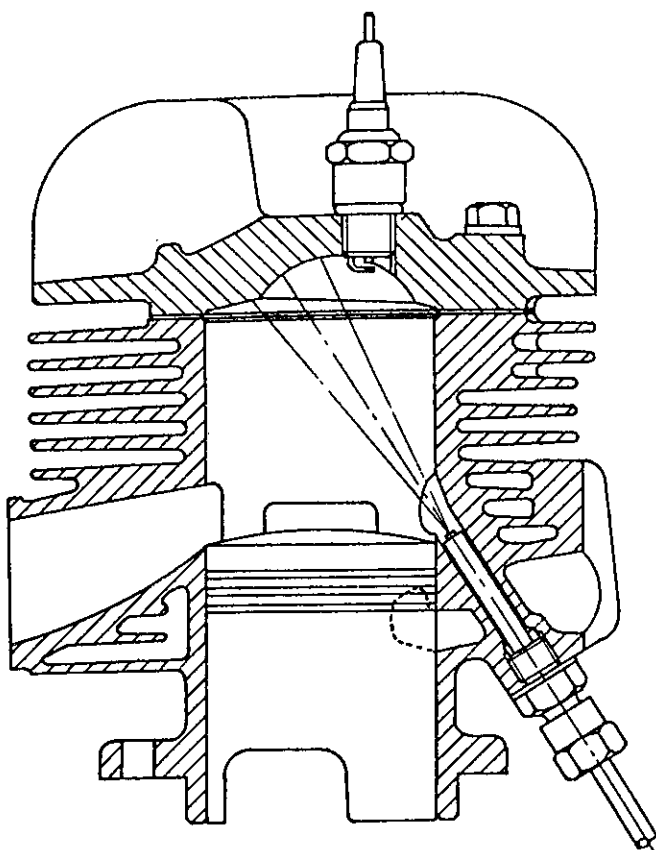


Bild 77: Anordnung der Einspritzdüse in der Zylinderwand

Die Anordnung der Einspritzdüse in der Zylinderwand gestattet eine etwas freiere Zuordnung des Einspritzstrahles zur Richtung der Spülströme, hat aber die gleichen Beschränkungen wie die Düse im Spülkanal. Beide Anordnungen haben den Vorteil, daß sie wesentlich weniger aufgeheizt werden als eine Düse in der Brennraumwand und damit weniger zu Störungen durch Dampfblasenbildung neigen. Oft ist auch die Verlegung der kürzeren Druckleitungen einfacher.

Im einzelnen:

Bei einem 250-ccm-Einzylindermotor schwankt die Einspritzmenge je Hub zwischen etwa 2–4 mm³ im Leerlauf und 12–15 mm³ bei Vollast im Bereich der besten Füllung, je nachdem ob die Einstellung auf höchste Leistung oder geringsten spezifischen Brennstoffverbrauch abgestimmt wird. Welch unglaubliche Präzision hier erforderlich ist, zeigt eine einfache Rechnung: Selbst bei einem Pumpenkolben von 2 mm Ø, der nur durch elastische Polyamidichtungen einwandfrei abdichten ist, beträgt der Hub im Leerlauf nur 0,6–1,2 mm, bei Vollast nur 4–5 mm.

Bei dem kleinsten einwandfrei läppbaren Kolbendurchmesser von 4 mm beträgt der Nutzhub im Leerlauf nur 0,24–0,48 mm, bei Vollast nur 1,4–2 mm.

Der im Vergleich zum Viertakter sehr geringe Unterdruck in der Saugleitung von Zweitaktmotoren macht die Bestimmung des Füllungsgrades aus dem Unterdruck recht ungenau. Hier sind aber in den letzten Jahren recht genaue Methoden für die Luftmengen-Messung durch den Strömungswiderstand einer kleinen Stauscheibe oder durch Messung des elektrischen Widerstandes eines Hitzdrahtes entwickelt wor-

den. Die Einspritzdauer bewegt sich im Bereich von 1–2 ms.

Für die Aufbereitung des Kraftstoffes durch Zerstäubung und Verdampfung steht im Zweitaktmotor nur eine sehr begrenzte Zeit zur Verfügung. Die mechanische Zerstäubung wird um so besser, je höher der Einspritzdruck und je höher die Relativgeschwindigkeit zwischen dem Kraftstoffstrahl und der Luft im Zylinder ist. Es liegt daher nahe, den Einspritzstrahl von der Düse im Zylinderkopf direkt gegen den Spülstrom zu richten. Die Anordnung der Einspritzdüse im Spülkanal oder im unteren Teil der Zylinderwand hat eine schlechtere Zerstäubung zur Folge. (Bild 75, Bild 76, Bild 77)

Der optimale Einspritzzeitpunkt ist für höchste Leistung und günstigsten Verbrauch um so stärker verschoben, je höher die Drehzahl ist. Der günstigste geometrische Einspritzbeginn für maximale Leistung lag bei einem japanischen 350-ccm-Zweizylindermotor bei 2000 min⁻¹ 30 °kw nach UT, bei 5000 min⁻¹ aber 20 °kw vor UT. Der günstigste Verbrauch wurde bei 2000 min⁻¹ mit 50 °kw nach UT, bei 5000 min⁻¹ mit 30 °kw nach UT gemessen. (Bild 78)

Ein früher Einspritzbeginn begünstigt natürlich die Verdampfung und die homogene Verteilung der Kraftstofftröpfchen, erhöht aber auch die Gefahr direkter Kraftstoffverluste. Die Einspritzdauer beträgt etwa eine ms, bei 3000 min⁻¹ also rd 18 °kw. Dabei muß weiter berücksichtigt werden, daß das dynamische Einspritzende je nach Einspritzmenge und Drehzahl 0,5–1 ms nach dem geometrischen Einspritzende liegt. Bei einem späteren Einspritzbeginn kommt das Einspritzende schon so dicht an den Zündzeitpunkt, daß eine ausreichende Kraftstoffaufbereitung und -verteilung immer fraglicher wird.

Die optimale Abstimmung zwischen Einspritzzeitpunkt und Zündzeitpunkt in Abhängigkeit von Last und Drehzahl wird daher von entscheidendem Einfluß auf die Senkung des spezifischen Verbrauchs und der Schadstoffemissionen, nicht zuletzt aber auch für den aussetzerfreien Betrieb im Leerlaufbereich.

Hier kann die moderne Elektronik entscheidend dazu beitragen, einen gravierenden Schönheitsfehler des Zweitakters auszumerzen.

Einige Versuchsergebnisse zeigen die Überlegenheit der Einspritzung gegenüber dem Vergaserbetrieb sehr deutlich.

Bei dem »Gutbrod-Superior«, einem

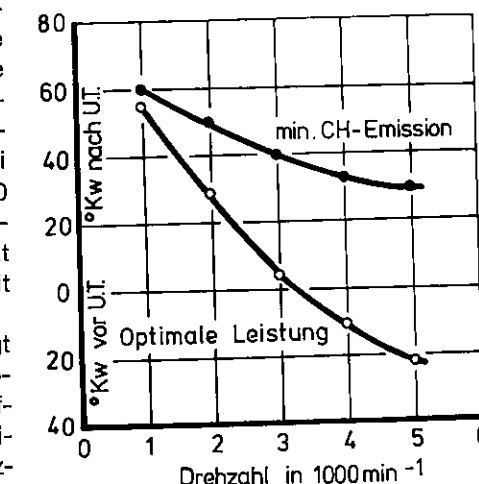


Bild 78: Einspritzzeitpunkt für optimale Leistung und minimale CH-Emission.

Der günstigste Einspritzzeitpunkt für optimale Leistung liegt merklich früher als der für minimale CH-Emission. Der Zeitunterschied wächst mit zunehmender Drehzahl. Bei dem untersuchten 350-ccm³-Zweizylinder lag der optimale Einspritzbeginn für höchste Leistung bei n = 5000 min⁻¹ in guter Übereinstimmung mit den am Gutbrod-Motor gemessenen Werten bei 20–22 °kw vor u. T., während bei der gleichen Drehzahl ein Einspritzbeginn von 28–30 °kw nach u. T. die niedrigste CH-Emission ergab.

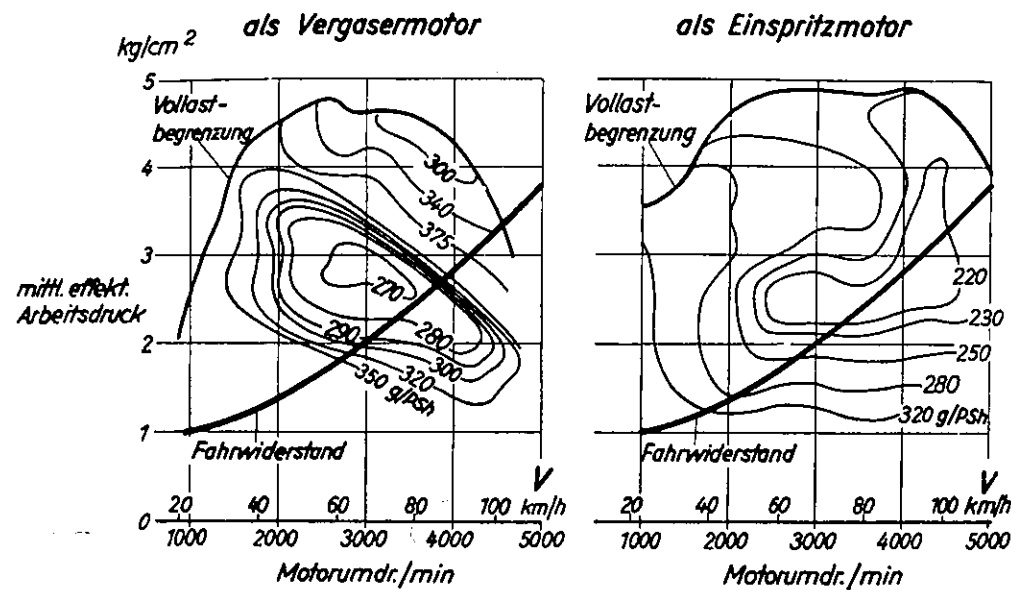


Bild 79: Verbrauchskennfelder des 600-ccm-Gutbrod-Motors mit Vergaser- und Einspritzbetrieb
 Beim Einspritzmotor liegt der günstigste spezifische Verbrauch mit $b_e = 220$ g/PSH in dem weiten Drehzahlbereich zwischen $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ und $n = 4500 \text{ min}^{-1}$ sehr günstig im Verlauf der Fahrwiderstandslinie. Beim Vergasermotor ist er mit $b_e = 270$ g/PSH nicht nur sehr viel höher, sondern auch auf den engen Drehzahlbereich zwischen $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ und $n = 3500 \text{ min}^{-1}$ begrenzt. Neben den geringeren direkten Kraftstoff-Verlusten durch den Auspuff ist die drastische Senkung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs vor allem auf die durch die Einspritzung mögliche Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses von $\epsilon = 6,5$ auf $\epsilon = 8$ zurückzuführen.

600-ccm-Zweizylinderomotor, konnte schon 1951 die Verdichtung von 1:6,5 beim Vergaserbetrieb auf 1:8 beim Einspritzbetrieb angehoben werden. Die Leistung stieg von 22 PS bei 4000 U/min auf 28 PS bei 4800 U/min, während der beste spezifische Verbrauch im mittleren Drehzahlbereich von 270 g/PSH auf 220 g/PSH abnahm. Der Straßenverbrauch des Einspritzers lag über dem ganzen Geschwindigkeitsbereich rd. 2 l/100 km günstiger als der der Vergaserversion. Eine Erklärung für diese erstaunliche Verbesserung der Wirtschaftlichkeit bringt ein Vergleich der Verbrauchskennfelder: (Bild 79 u. 80)

Der Bereich mit dem sehr niedrigen Verbrauch von 220 g/PSH erstreckt sich beim Einspritzmotor über den weiten Geschwindigkeitsbereich von 55–100 km/h und liegt sehr günstig im Verlauf der Fahrwiderstandskurve. Beim Vergasermotor ist der günstigste Verbrauchsbereich von 270 g/PSH von 60–80 km/h sehr klein und wird von der Fahrwiderstandskurve in der Ebene gar nicht berührt. Ein Teil der Einsparung ist auf das höhere klopffreie Verdichtungsverhältnis des Einspritzmotors zurückzuführen, eine Folge der besser ausgenützten Verdampfungskälte des Kraftstoffes und der ungleichmäßigen Gemischverteilung. (Bild 81)

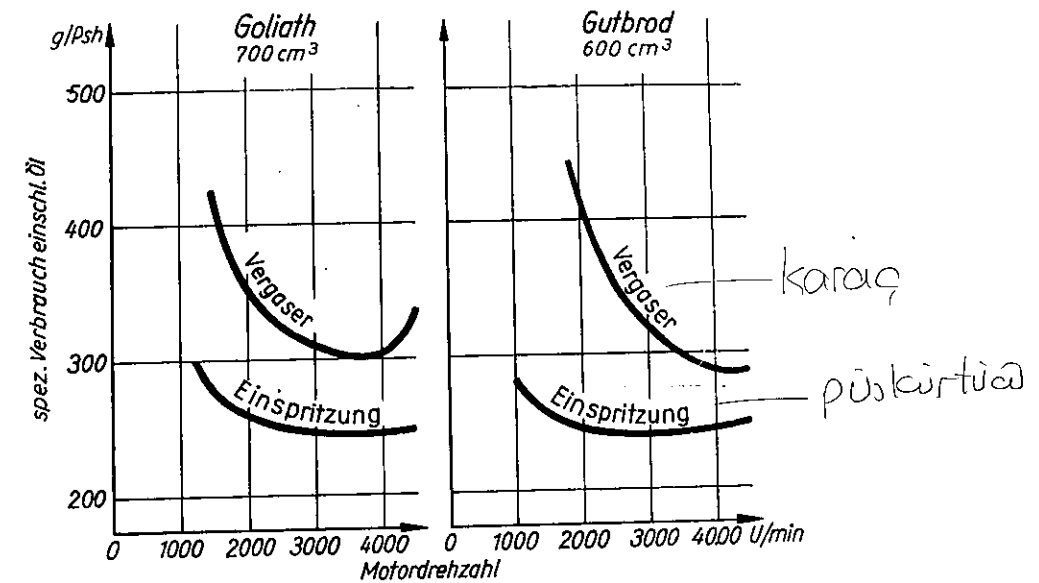


Bild 80: Prüfstandsverbrauch bei Vergaser- und Einspritzbetrieb im Goliath- und Gutbrod-Motor
 Bei den Zweizylinder-Motoren von Goliath und Gutbrod liegen die Werte des spezifischen Verbrauchs übereinstimmend im Einspritzbetrieb nicht nur wesentlich niedriger als im Vergaserbetrieb, sondern der Verlauf der Verbrauchskurve über der Drehzahl ist auch sehr viel flacher, der Drehzahlbereich für günstigen spezifischen Verbrauch ist sehr viel breiter.

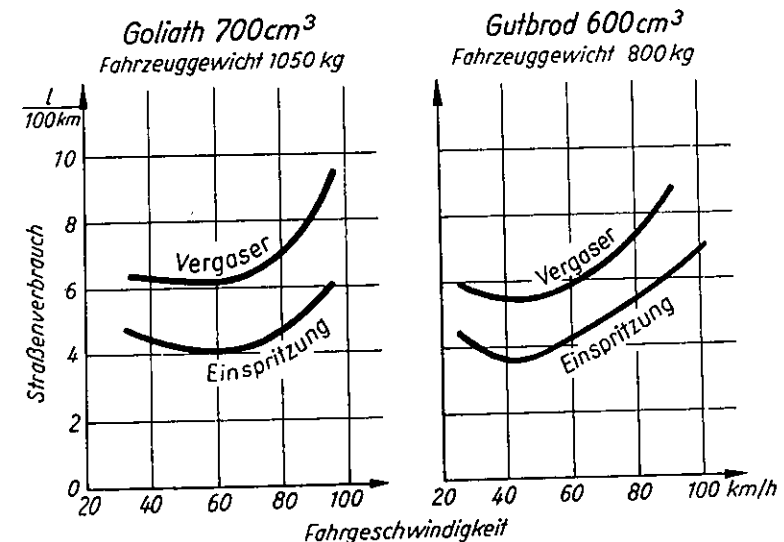


Bild 81: Straßenverbrauch bei konstanter Geschwindigkeit für Vergaser- und Einspritzbetrieb
 Die Straßenverbrauchswerte liegen für Goliath und Gutbrod übereinstimmend rd. 2 l/100 km unter den Vergaserwerten. Im oberen Geschwindigkeitsbereich wächst der Unterschied schnell an.

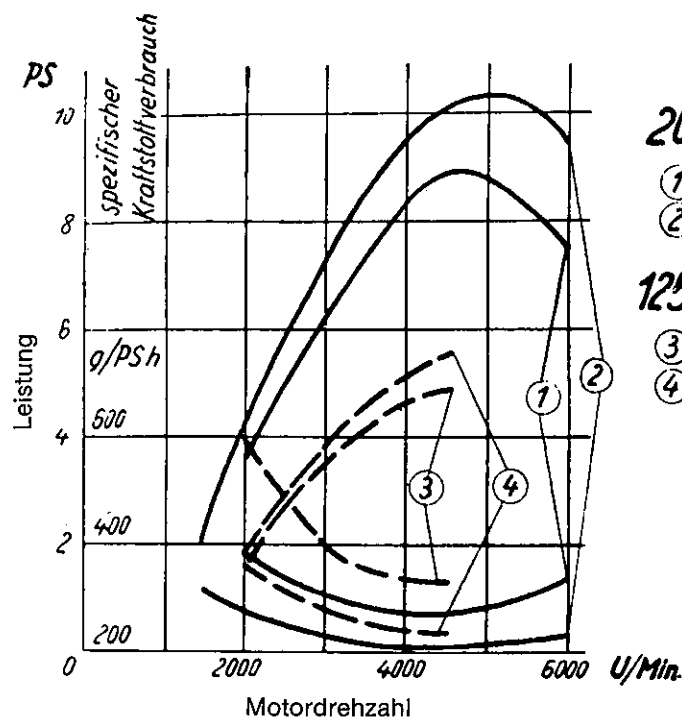


Bild 82: Leistung und Verbrauch für 125-ccm-NSU-Fox und 200-ccm-NSU-Lux bei Vergaser- und Einspritzbetrieb

Im Einspritzbetrieb steigt die Leistung des 200-ccm-NSU-Lux-Motors von 8,8 PS auf 10,5 PS, die des 125-ccm-NSU-Fox-Motors von 4,9 PS auf 5,6 PS, also um rd. 15 %. Gleichzeitig sinkt der günstigste spezifische Verbrauch bei der Lux von 280 g/PS h auf 220 g/PS h, bei der Fox von 335 g/PS h auf 235 g/PS h.

Auch hier sind die Verbrauchskurven bei Einspritzbetrieb sehr viel flacher als bei Vergaserbetrieb, und es zeigt sich wieder, daß der größere Zylinder durch die längere Verweilzeit und die bessere Aufbereitung des Kraftstoffes den geringeren spezifischen Verbrauch hat.

Dr. Walter Froede konnte wenige Jahre später die Leistung des 200-ccm-Motors der NSU Lux mit der Bosch-Einspritzpumpe von 8,8 auf 10,5 PS steigern und den besten spezifischen Verbrauch von 280 g/PS h auf rd. 200 g/PS h senken. (Bild 82)

In der gleichen Größenordnung lagen die Ergebnisse beim 125-ccm-Motor. Im Streckenverbrauch erreichte die NSU Lux mit einer Metabo-Einspritzan-

lage bei einer gleichmäßigen Fahrgeschwindigkeit von 80 km/h einen Verbrauch von 2,6 l/100 km und lag damit erheblich günstiger als die in Abmessungen und Gewicht vergleichbare 250-ccm-Viertakt-Max, die 3,25 l/100 km verbrauchte. (Bild 83)

Die im Jahr 1971 an dem schon erwähnten 350-ccm-Zweizylindermotor durchgeführten japanischen Versuche brachten sehr ähnliche Ergebnisse:

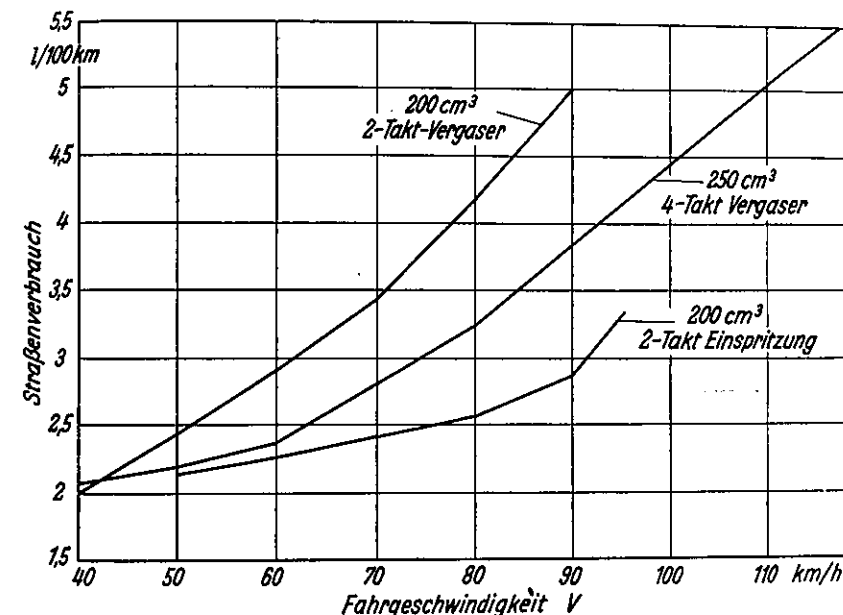


Bild 83: Straßenverbrauch Viertakt-Vergaser-Maschine im Vergleich mit Zweitakt-Maschine mit Vergaser oder Einspritzung

Bei etwa gleichem Gewicht und gleichem Luftwiderstand verbrauchten bei $v = 80$ km/h

die Viertakt-NSU-Max mit Vergaser 3,25 l/100 km

die Zweitakt-NSU-Lux mit Vergaser 4,2 l/100 km

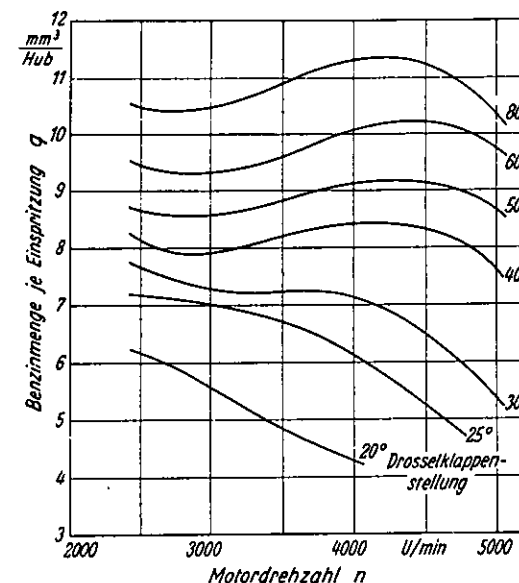
die Zweitakt-NSU-Lux mit Einspritzung 2,6 l/100 km

Der Zweitakt-Motor mit Einspritzung verbrauchte also nur 80 % der vergleichbaren Viertakt-Maschine.

Bild 84: Regelfeld der Bosch-Einspritzpumpe für den 200-ccm-NSU-Lux-Motor

Die Einspritzmenge q in mm^3/Hub ist abhängig von der Drosselklappenstellung, also der Belastung und der Drehzahl. Das Schaubild zeigt die von Hand eingestellten Werte für den günstigsten spezifischen Verbrauch und läßt deutlich erkennen, mit welcher Sorgfalt die optimale Zuordnung der Kraftstoffmenge an die verschiedenen Betriebszustände erfolgen muß.

Für die beste Leistungsausbeute liegen die zugehörigen Brennstoffmengen 15–20 % höher. Für optimalen Verbrauch schwanken die Einspritzmengen hier etwa zwischen $q = 4 \text{ mm}^3/\text{Hub}$ und $q = 12 \text{ mm}^3/\text{Hub}$.



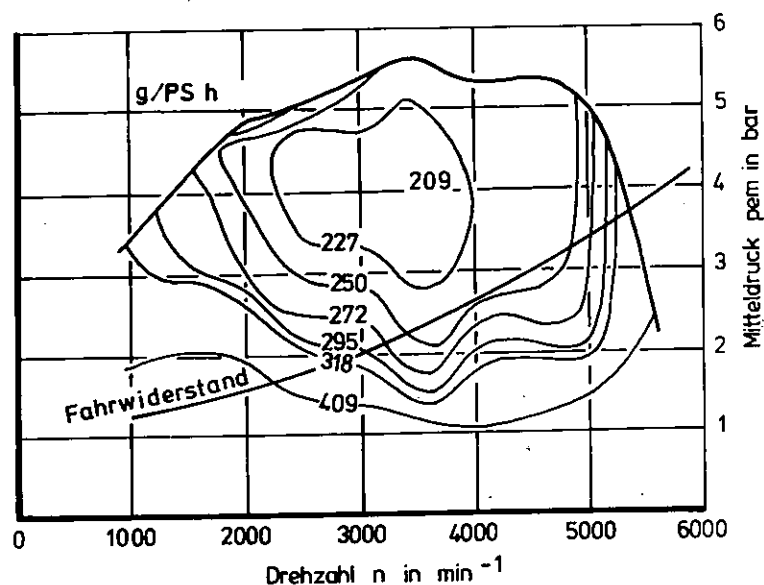
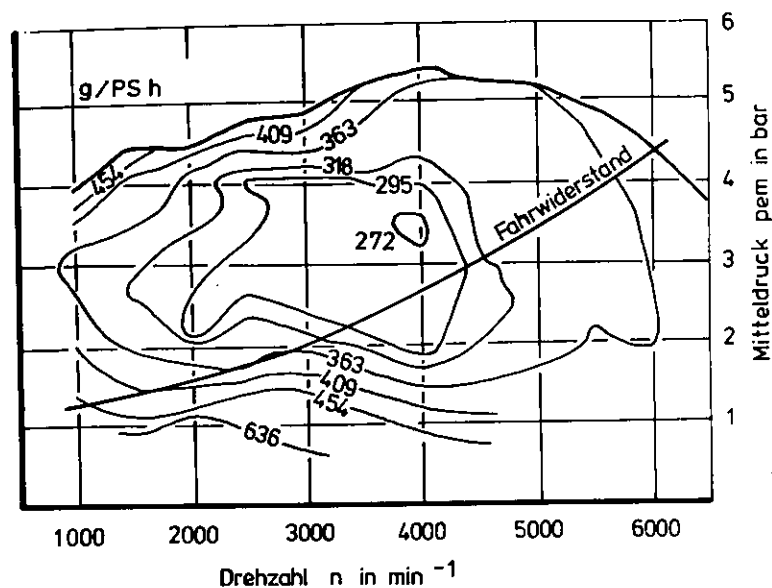


Bild 85/86: Verbrauchskennfelder für einen 350-ccm-Zweizylinder-Zweitaktmotor mit Vergaser und Einspritzung
 Der Einspritzmotor (a) erreicht einen günstigsten spezifischen Verbrauch $b_e = 209$ g/PS h und überschreitet den Mindestverbrauch des Vergasermotors (b) $b_e = 272$ g/PS h nicht in dem weiten Drehzahlbereich zwischen $n = 1600$ min⁻¹ und $n = 5000$ min⁻¹. Die eingezeichnete Fahrwiderstandskurve macht deutlich, daß ein Verbrauch $b_e = 295$ g/PS h bei gleichmäßiger Fahrt in der Ebene von dem Vergasermotor nur zwischen $n = 3300$ min⁻¹ und $n = 4400$ min⁻¹, von dem Einspritzmotor aber zwischen $n = 3000$ min⁻¹ und $n = 5200$ min⁻¹ unterschritten wird.

Der günstigste spezifische Verbrauch des Einspritzmotors lag bei 209 g/PS h, der des Vergasermotors bei 272 g/PS h. Ein Wert, den der Einspritzmotor über den weiten Bereich zwischen 1600 und 5000 min⁻¹ bei einem Mitteldruck zwischen 1,4 und 5,3 bar einhielt. (Bild 85, Bild 86)

Mit dem sinkenden Verbrauch konnte die Emission von Schadstoffen drastisch vermindert werden. In dem japanischen Vier-Stufentest, der zwischen Leerlauf, gleichmäßiger Fahrt mit 40 km/h und einer Fahrt auf 4 % Steigung mit 50 km/h durchgeführt wird, sank die Emission von Kohlenmonoxyd

von 2,4 % auf 1,9 %, die von ungesättigten Kohlenwasserstoffen von 4080 auf 1965 ppm.

Der Einspritzmotor kann eben mit sehr hohem Luftüberschuß gefahren werden, ohne Zündaussetzer oder ein bedenkliches Ansteigen der Stickoxyd-Emission befürchten zu müssen.

Einspritzanlage

Die klassische Bosch-Einspritzung für Dieselmotoren wurde für die Hochdruck-Einspritzung von Otto-Kraftstoff

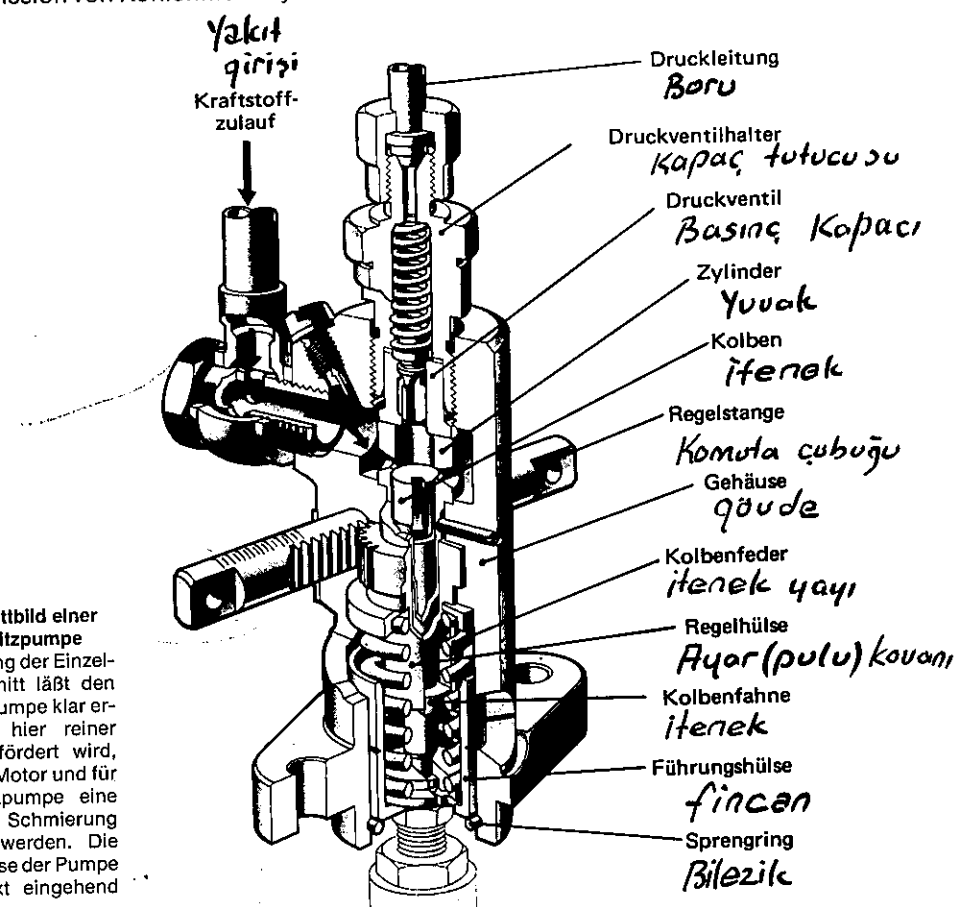


Bild 87: Schnittbild einer Bosch-Einspritzpumpe
 Die Darstellung der Einzelteile im Schnitt läßt den Aufbau der Pumpe klar erkennen. Da hier reiner Kraftstoff gefördert wird, muß für den Motor und für die Einspritzpumpe eine gesonderte Schmierung vorgesehen werden. Die Wirkungsweise der Pumpe wird im Text eingehend beschrieben.

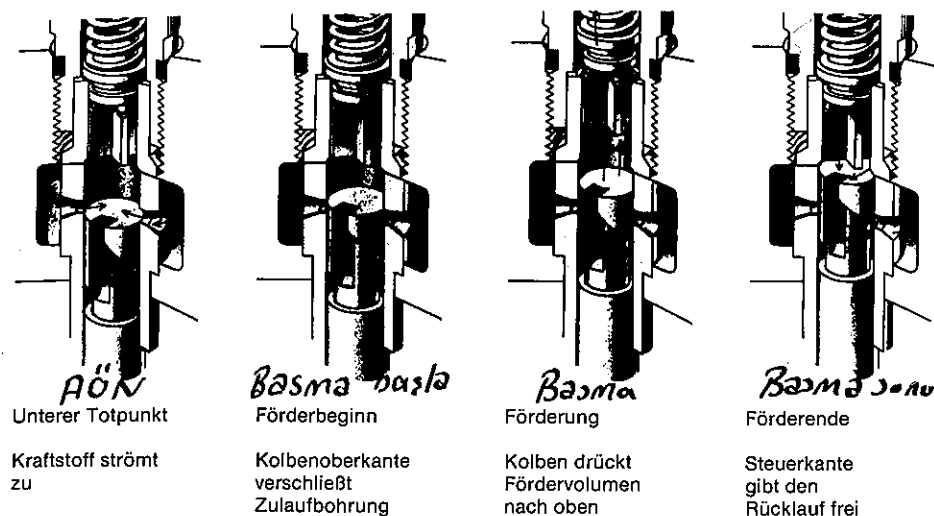


Bild 88: Vollförderung der Einspritzpumpe mit Zweiloch-Element

Im unteren Totpunkt strömt der Kraftstoff durch die seitlichen Bohrungen in den Pumpenraum über dem Kolben. Wenn die Kolbenoberkante die Zulaufbohrungen verschließt, beginnt die Förderung: Der Kolben drückt das Kraftstoffvolumen gegen den Druck der Feder des Einspritzventils nach oben und hebt die Düsennadel von ihrem Sitz. Die Förderung ist beendet, wenn die Steuerkante der Längsnut den Rücklauf freigibt.

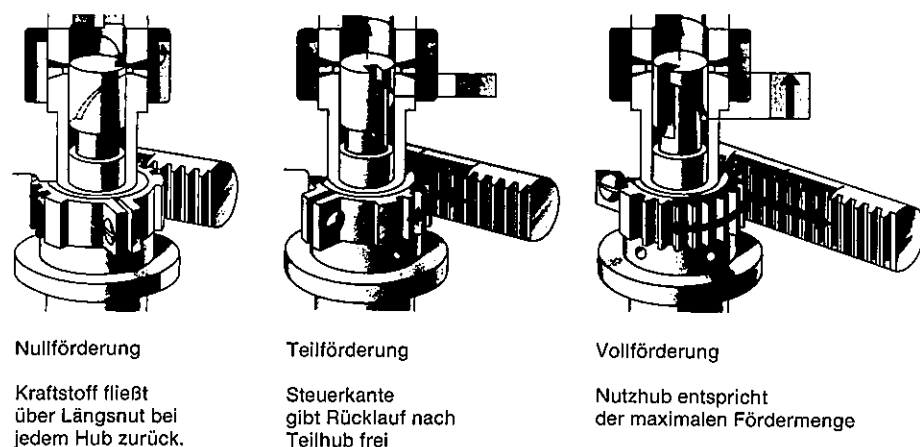


Bild 89: Regelung der Fördermenge

Die einzuspritzende Kraftstoffmenge wird durch Drehung des Pumpenkolbens geregelt. Je nach der Stellung des Pumpenkolbens gibt die Längsnut früher oder später die Rücklaufbohrung frei und bestimmt damit die nutzbare Höhe des Kolbenhubes. Die Schnittbilder zeigen die Stellung der Nut bei Nullförderung, Teilförderung und Vollförderung.

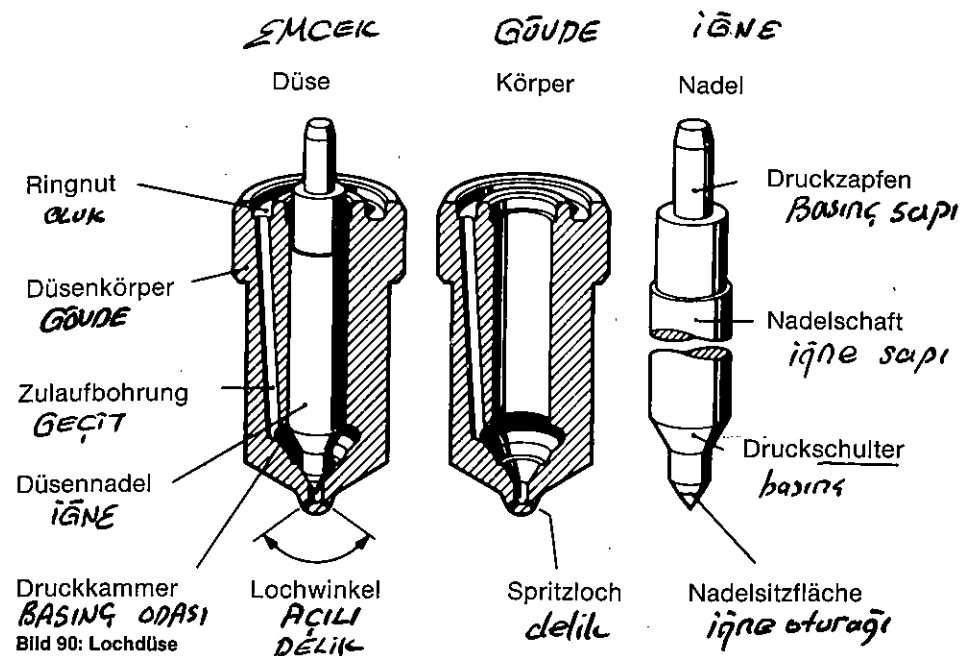


Bild 90: Lochdüse

Die Düsennadel der Lochdüse endet in einem Kegel, der als Sitzfläche dient. Durch die Anordnung der Spritzlöcher können Ausbildung und Richtung des Kraftstoffstrahles in weiten Grenzen der Form des Brennraums oder der Richtung der Spülströme angepaßt werden.

fen nur leicht abgewandelt. Die Förderpumpe saugt den Kraftstoff aus dem Tank und drückt ihn durch das Kraftstoff-Filter in den Saugraum der Einspritzpumpe. Aus dem Saugraum strömt der Kraftstoff in der unteren Kolbenstellung durch die Zulaufbohrungen in den Pumpenzylinder. Der von einer Nockenwelle meist über einen Rollenstößel angetriebene Pumpenkolben fördert den Kraftstoff durch das Druckventil und die Druckleitung zu der Einspritzdüse. Durch den Pumpendruck wird das Nadelventil in der Einspritzdüse von seinem Sitz gehoben und der Brennstoff durch eine oder mehrere Düsenbohrungen in den Brennraum gespritzt. Am Ende des Druckhubes wird der Pumpenkolben wieder in seine Ausgangsstellung zurückgedrückt.

Das federbelastete Druckventil verschließt dabei die Druckleitung und verhindert ein weiteres Rückfließen und einen Druckabfall. (Bild 87) Der Kolben ist mit einem so engen Spiel in den Pumpenzylinder eingeläpft, daß bei Störungen nur das vollständige Pumpenelement ausgetauscht werden kann. Die Dosierung der eingespritzten Kraftstoffmenge erfolgt durch das Zusammenspiel einer Längsnut und einer schraubenförmigen Ausfräsung der Kolbenwand, der Steuerkante. (Bild 88, Bild 89) In der untersten Stellung des Kolbens fließt der Kraftstoff aus dem ringförmigen Saugraum durch die Seitenbohrungen am Pumpenzylinder in den Druckraum über dem Kolben. Beim Aufwärtsgang schließt der Kolben die Seitenbohrungen ab und drückt den

Kraftstoff durch das Druckventil in der Druckleitung. Wenn die Steuerkante die seitliche Steuerbohrung überläuft, ist die Förderung beendet, denn nun wird der Kraftstoff über die Längsnut und die Schrägnut (Ringnut) aus dem Druckraum in den Saugraum zurückgedrückt. Diese Schrägnut bestimmt die Kraftstoffmenge dadurch, daß die Rücklaufbohrung durch Verdrehen des Kolbens früher oder später freigegeben wird. Zwischen Förderraum und Druckleitung sitzt das Druckventil, das das Rückfließen des Kraftstoffes bei Förderende verhindert, die Druckleitung durch einen raffinierten Entlastungskolben am Kegelventil entspannt und damit für ein schnelles Schließen der Düsennadel in der Einspritzdüse sorgt. (Bild 90)

Bei den Einspritzdüsen unterscheidet man zwischen Lochdüsen und Zapfendüsen. Die Düsennadel der Lochdüsen endet in einem Kegel, der als Sitzfläche dient. Die Düsennadel der Zapfendüsen hat am Ende des Kegels einen besonders geformten Spritzzapfen, der mit geringem Spiel in das Spritzloch des Düsenkörpers hineinragt. Der von der Kraftstoffpumpe erzeugte Druck wirkt auf die Druckschulter der Düsennadel und hebt sie gegen den Druck der Feder von ihrem Sitz. Der Hub der Nadel wird durch eine Schulter am oberen Nadelschaft begrenzt. (Bild 91, Bild 92)

Die von vornherein für Benzinbetrieb von Deckel entwickelte und dann von Kugelfischer gebaute Einspritzanlage arbeitet mit veränderlichem Hub der Pumpenkolben. Parallel zur Nockenwelle liegt der Regelnocken, dessen Konturen mit höchster Akribie auf die Charakteristik des Motors abgestimmt sind. Er wird in Abhängigkeit von der Drosselstellung achsial verschoben

und, vom Drehzahlgeber gesteuert, verdreht. Der jeweilige Regelpunkt wird von einem Taststift auf die Regelschwinge übertragen, die den wirksamen Hub des Pumpenstempels begrenzt. Ein Thermostat steuert über eine exzentrische Lagerung der Regelschwinge die Fördermenge und die Zusatzluft für eine höhere Drehzahl in der Warmlaufphase, während ein Magnetventil Zusatzkraftstoff für den Kaltstart einspritzt.

Die sehr kompakt gebaute Metabo-Einspritzanlage arbeitet mit elastischen Dichtelementen aus Polyamid, die auch bei sehr niedrigen Drehzahlen ohne Leckverlust arbeiten und hier durch die Elastizität der Dichtung lediglich einen geringfügigen Füllungsverlust aufweisen. Auch hier wird die Einspritzmenge durch die Begrenzung des Pumpenhubes gesteuert. Die sehr kleinen bewegten Massen zeigen die besondere Eignung dieser Bauart für hohe Drehzahlen, die auch in einer ungewöhnlich kurzen Schließzeit des Düsenventils zum Ausdruck kommt. (Bild 93)

Diese Kolben-Einspritzpumpen mit Arbeitsdrücken von 30—50 bar, die bereits in den 50er Jahren zu Serienreife und hoher Zuverlässigkeit entwickelt waren, und die in sie gesetzten funktionellen Erwartungen auch im praktischen Betrieb voll erfüllten, werden nur als Beispiel für eine große Zahl variantenreicher, ähnlicher Anlagen des In- und Auslandes gezeigt.

Sie konnten den Vergaser nicht verdrängen, weil der an ihnen besonders interessierte Motorradbau in jener Zeit in eine lebensbedrohende Krise geriet und die für eine radikale Senkung der viel zu hohen Herstellungskosten unbedingt erforderliche Großserienfertigung nicht garantieren konnte.

Dr. Walter Froede, der sich schon vor

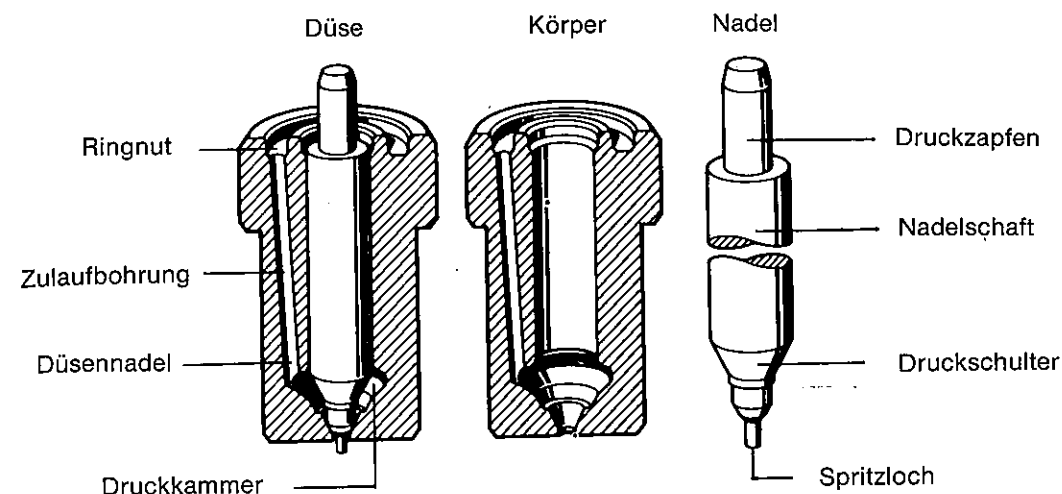
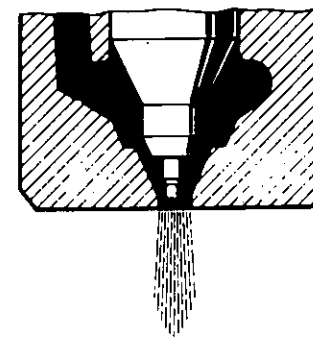


Bild 91: Zapfendüse

Der Spritzzapfen am Ende der Düsennadel ragt mit geringem Spiel in das Spritzloch des Düsenkörpers. Wie bei der Lochdüse hebt der Kraftstoffdruck die Düsennadel gegen den Druck der Feder von ihrem Sitz.

değirmi iğne ucu
siiri püskürme

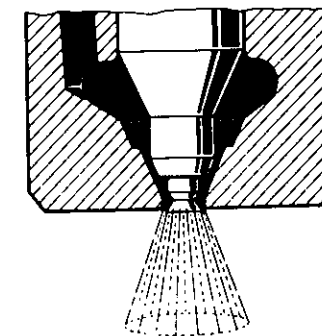
zylindrisches
Spritzzapfenende
(schmaler Strahl)



geöffnet

kegelm. iğne ucu
yayvan püskürme

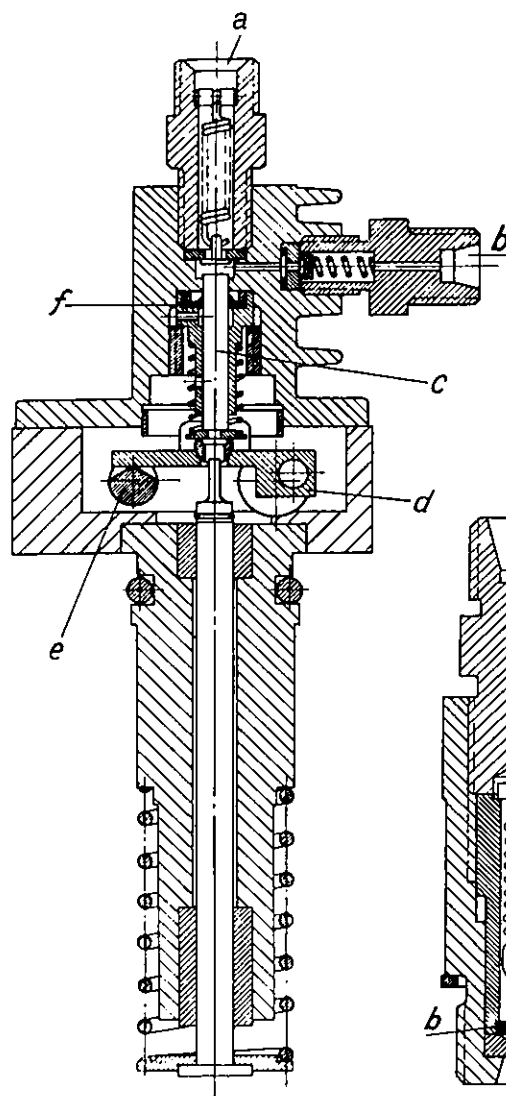
kegelisches
Spritzzapfenende
(breiter Strahl)



geöffnet

Bild 92: Spritzzapfen

Durch eine zylindrische Ausführung des Spritzzapfens kann ein dicht gebündelter Strahl, durch eine Kegelform ein breit gefächerter Strahl erzeugt werden.



- a Kraftstoffzuleitung
- b Einspritzleitung
- c Pumpenkolben
- d Startanreicherung
- e Hubbegrenzung für Teilförderung
- f Polyamid-Dichtung

a- yakıt girişi borusu çıkışı
b- yakıt girişi
c- basınç
d- (ilk devim) boşma düzeni
e- dağıtım da oylum sınırlayıcı
f- Polyamid - tutunç

Metabo-Einspritzdüse

- a Zugfeder mit Doppelwindung
- b Hubbegrenzung

a- çift hel çekici
b- oylum sınırlama

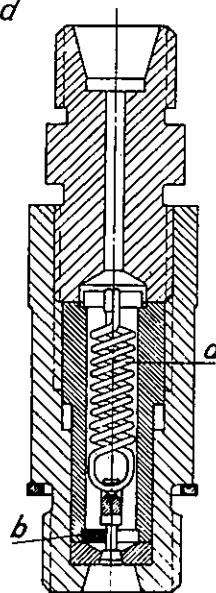


Bild 93: Metabo-Einspritzpumpe der NSU-Lux
Die sehr kompakt bauende Metabo-Einspritzpumpe verwendet für den Kolben elastische Dichtelemente aus Perbunan, wodurch auch bei niederem Drehzahlen keine Leckverluste auftreten.

Für die Mengenregelung wird der Pumpenhub durch eine Schwinde, die auf einem konischen Ziehkeil aufliegt, begrenzt. Mit einer zwischen Nocken und Pumpenkolben angeordneten Stoßstange wird die Pumpe vor der Kriechwärme des warmen Gehäuses geschützt, um Dampfblasenbildung zu verhindern. Durch die sehr leichten Flachventile ist die Metabo-Pumpe auch für höhere Drehzahlen geeignet. Das kommt auch in der interessanten, rechts im Bild dargestellten Düse zum Ausdruck, die mit ihrem sehr leichten, kardanisch aufgehängten und von einer Doppelwindungsfeder geschlossenen Kegelventil für kleinste Einspritzmengen und höchste Drehzahlen geeignet ist. Bei einem Abspritzdruck von 50 bar wurde eine Schließbeschleunigung bis $b_s = 10^6 \text{ m/s}^2$ erreicht.

dem Krieg zusammen mit Prof. U. Schmidt an der TH Berlin sehr eingehend mit der Benzineinspritzung in Zweitaktmotoren beschäftigt hatte, setzte diese Arbeiten bei NSU systematisch fort. Von den zahlreichen, von neuen Ideen blitzenden Konstruktionen sei hier zunächst eine Anlage kurz beschrieben, in der eine durch einen Elektromagneten betätigte Düse durch eine Kondensatorentladung sehr genau gesteuert werden konnte. Um auch bei dem geringen Brennstoffdruck eine gute Gemischaufbereitung zu erreichen, wurde durch einen kleinen Kolbenverdichter mit Excenterwelle Druckluft mit etwa 3 bar eingeblasen, die sich im Ventilsplatt der Düse mit dem Kraftstoff mischte. Die Kraftstoffmenge wurde durch Druckänderung gesteuert. Der Brennstoffdruck betrug nur 3 bis 5 bar. Über dem Zylinderkopf sitzt die mit dem lamellierten Jochmagneten

ausgestattete Magnetdüse, die durch eine Tellerfeder geschlossen wurde. Mit dieser Einblasdüse wurden Öffnungszeiten unter 1 ms erreicht. Die aussetzerfreie Güteregelelung arbeitet bis $\frac{1}{4}$ Last einwandfrei. Leider werden die Kondensator-Abmessungen für die erforderlichen Steuerkräfte sehr ausladend, doch bringt hier sicher schon die Erhöhung der Netzspannung von 6 auf 12 Volt eine fühlbare Erleichterung. Mit dieser Anlage wurden Verbrauchswerte unter 200 g/PSH erzielt. Eine sehr interessante Unterbrecher-Einspritzanlage wurde von Paschke entworfen und mit NSU weiterentwickelt. Das System arbeitet nach dem Prinzip des hydraulischen Widders, bei dem der mit hoher Geschwindigkeit durch die Leitung strömende Kraftstoffstrom plötzlich abgestoppt und die kinetische Energie in eine potentielle Energie umgewandelt wird. (Bild 95)

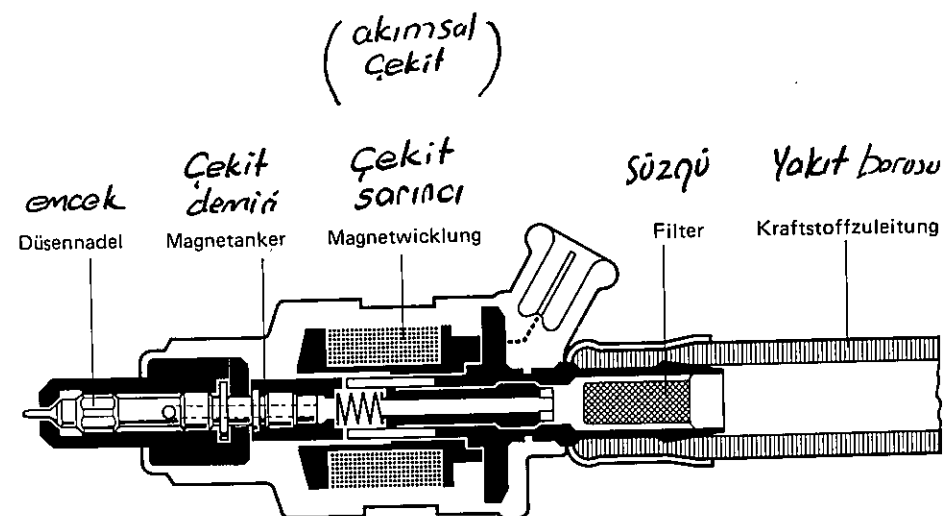


Bild 94: Elektromagnetisch gesteuertes Einspritzventil

Mit einem kurzen, durch die Entladung eines Kondensators sehr genau gesteuerten Stromstoß wird der Magnetanker b in die Magnetspule c gezogen und damit die Düsen-nadel a von ihrem Sitz abgehoben. Die Kraftstoffmenge wird durch Änderung des Kraftstoffdruckes und die Öffnungszeit, die auf weniger als eine ms verkürzt werden konnte, gesteuert.

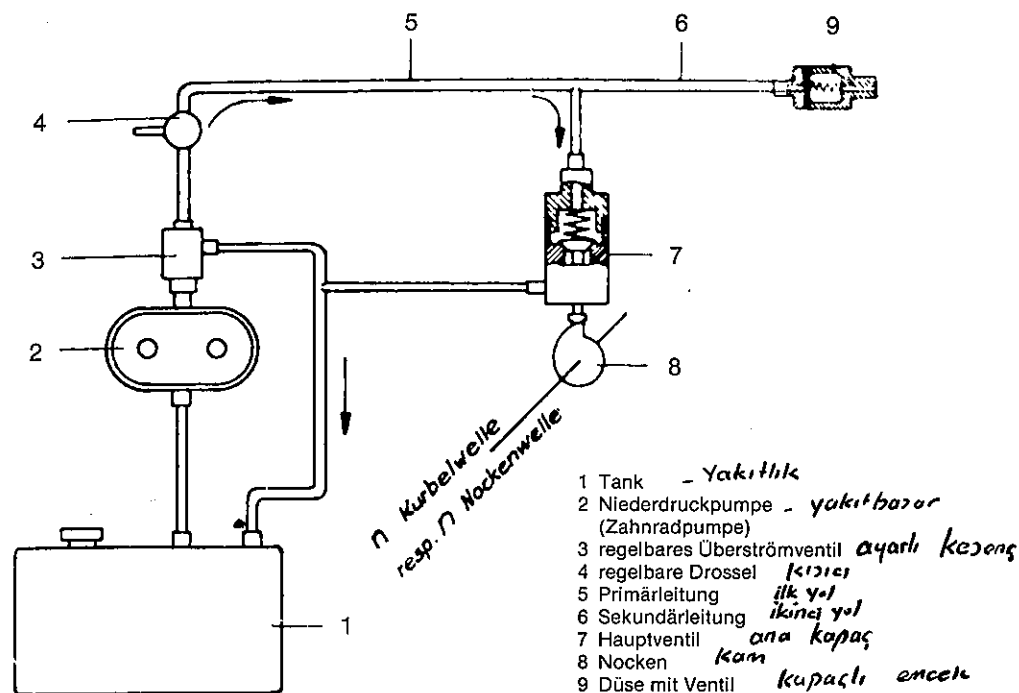


Bild 95: Schema der Unterbrecher-Einspritzanlage von Paschke/NSU
Beschreibung der Wirkungsweise im Text.

Aus dem Tank (1) fördert die Zahnradpumpe (2) den Kraftstoff durch das Überströmventil (3) und die regelbare Drossel (4) in die Leitung (5) und durch das Hauptventil (7) bei geöffnetem Ventil mit hoher Geschwindigkeit in den Hauptstrom zurück. Wird das Ventil durch den beim Zweitakter mit Kurbelwellendrehzahl laufenden Abschnappnocken plötzlich geschlossen, entsteht ein Druckstoß in der Primärleitung (5) und in der Sekundärleitung (6) bis zur Einspritzdüse (9). Die Endgeschwindigkeit von 7,5 m/s und ein Staudruck von 35–40 bar wird bei einem Förderdruck von 5 bar nach 14 ms erreicht.

Dieser Druckstoß fällt erst zusammen, wenn die Druckwelle die Querschnittserweiterung im Überströmventil (3) erreicht hat. Der sehr einfache Aufbau der Paschke-Anlage ist in Bild 96 dargestellt. Mit der Unterbrecher-Anlage wurden Drehzahlen bis zu 15 000 min⁻¹ mit einwandfreier Kraftstoffzuteilung und -zerstäubung erreicht. Die Zahnradpumpe erfordert natürlich eine sehr hohe Präzision, um bei niedriger Drehzahl den für die direkte Einspritzung notwendigen Druck sicherzustellen. Man könnte daran denken, sie mit höherer Drehzahl unabhängig von der Motordrehzahl laufen zu lassen und nur

den Nocken synchron mit der Motordrehzahl zu steuern. Es wurde bisher nur die direkte Einspritzung in den Zylinder behandelt, weil sie die größte konstruktive Freiheit und damit die beste Abstimmung des Einspritzstrahles auf die Gasströmung

im Zylinder und die Lage der Kerze ergibt. Sie schafft auch die besten Voraussetzungen für eine wirksame Schichtladung mit Kraftstoffanreicherung in der Nähe der Zündkerze und damit für eine Herabsetzung der unmittelbaren Frischgasverluste durch den

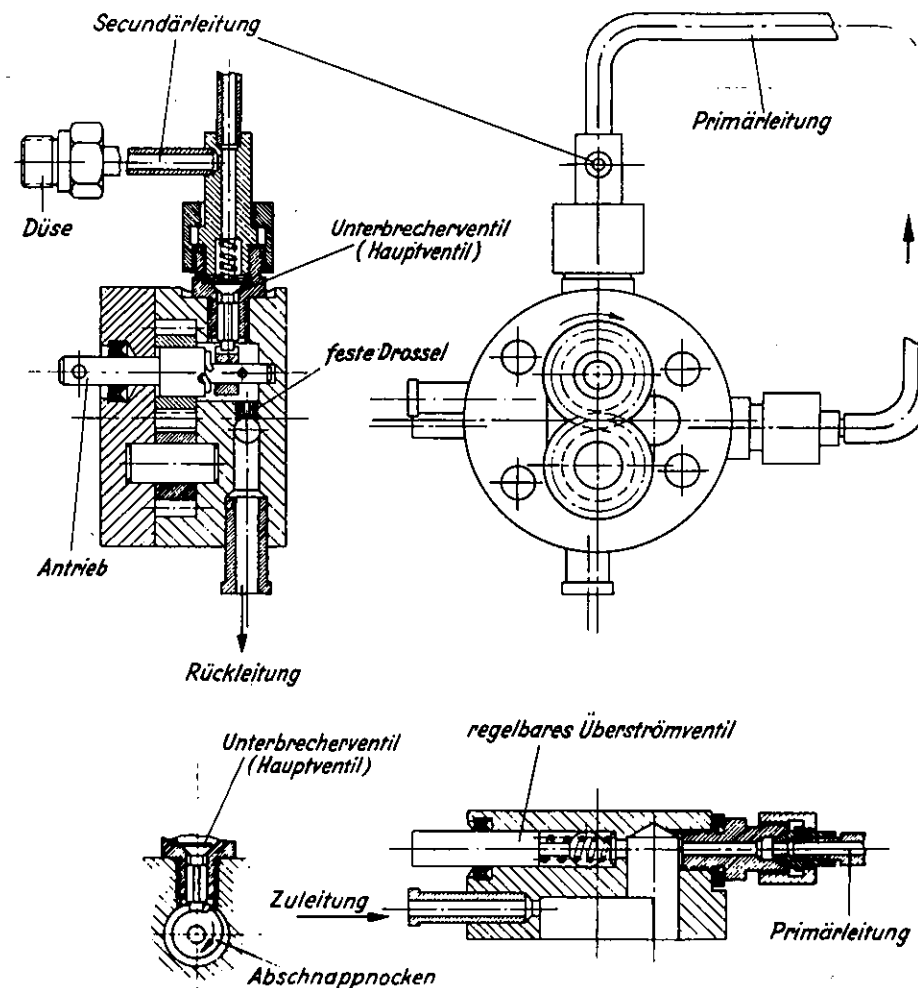


Bild 96: Einzelheiten der Unterbrecher-Einspritzanlage von Paschke/NSU
Zahnradpumpe, Abschnappnocken und Unterbrecherventil sind kompakt in einem gemeinsamen Gehäuse untergebracht. Das Unterbrecherventil wird nach dem Überlaufen der Steuerrante des Abschnappnockens durch eine starke Feder sehr schnell auf den Kegelsitz gedrückt.

Auspuff. Ihr entscheidender Nachteil ist der notwendige hohe Einspritzdruck, der zwar die Zerstäubung und Verdampfung des Kraftstoffes fördert, aber einen beträchtlichen konstruktiven und fertigungstechnischen Aufwand erfordert und aus Kostengründen bisher die Einführung der Einspritzung in den Zweitakt-Serienmotor verhinderte.

Die Niederdruck-Einspritzung in das Saugsystem, die sich im Automobil-Motorenbau auf breiter Front durchgesetzt hat und mit Drücken von 2—5 bar arbeitet, hat wertvolle Erkenntnisse für die Luftmengenmessung und für die Anpassung an die unterschiedlichen

Last- und Temperaturverhältnisse gebracht.

Die Übertragung auf den Zweitaktmotor dürfte durch die genaue Kraftstoffzuteilung sicherlich eine meßbare Senkung des Kraftstoffverbrauchs und eine Verbesserung der Laufkultur bringen — kaum aber eine merkliche Senkung der für die Zukunft des Zweitaktmotors entscheidenden Abgaswerte. Entwicklungen in dieser Richtung erscheinen also wenig aussichtsreich.

Sehr viel zukunftsreicher ist ein System, das erstmals auf dem Pariser Salon 1973 von Motobécane vorgestellt und inzwischen systematisch zu hoher

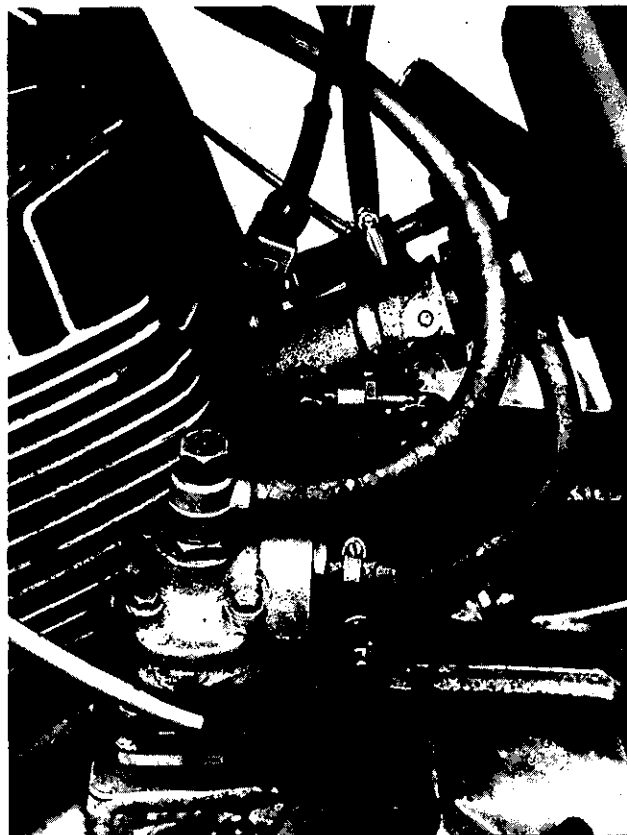


Bild 97: Einspritzanlage der Motobécane

Die Pumpe im Vordergrund fördert den Kraftstoff über die rechte Rohrleitung zur elektromagnetisch gesteuerten Einspritzdüse. Am Ansaugstutzen, dessen Durchgang mit einer Drosselklappe geregelt wird, erkennt man die Sonde für die Unterdruckmessung, unter der Druckleitung die Sonde für den Unterdruck im Kurbelgehäuse.



Bild 98: Steuerscheibe

Die Plexiglasscheibe ist nach den für jeden Betriebspunkt des Motors ermittelten Daten unterschiedlich eingefärbt und stellt sich wie ein Tourenzähler nach der Drehzahl ein. Ein durchgehender Lichtstrahl steuert mit seiner Intensität über eine Selenzelle die Magnetspule der Einspritzdüse.

Reife entwickelt wurde (Bild 97). Hier wird der Kraftstoff von einer Pumpe mit konstantem Druck von nur 2 bar zu dem elektromagnetisch betätigten Bosch-Einspritzventil gefördert. (Bild 94)

Eine Magnetwicklung zieht bei Stromdurchgang den auf der Düsenadel aufgesetzten Magnetanker an und hebt die Düsenadel um etwa 0,15 mm von ihrem Sitz ab. Der Kraftstoff tritt durch

den dosierenden Ringspalt aus, der sehr kurz gehalten ist, um den Einfluß von Viskositätsschwankungen im Kraftstoff zu eliminieren. Ein Spritzzapfen der Nadel mit Anschliff sorgt für eine gute Zerstäubung. Die Kraftstoffmenge wird durch die Dauer der Öffnung bestimmt. Wird der Strom unterbrochen, drückt eine Feder die Düsenadel wieder auf ihren Sitz. Öffnen und

Schließen des Ventils erfolgt in etwa einer ms (Millisekunde), eine Zeit, die für die genaue Dosierung sehr exakt eingehalten werden muß. Die Einspritzdauer wird in Abhängigkeit von der Drehzahl, von der Temperatur und vom Unterdruck im Ansaugkanal und im Kurbelgehäuse gesteuert. Als Steuerorgan hat sich Motobécane ein geniales System einfallen lassen, das auf dem Prinzip der Photozelle beruht. (Bild 98) Eine Plexiglasscheibe ist nach den Daten, die für jeden Betriebspunkt des Motors ermittelt worden sind, unterschiedlich geschwärzt und wird je nach der Drehzahl wie ein Tourenzähler verdreht. Ein durchgehender Lichtstrahl bestimmt mit seiner Intensität die Stromintensität für die Magnetspule der Einspritzdüse. Den Steuerstrom mit einer Spannung von 300 Volt erzeugt ein Schwungrad-Generator, der einen Kondensator von 1 MF auflädt. Streicht der Impulsgeber, ein kleines Stahlplättchen, an einer Steuerspule vorbei, so entlädt sich der Kondensator über die

Magnetspule des Einspritzventils. Je nach Öffnungsdauer des Einspritzventils werden Kraftstoffmengen in der Größenordnung von 1–5 mm³ eingespritzt. Die Einspritzdüse sitzt in der Zylinderwand und ist überraschenderweise genau auf den Auslaßschlitz gerichtet. (Bild 99)

Aber der erste Eindruck täuscht: In langen Versuchen mit genauer stroboskopischer Beobachtung durch Fenster der Überströmkanäle wurden die Kraftstoffstrahlen so gerichtet, daß der Spülstrom sie in Richtung Zylinderkopf lenkt.

Die mit diesem System erzielten Ergebnisse sind beeindruckend. Der Kraftstoffverbrauch konnte von 340 auf 240 g/PSh — also auf Viertakt-Werte — gesenkt werden, und noch überzeugender war die Verminderung der Schadstoff-Emissionen.

Bei dem vorgeschriebenen ECE-Zyklus sank die CH-Emission von 11,2 g/km für einen optimal eingestellten Vergaser-Motor auf 1,93 g/km, also auf 17 %

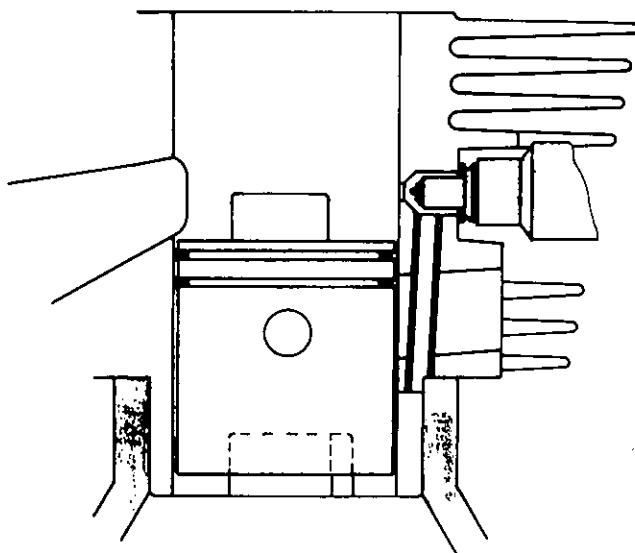


Bild 99: Lage der Einspritzdüse

Die Einspritzdüse ist bei Motobécane genau auf den Auslaßkanal gerichtet. Der Kraftstoffstrahl wird durch die kräftige Spülströmung nach oben abgelenkt.

ab. Ebenso spektakulär war die Verminderung von CO.

Die sehr genaue Zumessung der richtigen Kraftstoffmenge auf den Ladegrad wirkt sich aber besonders eindrucksvoll im Leerlauf mit seinen vom Vergaser einfach nicht zu beherrschenden Druckverhältnissen aus und glättet die Löcher im unteren Teil der Leistungskurve, die durch die Gasschwingungen auf der Saugseite verursacht werden. Der Lauf wurde bis zu Drehzahlen um 1000 U/min sehr viel runder, das Viertakt- und Achttakt-Stottern verschwand, und mit ihm die starke Anreicherung von CH und CO im Leerlauf.

MEHRZYLINDER-MOTOREN

Der Trend zum Mehrzylinder-Motor, der das letzte Jahrzehnt der Motorrad-Entwicklung bestimmte und zu Zylinder-einheiten bis zu 25 ccm herab führte, kann mit wenigen grundsätzlichen Überlegungen begründet werden.

1. Mechanische Belastung

Die mechanische Triebwerksbelastung eines Hubkolbenmotors ist seiner Kolbengeschwindigkeit unmittelbar proportional. Bei gleichem Gesamthubvolumen und gleichem Hub/Bohrungsverhältnis sinkt die Kolbengeschwindigkeit des Zweizylinders auf 79 %, des Dreizylinders auf 69 % und des Vierzylinders auf 63 % bei der gleichen Drehzahl. Mit anderen Worten: Bei gleicher Triebwerksbelastung kann der Zweizylinder 26 %, der Dreizylinder 46 % und der Vierzylinder 59 % höher drehen als der Einzylinder.

2. Thermische Belastung

Die wärmeabführende Oberfläche ist beim Zweizylinder etwa 1,26mal so groß, beim Dreizylinder etwa 1,41mal so groß und beim Vierzylinder etwa 1,58mal so groß wie beim Einzylinder. Die Kolbenflächen der Motoren verhalten sich wie 1 : 1,26 : 1,41 : 1,58. Der Mehrzylinder kann also thermisch höher belastet und bei gleicher Klopffestigkeit höher verdichtet werden.

3. Steuerquerschnitte

Da die Oberfläche sich mit dem Quadrat, das Volumen aber mit der 3. Potenz der linearen Verkleinerung ändert, hat der kleinere Zylinder die größeren spezifischen Steuerflächen bei gleichem Verlust an Nutzhub oder bei gleichen spezifischen Steuerflächen den kleineren Hubverlust.

4. Rundlauf

Der Rundlauf des Motors verbessert sich linear mit der steigenden Zylinderzahl durch die Aufteilung der Gas- und Massenkräfte und durch die gleichmäßige Zündfolge. Der Mehrzylindermotor kommt also mit einer kleineren Schwungmasse aus.

5. Auswuchtung

Die Auswuchtung der Massenkräfte zur Vermeidung der beim Motorrad besonders störenden Vibrationen — der Motor kann aus fahrtechnischen Erwägungen nur in sehr bescheidenem Umfang schwingungsisoliert aufgehängt werden — ist sowohl für den Fahrkomfort wie für die Fahrsicherheit (Ermüdung) von entscheidender Bedeutung. Schon beim Einzylinder sind die Fliehkräfte der umlaufenden Massen durch

Gegengewichte voll, die der hin- und hergehenden Massen des Kolbens und des oberen Pleuel-Drittels, die Massenkräfte I. Ordnung, teilweise und die durch die Schwenkbewegung des unteren Pleuelteils hervorgerufenen Fliehkräfte II. Ordnung nicht durch den Kurbeltrieb allein, sondern nur durch zusätzliche Ausgleichswellen teilweise abzubauen. Beim Mehrzylinder hängt die Güte der Auswuchtung von der Anordnung der Zylinder und der Kurbel-

kröpfungen ab. In der folgenden Übersicht bedeuten:

P_1 = Fliehkräfte I. Ordnung
 P_2 = Fliehkräfte II. Ordnung
 M_1 = Freie Kippmomente I. Ordnung
 M_2 = Freie Kippmomente II. Ordnung
KV = Kurbelversatz
ZW = Zylinderwinkel
— = nicht vorhanden
0 = voll ausgeglichen
1 = voll auszuwuchten
2 = teilweise auszuwuchten
3 = ohne Ausgleichswellen nicht auszuwuchten

Tabelle 12:

Zahl	Anordnung	KV	Fliehkräfte		Kippmomente		Zündfolge	Anmerk.
			P_1	P_2	M_1	M_2		
1	—	—	2	3	—	—	360°	
2	Twin	180°	0	3	2	3	90–270°	
2	Twin	360°	2	3	0	0	360°	1
2	Tandem	360°	0	0	0	0	360°	2
2	V	60°	2	3	2	3	300–420°	
2	V	90°	1	3	2	3	270–450°	
2	Boxer	180°	0	0	2	3	360°	3
3	Reihe	120°	0	0	2	3	120°	
4	Reihe	180°	0	3	0	0	90°	
4	Quadrat	180°	0	0	2	3	180°	4
4	Boxer	180°	0	0	2	3	180°	

Anmerkungen:

- Der Twin mit gleichlaufenden Kolben wurde nur bei Gelände-Wettbewerben eingesetzt, um durch das große Kurbelgehäuse-Volumen ein hohes Drehmoment im unteren Drehzahlbereich zu erhalten, ohne auf die steuerungstechnischen Vorteile des Mehrzylinders zu verzichten.
- Der Tandem-Motor arbeitet mit zwei gegenläufigen Kurbelwellen bei gleichlaufendem Kolben und baut trotz Verwendung von zwei Scheibendrehschiebern sehr schmal.

- Der Boxer mit gemeinsamem Kurbelgehäuse für beide Zylinder hat einen guten Massenausgleich, aber die Zündfolge eines Einzylinders.
- Der Quadrat-Motor arbeitet mit zwei Kurbelwellen und ermöglicht dadurch die Anwendung von vier Scheibendrehschiebern. Er stellt eine Verdoppelung des Zweizylinder-Tandemmotors dar.

Gekoppelte Einzylinder- und Zweizylinder-Motoren, die über Zahnräder auf einen gemeinsamen Abtrieb arbeiten, sind in dieser Tabelle nicht enthalten. Die Auswuchtung muß unter Berücksichtigung des Anbauwinkels aus den Einzel-Aggregaten bestimmt werden.

Einen großen Einfluß auf die Laufruhe bei hohen Drehzahlen hat das Pleuellverhältnis $\lambda = r:l$, wobei r den Kurbelradius und l die Pleuellänge bedeutet. Während die Kolbengeschwindigkeit

$$v_k = \frac{s \cdot n}{30} \quad (31)$$

linear mit der Drehzahl n wächst, nimmt die Kolbenbeschleunigung mit dem Quadrat der Drehzahl zu und erreicht ihren Höchstwert

im oberen Totpunkt mit

$$b_{ko} = \frac{v^2}{r} (1 + \lambda) \quad (32)$$

im unteren Totpunkt mit

$$b_{ku} = \frac{v^2}{r} (1 - \lambda) \quad (33)$$

Für $\lambda = \frac{1}{4}$ wird also

$$b_{ko} = \frac{5}{4} \frac{v^2}{r} \quad \text{und} \quad b_{ku} = \frac{3}{4} \frac{v^2}{r}$$

Die Kolbenbeschleunigung im o.T. ist also 67 % größer als im u.T.

Bei dem gar nicht so selten anzutreffenden $\lambda = \frac{1}{3}$ wird

$$b_{ko} = \frac{4}{3} \frac{v^2}{r} \quad \text{und} \quad b_{ku} = \frac{2}{3} \frac{v^2}{r}$$

und damit die Beschleunigung im o.T. doppelt so groß wie im u.T.

Es reizt den Konstrukteur natürlich, das Pleuel kurz zu halten, um Bauhöhe und Gewicht zu sparen, die Steuerzeiten im

u.T. zu verlängern und das Kurbelgehäuse-Volumen zu verkleinern, aber alle diese Argumente wiegen nicht den Nachteil des unruhigen Laufs und der höheren Seitenkraft auf die Laufbahn aus, die etwa linear mit λ wächst.

6. Geräuschkämpfung

Der Mehrzylinder-Motor schafft durch die kleineren Amplituden der einzelnen Ansaug- und Auspuffschwingungen und durch die Zusammenfassung der Dämpfervolumen mit Interferenzwirkung die Grundlage für eine wirksamere Geräuschkämpfung.

7. Leistung

Bei gleichbleibendem Mitteldruck steigt die Leistung linear mit der Drehzahl an. Theoretisch müßte also ein Vierzylinder die Leistung des gleichvolumigen Einzylinders um 59 % überschreiten. In der rauhen Praxis sind aber einige Einschränkungen notwendig: Da macht die Kühlung der mittleren Zylinder bei einem luftgekühlten Reihenmotor schon trotz guten thermischen Wirkungsgrades einige Schwierigkeiten, die es geraten erscheinen lassen, mit der Belastung etwas bescheidener zu werden. Mit steigender Drehzahl steigen unbeeinflusst von der besseren Auswuchtung die mechanischen, inneren Reibungsverluste und zehren von der effektiven Leistung. Das führt zusammen mit dem Einfluß der Gasschwingungen auf die Lage der besten Füllung dazu, daß höchste Leistung und höchstes Drehmoment in der Drehzahl immer enger zusammenrücken. Im Gegensatz zu der allgemein verbreiteten Ansicht ist der Vierzylinder-Motor also nicht elastischer, son-

der unelastischer als der Einzylinder — er dreht nur runder.

Die Füllung, also der volumetrische Wirkungsgrad, kann durch die günstigen Winkelquerschnitte und die kleineren Hubverluste bis in hohe Drehzahlen bei schwingungstechnisch sorgfältiger Abstimmung überraschend hoch gehalten werden, und auch die unvermeidlichen Reibungsverluste halten sich durch den fehlenden Ventiltrieb in erträglichen Grenzen, wie die Daten der Renn-Zweitakter von Yamaha beweisen, die 1967 und 1968 überlegen die Weltmeisterschaft der 125er und 250er Klasse gewannen und in ihren spezifischen Leistungen auch bis heute kaum wesentlich überboten worden sind.

Tabelle 13:

Hubraum	oylum	125 cm ³	
Zylinderzahl	yuvak s.	2	4
Hub	alitim	41	32,4 mm
Drehzahl	dönü	15 000	17 500 U/min
Kolbengeschwindigk.		20,5	18,9 m/sek
Reibleistung	yitik	7,3	9,9 PS
Reibleistung	"	17,2	17,7 %
Wirkungsgrad		82,8	82,3 %
Höchstleistung	qüs	35	44 PS

Die Abhängigkeit der Reibleistung von der Drehzahl und der mittleren Kolbengeschwindigkeit zeigen die nachstehenden Tabellen:

Tabelle 14: Zweizylinder

(Bild 100)

Drehzahl	Kolben- geschwindigkeit	Leistungs- verlust
12 000 min ⁻¹	16,4 m/sek	5,0 PS
13 000 min ⁻¹	17,8 m/sek	5,4 PS
14 000 min ⁻¹	19,1 m/sek	6,0 PS
15 000 min ⁻¹	20,5 m/sek	7,3 PS = 17,2%

Der fehlende Ventiltrieb läßt die Leistung hier nur auf 82,8 % bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 20,5 m/sek im Zweizylinder und auf 82,3 % bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 18,9 m/sek beim Vierzylinder abfallen, ein weiterer Beitrag für die überlegene spezifische Leistung des Rennzweitaktors.

Tabelle 15: Vierzylinder

(Bild 101)

Drehzahl	Kolben- geschwindigkeit	Leistungs- verlust
15 000 min ⁻¹	16,2 m/sek	7,0 PS
16 000 min ⁻¹	17,3 m/sek	7,9 PS
17 000 min ⁻¹	18,4 m/sek	8,9 PS
17 500 min ⁻¹	18,9 m/sek	9,5 PS = 17,7%

Zum Vergleich:

Bei einem 125 cm³ Zweizylinder-Viertakt-Rennmotor betrug die Verlustleistung 15 % bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 9,6 m/sek und stieg bei 17,8 m/sek auf 30 %. Der 125 cm³ Vierzylinder hatte eine Reibleistung von 15 % bei 11,9 m/s und von 30 % bei 19,3 m/sek.

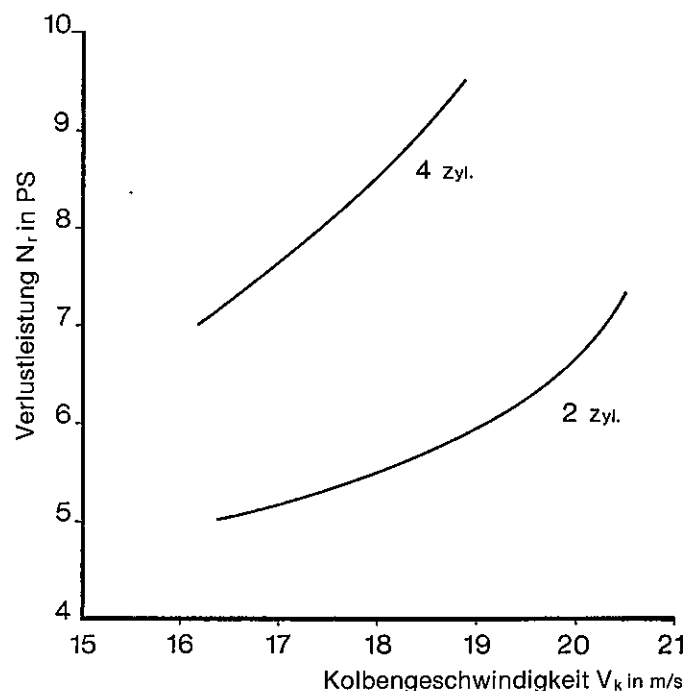


Bild 100: Kolbengeschwindigkeit und Verlustleistung
Mit steigender Kolbengeschwindigkeit wachsen die Reibungsverluste in einer flachen Parabelform an. Die scheinbar wesentlich höheren Reibungsverluste des Vierzylinders geben ein schiefes Bild: Auf die effektive Leistung bezogen, liegen die relativen Leistungsverluste des Vierzylinders mit 17,7 % nur unwesentlich höher als die des Zweizylinders mit 17,2 %.

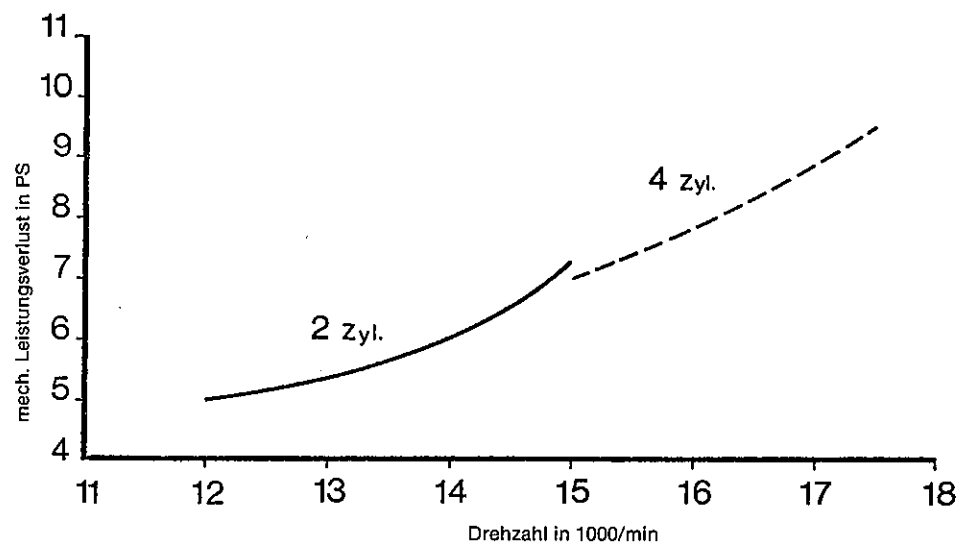


Bild 101: Drehzahl und Verlustleistung

Trägt man die Verlustleistung über der Drehzahl auf, so zeigt der steile Anstieg des Zweizylinders, daß er sich bei $n = 15 000 \text{ min}^{-1}$ der mechanisch gezogenen Drehzahlgrenze nähert, die der Vierzylinder mit $n = 17 500 \text{ min}^{-1}$ offensichtlich noch nicht voll ausgeschöpft hat.

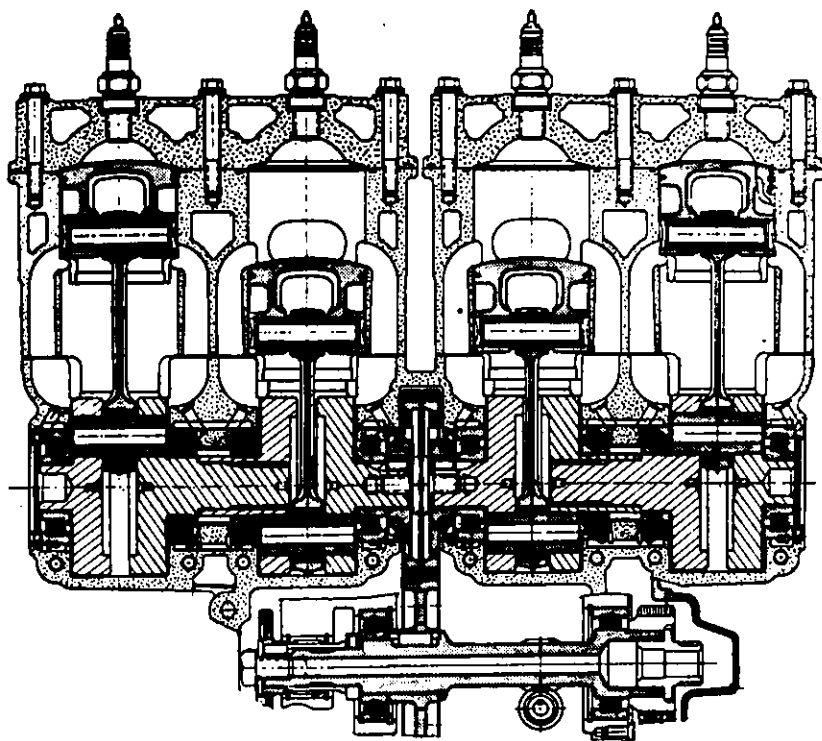


Bild 102a: Reihen-Vier-zylinder-Rennmotor von Yamaha

Der aus zwei Zweizylinder-Aggregaten zusammengesetzte schlitzzgesteuerte 500-cm³-Yamaha-Rennmotor hielt bis 1980 in der Leistung mit dem schieberegesteuerten Quadrat-Motor von Suzuki Schritt, vor allem wohl durch die überlegene Beschleunigung mit dem Power-Valve-System. 1981 ging dann auch Yamaha auf den Quadrat-Motor mit Plattendrehchiebern über.

Die Kriterien des Mehrzylinders sind

- der höhere Bauaufwand,
- der größere Raumbedarf,
- das höhere Gewicht,
- der durch die höhere Reibung bedingte etwas höhere Verbrauch.

HUBRAUMLEISTUNG UND LEISTUNGS-VERLAUF

In einem Forschungsbericht, den Dipl.-Ing. Karl-Heinz Menzl von Zündapp im Auftrag des Bundesumweltamtes durchführte, wurden Maßnahmen zur Absenkung des Geräusches von Kleinkraftträdern und zur Verminderung der subjektiven Lästigkeit grundsätzlich untersucht. Die hohen Drehzahlen von

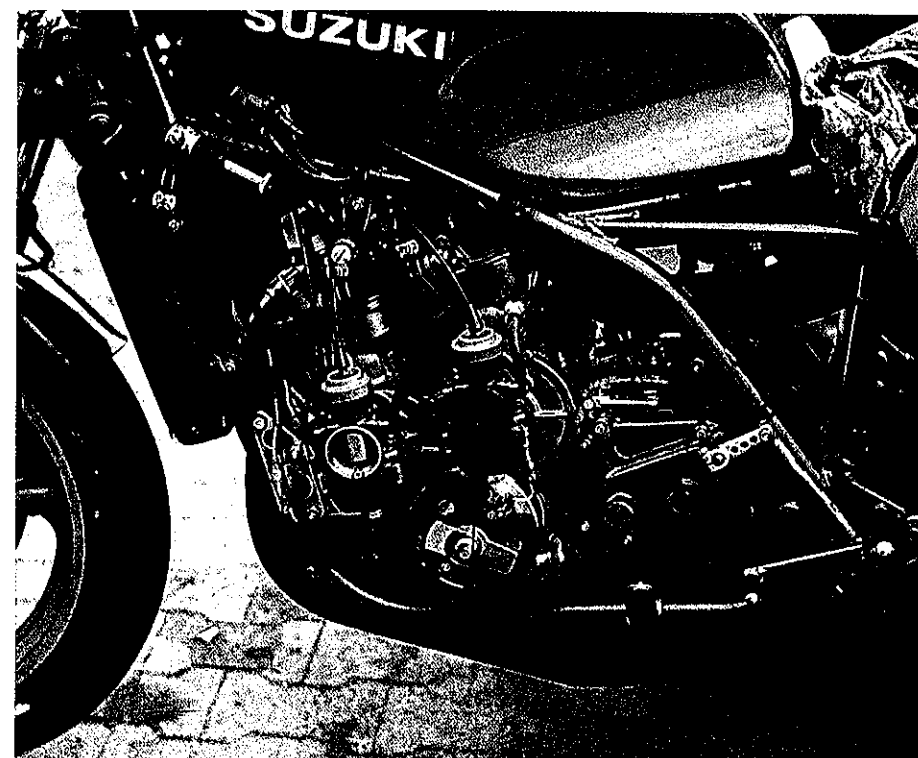


Bild 102b: Quadrat-Bauart von Suzuki

Der 500-cm³-Grand-Prix-Motor von Suzuki mit zwei durch Stirnräder gekoppelten gegenläufigen Kurbelwellen bringt neben der geringen Baubreite und der optimalen Auswuchtung aller freien Kräfte und Momente vor allem die freien Gehäuse-Stirnflächen für die Unterbringung der 4 Scheibendrehchieber. Die schon mehrfach vorgedachte, aber nicht bis zum Erfolg durchentwickelte Bauart ist richtungsweisend für den großen Rennzweitakter, hat aber wegen des hohen Bauaufwandes und vor allem wegen der Schwierigkeit, die Geräusche der Stirnräder zu eliminieren, im Serienbau kaum eine Zukunft.

8000–10000 min⁻¹ der in der Leistung nicht begrenzten 50-cm³-Motoren führten nicht nur zu einem hohen Lärmpegel, sondern wirkten vor allem durch ihr unangenehmes, hochfrequentes Geräusch besonders lästig. Die Aufgabenstellung begrenzte die Endgeschwindigkeit in der Ebene auf 80 km/h, die Leistung auf 5 KW und sah eine mäßige Überdrehzahl von max. 10% für die Wahl der Übersetzung vor. Bei der Auslegung der 4 untersuchten Motoren mit Hubvolumen von 50,

80, 100 und 125 cm³ wurde überdies darauf geachtet, daß sowohl die thermische Ähnlichkeit (Druckverlauf, Verbrennungsablauf, Brennraumform, Wärmeverluste usw.) wie auch die mechanische Ähnlichkeit (Hub-Bohrungsverhältnis, Pleuel-Verhältnis, Massenausgleich usw.) weitgehend gewahrt blieben. Die baulichen Daten der wassergekühlten Motoren-Familie gehen aus der nachstehenden Tabelle hervor.

Tabelle 16:

Klasse	küme		50	80	100	125
Hubraum V_h	oyum	cm ³	49,9	78,8	99,8	124,2
Bohrung D	cap	mm	39,0	46,5	52,0	58,0
Hub s	alim	mm	41,8	47,0	47,0	47,0
Hub/Bohrungsverhältnis		—	1,07	0,98	0,90	0,81
Pleuellänge l		mm	91,0	91,0	91,0	91,0
Pleuverhältnis r/l		—	1:4,35	1:3,87	1:3,87	1:3,87
Verdichtung		—	11,2	11,2	11,2	11,2

oran
koluzunluğ
kol oranı
silindirin ağırlığı

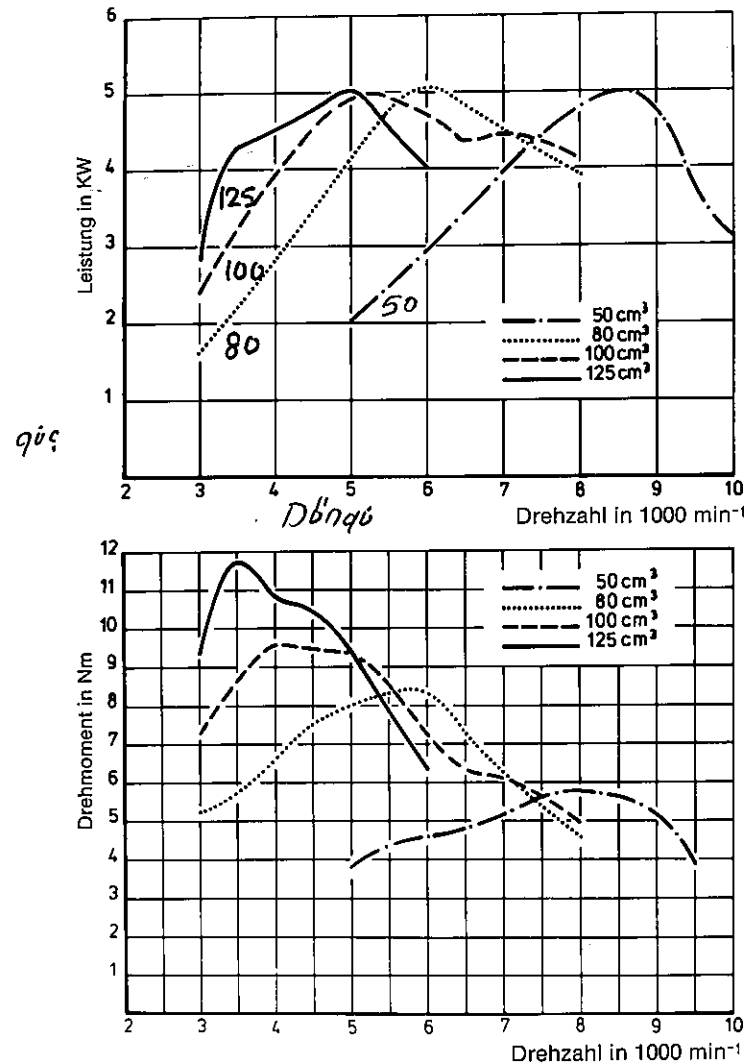


Bild 103: Hubraumleistung und Leistungsverlauf

Vier Zündapp-Forschungsmotoren mit gleicher Spitzenleistung und gleichen thermischen und mechanischen Daten, aber mit unterschiedlichem Hubraum zwischen 50 cm³ und 125 cm³. Je höher die Hubraumleistung, um so höher die notwendige Höchstleistungsdrehzahl.

Die mit dieser Auslegung erreichten Zusammenhänge zwischen Leistung,

Drehmoment und Drehzahl sind in Tabelle 17 zusammengefaßt.

Tabelle 17:

(Bild 103)

Klasse	oyum		50	80	100	125
Leistung P _{max}	qüs	KW	5,0	5,2	5,2	5,1
Drehzahl n	dönüş	min ⁻¹	8800	5900	5250	4900
Drehmoment T _{max}	çiftley	Nm	5,7	8,4	9,6	11,6
Drehzahl n	dönüş	min ⁻¹	8000	5900	4200	3500
Mittl. Kolbendruck P _{me} bei T _{max}	ort. basınç	bar	6,8	6,7	5,9	5,0
Hubraumleistung	oyum	KW/l	100,2	66,0	52,1	41,1
Mittl. Kolbengeschwindigkeit c _m		m/s	12,2	9,3	8,3	7,7

İnenek iştirak

Die Hubraumleistung des 50-cm³-Motors mit 100 KW/l muß mit einer Drehzahl $n = 8800 \text{ min}^{-1}$ erkaufte werden, während für die 66 KW/l des 80-cm³-Motors $n = 5900 \text{ min}^{-1}$ ausreichen, für die 52 KW/l des 100-cm³-Motors $n = 5250 \text{ min}^{-1}$ und für die 41 KW/l des 125-cm³-Motors gar nur $n = 4900 \text{ min}^{-1}$. Entsprechend sinkt die mittlere Kolbengeschwindigkeit bei der Höchstleistungsdrehzahl von 12,2 m/s für den 50-cm³-Motor auf 7,7 m/s für den 125-cm³-Motor, und das drückt sich in der Geräuschemessung für die beschleunigte Vorbeifahrt nach ISO so aus, daß sich die Geräuschspitzen in tiefere Frequenzen verlagern, wie die Tabelle 18 zeigt.

Tabelle 18:

50 cm ³	110 Hz
80 cm ³	70 Hz
100 cm ³	66 Hz
125 cm ³	61 Hz

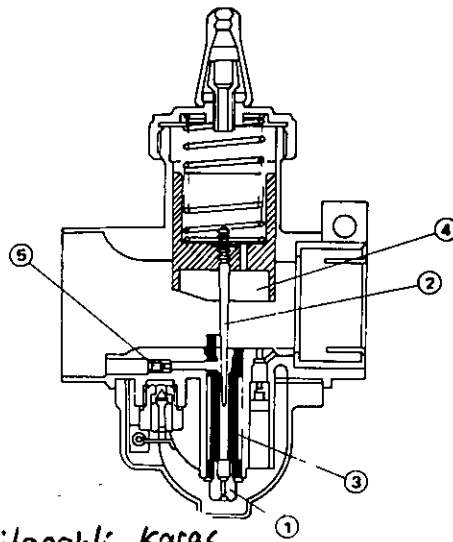
Der Übergang von 50 cm³ auf 80 cm³ bringt bei der Frequenz 8000 Hz eine Absenkung des Geräuschpegels um 10 dB, und der 100-cm³-Motor ist bei dieser Frequenz noch um weitere 5 dB leiser.

Vergaserquerschnitt, Leistung und Verbrauch

Die Weiterentwicklung des Motorrad-Vergasers hat im letzten Jahrzehnt nach langer Stagnation erhebliche Fortschritte gemacht.

Zentralschwimmergehäuse, bei denen das Kraftstoffniveau im Düsensystem auch bei schnellem Lagewechsel konstant bleibt, sind bei Neukonstruktionen die Regel. (Bild 104) Wo der normale Schieber-Vergaser bei sehr großen Querschnitten Schwierigkeiten im Übergang machte, sprang der Gleichdruck-Vergaser mit Drosselklappe in die Bresche, bei dem ein membrangesteuerter Kolben den Luftquerschnitt zügig auf gleichen Unterdruck einstellt und den Kraftstoffaustritt durch eine konische Düsenadel, die den Querschnitt der Nadeldüse verändert, steuert. (Bild 105) Durch verbesserte Filterung mit großflächigen Papierfiltern und großen Vorvolumen zur Beruhigung der Luft arbeiten Vergaser heute unter wesentlich günstigeren Bedingungen als früher. Und nicht zuletzt auch wesentlich leiser.

Der für die Leistung optimale Vergaser-



itenekli karas

Bild 104: Schiebervergaser

Beim klassischen Schiebervergaser steuert der Kolbenschieber (4) durch die Düsennadel (2) den Querschnitt der Nadeldüse (3) und damit die Kraftstoffmenge, die durch die Luftdüse (5) vorgemischt wird, und paßt sie dem veränderten Luftquerschnitt an. Die höchste Kraftstoffmenge wird durch die Hauptdüse (1) begrenzt. Rechts neben der Nadeldüse liegt die Leerlaufdüse mit gesonderter, durch eine Konusschraube einstellbarer Luftzufuhr. Das zentrale Schwimmmergehäuse hat sich wegen seiner Unempfindlichkeit gegen Lage- und damit Niveauänderungen auf der ganzen Linie durchgesetzt.

Durchmesser ist proportional der Wurzel aus dem Produkt vom Hubraum V in Litern und der Drehzahl n in min^{-1} . Als grobe Faustformel kann gelten

$$d = k \sqrt{V \cdot n} \quad \text{in mm} \quad (34)$$

Der Faktor k hängt von der erwarteten Literleistung ab und liegt bei etwa

Hubraumleistung	Faktor k
60—80 PS/l 45—60 KW/l	0,7—0,8
80—100 PS/l 60—75 KW/l	0,8—0,9
100—120 PS/l 75—90 KW/l	0,9—1,0

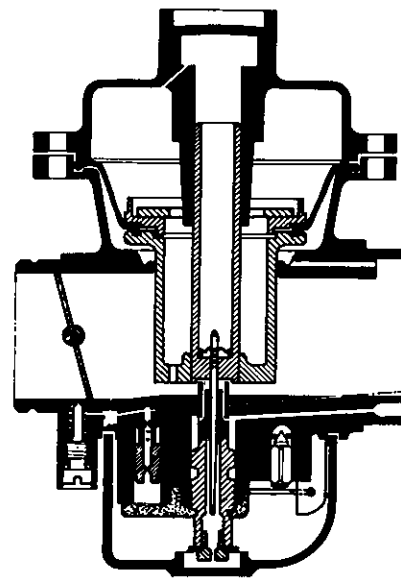


Bild 105: Gleichdruck-Vergaser

Beim modernen Gleichdruck-Vergaser wird der Luftquerschnitt primär durch eine Drosselklappe gesteuert. Der Kolbenschieber hängt an einer Membran, stellt sich in seiner Höhe automatisch auf den im Saugrohr herrschenden Unterdruck ein und steuert die Kraftstoffmenge durch Düsennadel und Nadeldüse. Der Gleichdruck-Vergaser setzt weicher ein und arbeitet sparsamer.

In der gängigen Fachliteratur wird der Verlauf von Leistung und Drehmoment über der Drehzahl im allgemeinen nur bei Vollgas, der Verbrauch über der Geschwindigkeit als Teillastverbrauch, also auf der Fahrwiderstandskurve angegeben. Diese Daten stehen in keinem direkten Zusammenhang und lassen die Abhängigkeit des Verbrauchs von der eingesetzten Leistung nicht erkennen. Anfang der 50er Jahre entwickelte der Verfasser ein sehr einfaches Meßverfahren, mit dem das gesamte Leistungs- und Verbrauchsfeld im Fahrbereich exakt abgetastet werden konnte und das zu vorzüglich reproduzierbaren Werten führte.

Versuchsdurchführung

Als Versuchsmotor diente die DKW RT 250/2 mit einer Höchstleistung $N = 14,3$ PS bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$, einem max. Drehmoment $M_d = 2,5 \text{ mkg}$ bei $n = 3200 \text{ min}^{-1}$ und einem günstigsten spezifischen Verbrauch $b = 275 \text{ g/PS h}$ bei $n = 4700 \text{ min}^{-1}$. Die Prüfstandsdaten sind im *Schaubild 106* dargestellt. Der Leistungseinsatz der eingefahrenen Maschine wird durch Begrenzung des Schieberhubes mit genau kalibrierten Abstandsringen geregelt. Die den einzelnen Schieberhuben entsprechenden Querschnitte für die Vergaserdurchmesser 24 mm \varnothing und 26 mm \varnothing sind ohne Berücksichtigung der Düsenna-

del und des Mischkammereinsatzes in *Schaubild 107* dargestellt. Für die RT 250/2 gilt der größere Vergaser.

Für die Bestimmung der Fahrleistung wird bei den verschiedenen Gasschieberöffnungen

1. die Höchstgeschwindigkeit in der Ebene,
2. die Durchschnittsgeschwindigkeit für eine Runde auf der Nordschleife des Nürburgringes gemessen.

Gefahren wurde in dicker Fahrerkleidung und aufrechter Haltung. Es war den Fahrern zur Auflage gemacht, nur aus Gründen der Fahrsicherheit (Kurvenfahrt) mit dem Gas zurückzugehen, sonst aber mit dem Drehgriff auf An-

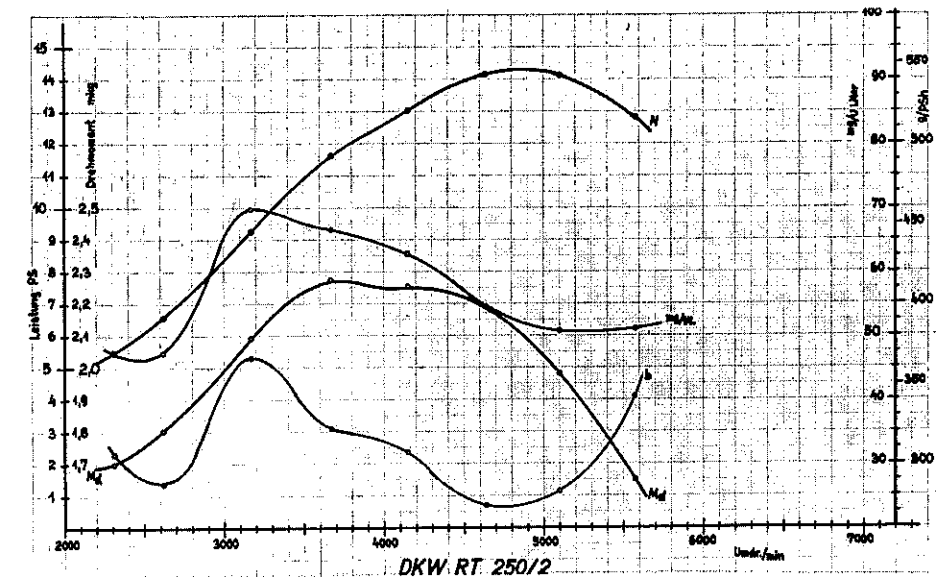


Bild 106: Prüfstandsdaten der DKW RT 250/2

Leistungs- und Drehmomenten-Verlauf zeigen eine ausgezeichnete Elastizität — eine Folge der bescheidenen Hubraumleistung mit 57 PS/l. Der spezifische Verbrauch erreicht seinen Bestwert bei $n = 4700 \text{ min}^{-1}$, seinen Höchstwert ebenso wie das Drehmoment bei $n = 3150 \text{ min}^{-1}$. Der spezifische Kraftstoffdurchlauf in mg/UL gibt einen interessanten Hinweis auf den recht gleichmäßigen Spülerfolg zwischen $n = 3200 \text{ min}^{-1}$ und 5800 min^{-1} .

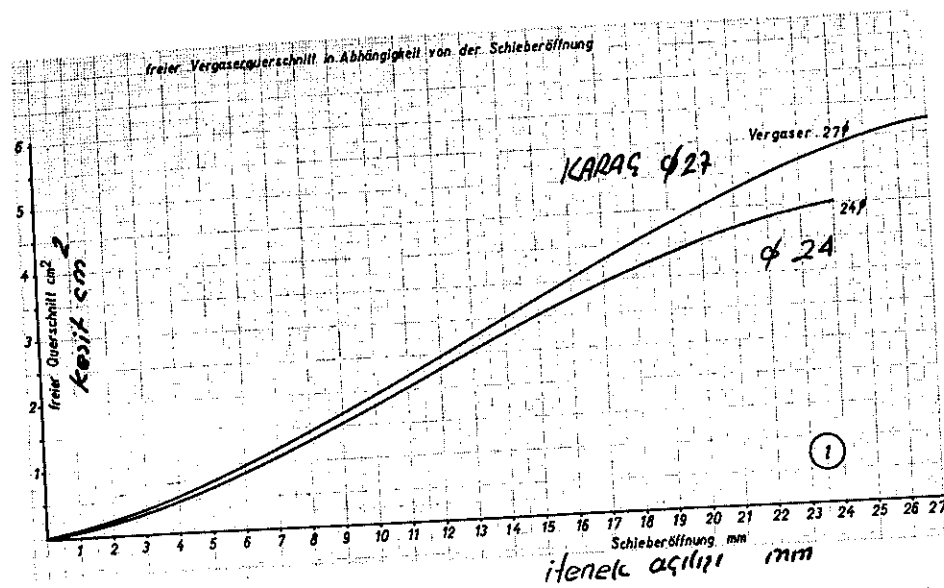


Bild 107: Vergaserquerschnitt und Schieberhub
Die Kurven zeigen für die Vergaser-Durchmesser 24 mm ϕ und 27 mm ϕ den freien Luftdurchlaß für den jeweiligen Schieberhub ohne Berücksichtigung der Querschnitte von Düsenadel und Mischkammer-einsatz.

schlag zu fahren. Bei Steigungen und beim Beschleunigen aus den Kurven durfte nur zurückgeschaltet werden, wenn die Geschwindigkeit im IV. Gang unter 60 km/h, im III. Gang unter 40 km/h absank. Der Geschwindigkeitsverlauf über die ganze Nürburgring-Runde wurde zur Kontrolle mit einem KIENZLE-Fahrt-schreiber mit 24 Minuten Umlaufzeit festgehalten.

V Versuchsergebnisse

Die Höchstgeschwindigkeit und der Verbrauch in der Ebene sind in Abhängigkeit von der Schieberöffnung im Schaubild dargestellt. (Bild 108) In Bestätigung der theoretischen Untersuchungen und vorausgegangener Prüfstandsversuche zeigte sich, daß mit

abnehmender Gasschieberöffnung die Geschwindigkeit kaum absinkt, während der Verbrauch stetig geringer wird. Schon diese Messungen beweisen, daß im durchschnittlichen Fahrbereich mit sehr kleinen Schieberöffnungen gefahren wird und daher dem Leerlaufsystem eine entscheidende und meist unterschätzte Bedeutung zukommt.

Die Durchschnittsgeschwindigkeit und der Verbrauch für die Nürburgring-Runde in Abhängigkeit von der Schieberöffnung sind in Schaubild 109 dargestellt. Die höchste Durchschnittsgeschwindigkeit lag nicht bei voller Schieberöffnung, sondern bei einem Schieberhub von 21,5 mm, wahrscheinlich eine Folge der besseren Zerstäubung des Kraftstoffes durch die höhere Luftgeschwindigkeit im Saug-

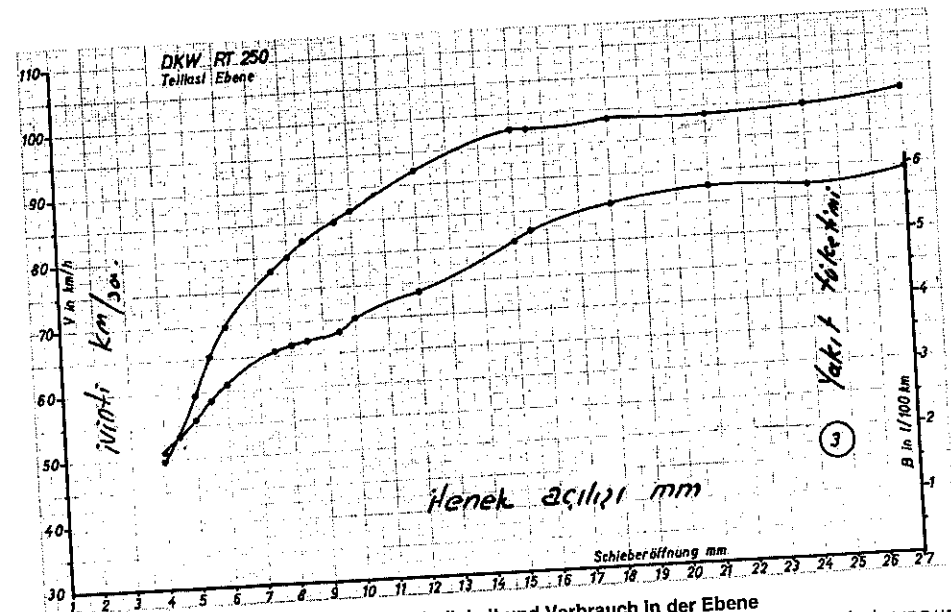


Bild 108: Vergaseröffnung, Höchstgeschwindigkeit und Verbrauch in der Ebene
Beim Schließen des Schiebers von 27 mm Hub auf 15 mm Hub, was einer Querschnittsverminderung um 43 % entspricht, sinkt die Geschwindigkeit nur von 102 km/h auf 97,5 km/h, also um 6 %, während der Verbrauch von 5,95 l/100 km auf 5,25 l/100 km abnimmt, also um 12 %!

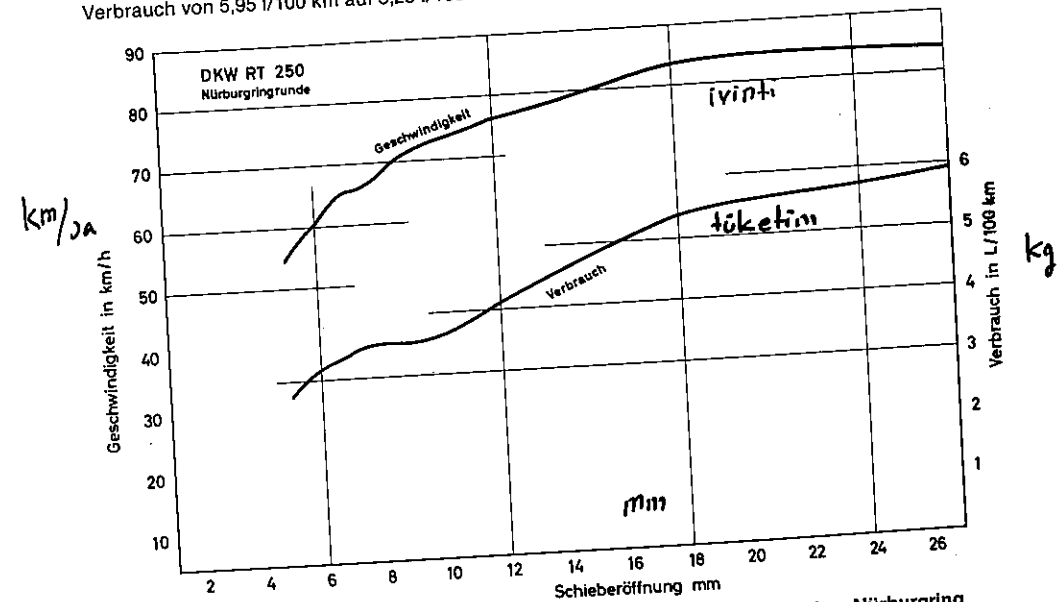


Bild 109: Vergaseröffnung, Durchschnittsgeschwindigkeit und Verbrauch auf dem Nürburgring
Mit 18 mm Schieberhub, also einer Querschnittsdrosselung um 11 %, hielt die Maschine mit 83 km/h den gleichen Durchschnitt wie mit voller Schieberöffnung, wahrscheinlich eine Folge der besseren Kraftstoffzerstäubung. Der Verbrauch sank von 5,95 l/100 km — erstaunlicherweise exakt der Vollgasverbrauch in der Ebene — auf 5,35 l/100 km, also um 10 %.

rohr, denn eine größere Hauptdüse brachte keine Änderung. Wie sich die Schieberöffnung auf die Beschleunigung auswirkt, wurde an einer *Tornax S 250* mit dem Zweizylinder ILO-Motor und 24 mm Vergaser-Durchmesser gemessen. Durch das sehr sorgfältig eingestellte Leerlaufsystem konnte die Maschine, wie *Schaubild 110* zeigt, selbst mit einem Schieberhub von nur 2,1 mm einwandfrei gefahren werden.

Folgerungen

Die Versuchsmethode, das Leistungs- und Verbrauchsverhalten über den ganzen Betriebsbereich durch Begrenzung des Schieberhubes abzutasten, mag bei dem heutigen Stand der Meßtechnik primitiv erscheinen. Sie bringt aber auch auf schwieriger Strecke ausgezeichnet reproduzierbare Ergebnisse, ist narrensicher, erleichtert das Auffinden von Fehlern in der Abstimmung und zeigt ein sehr anschauliches Bild besonders im Bereich kleiner Schieberöffnungen, das wichtige Aufschlüsse über die Schadstoff-Entwicklung geben kann.

Es lassen sich folgende auch heute noch gültige Schlüsse ziehen:

1. Im durchschnittlichen Fahrbereich wird mit sehr kleinen Schieberöffnungen gefahren.
2. Beim Zweitaktmotor sinkt bei starker Drosselung der Fahrdurchschnitt nur unwesentlich, der Verbrauch dagegen sehr stark.
3. Bei hoher Belastung und niedriger Drehzahl scheint die Luftgeschwindigkeit bei den üblichen großen Vergaserquerschnitten zu niedrig zu sein. Bei begrenztem Schieberhub ergeben sich hier bessere Leistungen. Der große Querschnitt bringt nur für die Endgeschwindigkeit und

für das Ausfahren in den Gängen geringfügige Vorteile.

4. Für das Fahrverhalten im üblichen Betriebsbereich wird bei den heutigen Vergaserquerschnitten die Abstimmung des Leerlaufsystems entscheidend. Der Einfluß auf die Wirtschaftlichkeit ist bedeutender als der Einfluß der Hauptdüse und des Nadeldüsen systems, die lediglich im oberen Beschleunigungsbereich von Einfluß sind.
5. Das Leerlaufsystem sollte sowohl auf der Brennstoffseite, wie auf der Luftseite mit größeren Querschnitten ausgebildet werden, so daß es die Funktion eines Vorvergases erhält. Dadurch soll nicht nur eine größere Unempfindlichkeit gegen unvermeidliche Schwankungen in der Fertigung, Fehler in der Einstellung und Änderungen während des Betriebes erreicht, sondern vor allem die Schadstoff-Emission vermindert werden.

SCHMIERUNG

Die einfache Mischungsschmierung wird von Gegnern des Zweitaktmotors immer wieder als schlüssiger Beweis für die Primitivität des Systems herangezogen. Es ist nicht zu leugnen, daß die ölreichen Mischungen der frühen Entwicklungsjahre mit 1:10 bis 1:20 nicht nur durch die blaue Auspuff-Fahne und ihren unvermeidlichen Geruch unangenehm auffielen und bei der Wahl der Kerze den Spielraum zwischen ausreichend hoher Temperatur zum »Freibrennen« der Ölkohle und Glühzündungen stark einengten. Dar-

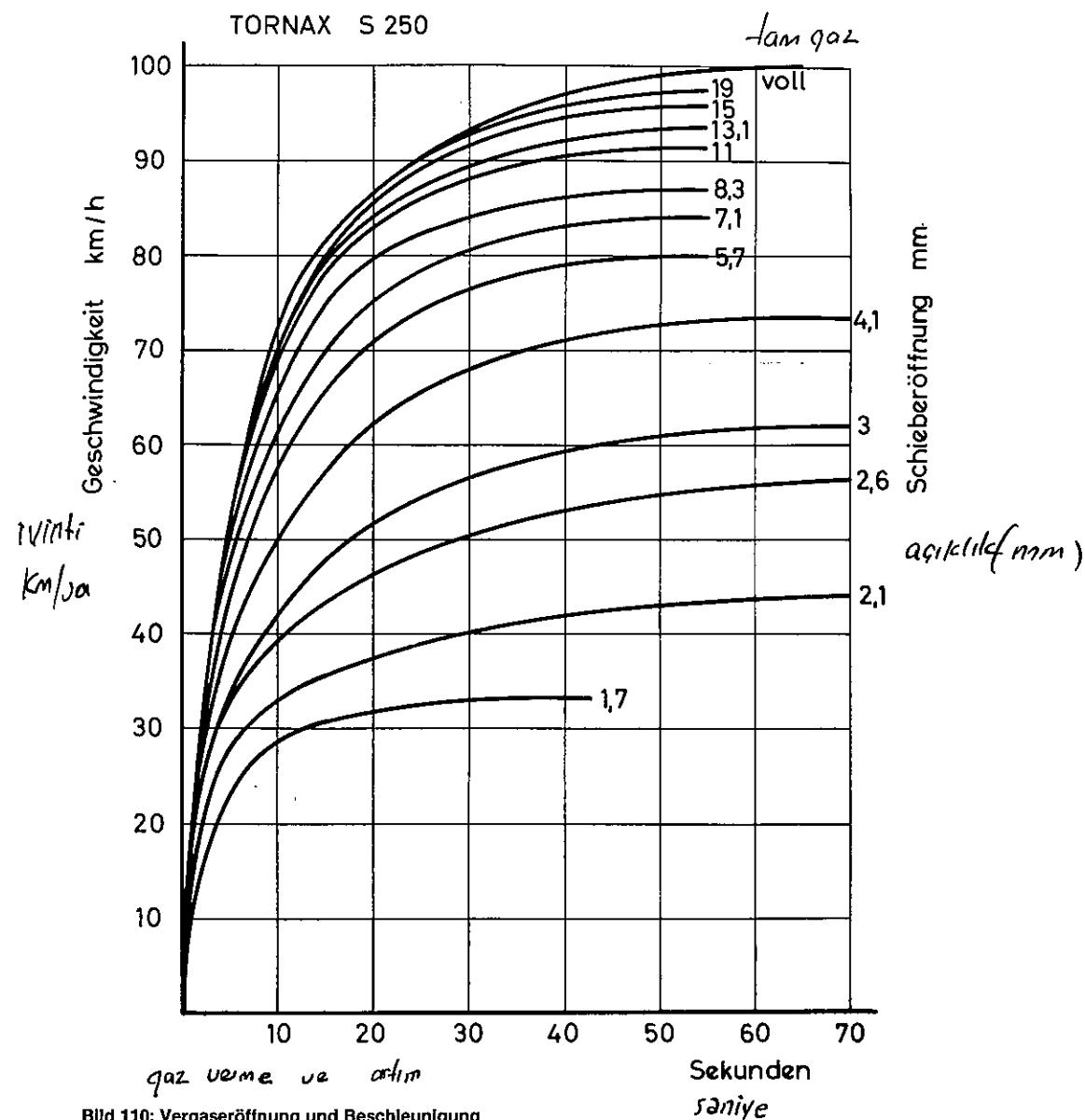


Bild 110: Vergaseröffnung und Beschleunigung

Die Beschleunigungskurven der Tornax S 250 mit dem Zweizylinder-ILO-Motor mit 24 mm Ø Vergaserdurchmesser zeigen bei 11 mm Schieberhub, also einem freien Vergaserquerschnitt von nur 45%, ein Absinken der Höchstgeschwindigkeit von 100 km/h auf 91 km/h, also um 9%. Interessant ist, daß sich die Maschine selbst mit einem Schieberhub von nur 2,1 mm, also einem freien Querschnitt von 5,5% noch einwandfrei fahren ließ und eine »Spitze« von 43 km/h erreicht.

messer für die thermische Gesundheit des Motors.

Wie *Schaubild 112* sehr klar zeigt, steigt die Kerzentemperatur mit magerer werdendem Gemisch, also mit abnehmendem spezifischen Verbrauch, stark an und überschreitet schon nach kurzer Vollast-Laufzeit die kritische Grenze von etwa 850 °C.

In einem luftgekühlten Schneemobil-Motor mit einer Literleistung von 110 PS/l stabilisiert sich die Kerzentemperatur erst bei einem spezifischen Verbrauch $b_e = 400$ g/PS h mit $T_k = 755$ °C. Die kritische Temperatur $T_k = 850$ °C

wird bei $b_e = 300$ g/PS h schon nach 1,6 Minuten, bei $b_e = 370$ g/PS h nach 4,2 Minuten Vollgas erreicht.

Die Kerzentemperatur steigt weiter mit zunehmender Frühzündung, da damit ja die verbrennenden Gase länger auf die Brennraumwände einwirken. Die kritische Temperatur $T_k = 850$ °C entspricht

bei einer Frühzündung von 30 °kw v.O.T. einem $b_e = 410$ g/PS h
bei einer Frühzündung von 28 °kw v.O.T. einem $b_e = 380$ g/PS h
bei einer Frühzündung von 25 °kw v.O.T. einem $b_e = 365$ g/PS h

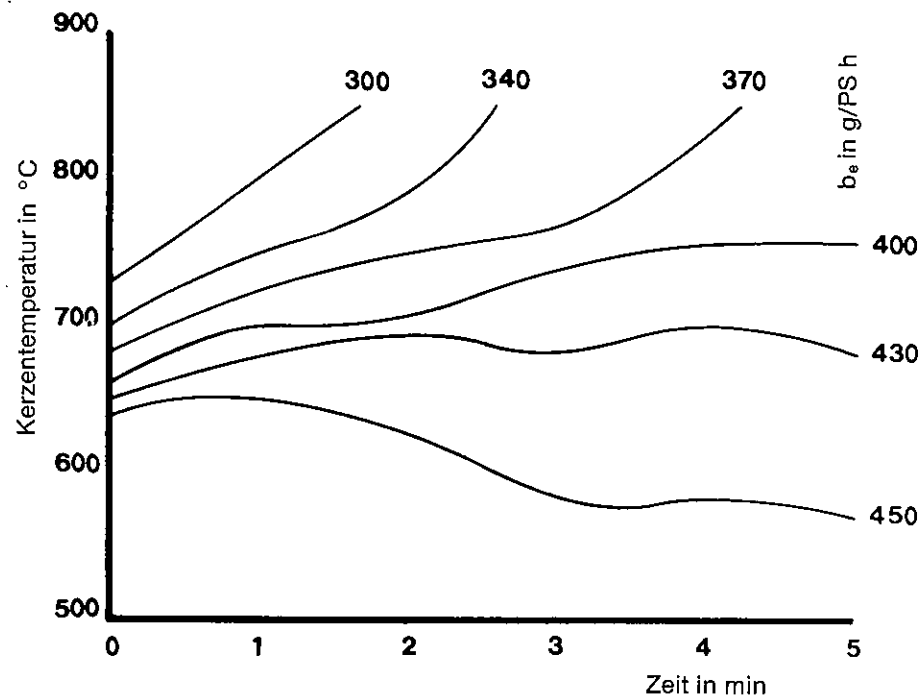


Bild 112: Kerzentemperatur und spezifischer Verbrauch

Die Kerzentemperatur nimmt mit mager werdendem Gemisch schnell zu. Bei einem thermisch sehr hoch beanspruchten Schneemobil-Motor mit einer Leistung von 110 PS/L überschreitet die Kerzentemperatur bei einem spezifischen Verbrauch von 300 g/PS h schon nach einer Vollgaslaufzeit von 1,5 min den kritischen Wert 850 °C. Die Temperatur stabilisiert sich erst bei einem spezifischen Verbrauch von 400 g/PS h auf etwa 750 °C. Rennmotoren brauchen ein Viertel bis ein Drittel der verbrauchten Kraftstoffmenge zur Innenkühlung und dafür ist der Kraftstoff eigentlich zu schade.

Bei einem normalen Verbrauch hat die Art des Kraftstoffes keinen Einfluß auf die Zündkerzentemperatur. Bei armem Gemisch blieb die Temperatur am Versuchsmotor mit Super-Kraftstoff konstant unter 820 °C, während sie mit Normalbenzin nach 2 Minuten Vollgas den kritischen Wert $T_k = 850$ °C überschritt. Die höhere Verdampfungswärme und die höhere Klopfestigkeit dürften die Erklärung sein.

Auch bei gleicher Vorzündung von 25° v.O.T. ergab die Kondensatorzündung eine um 60—80 °C niedrigere Zündkerzentemperatur als die normale Spulenzündung. Das ist nur so zu erklären, daß das Durchbrennen des Gemisches durch den kräftigeren Zündfunken schneller erfolgt und keine »Nester« zurückbleiben, die durch verzögertes Abbrennen ihre Wärmeenergie nicht in nutzbare Arbeit umsetzen, sondern in stärkerem Maße an die Brennraumwände abgeben. Mit zunehmender Laufdauer steigt die Leistung der Kondensatorzündung als Folge der niedrigeren Zylindertemperatur und damit des höheren Ladegewichtes über die Leistung mit Spulenzündung an.

Einen starken Einfluß auf die Zündkerzentemperatur hat natürlich die Form des Brennraumes. Unter sonst gleichen Bedingungen erreicht die Zündkerzentemperatur in einer Kugelkalotte ohne Quetschrand etwa 830 °C. Ein eingeschnürter Brennraum mit 40% Quetschfläche kam auf 760 °C und mit stark zurückgesetzter Kerze und 70% Quetschfläche nur auf 740 °C. Ein derartiger Brennraum erfordert aber viel Frühzündung und fällt in der Leistung merklich ab.

Um die thermische Belastung zu verringern, werden häufig zwei Kerzen angewendet: Der Flammenweg wird kleiner, so daß die Vorzündung zurückge-

nommen werden kann und die hohe Gastemperatur eine kürzere Zeit auf die Brennraumwänden einwirkt. Bei einem unmittelbaren Vergleich lag die Elektrodentemperatur mit einer Kerze bei 790 °C, mit zwei Kerzen bei 755 °C. Dabei stieg die Leistung bei gleicher Drehzahl $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ von $N = 24,2$ PS auf $N = 25,2$ PS. Die mögliche Leistungssteigerung durch eine Doppelzündung ist erwartungsgemäß um so stärker, je größer die Bohrung und je höher die Drehzahl ist.

KÜHLUNG

Nach einer ganz groben Faustformel werden von der dem Motor zugeführten Brennstoffenergie $\frac{1}{3}$ in Nutzarbeit umgewandelt, $\frac{1}{3}$ geht durch den Auspuff verloren, und das letzte Drittel muß über die Kühlung an die Außenluft abgegeben werden, um die Betriebstemperatur in einem gesunden Bereich zu halten. Mit Rücksicht auf die mit der Temperatur rasch abnehmende Tragfähigkeit des Schmierfilms und den schnell wachsenden Abrieb darf die Zylinderlaufbahn nicht heißer als 150—180 °C werden. Die heißesten Teile der Brennraumwand sollen möglichst unter 220 °C bleiben und auch kurzzeitig eine Temperatur von 240—250 °C nicht überschreiten. Um dieses Temperaturniveau bei luftgekühlten Motoren zu halten, muß je nach spezifischer Leistung eine Wärmemenge von 600—1000 kcal/PS h an den Fahrtwind abgegeben werden. Während beim Viertaktmotor 75—80% dieser Wärmemenge über den Zylinderkopf abgeleitet werden müssen, gehen bei Zweitakt-

motoren nur 40—50 % über den Zylinderkopf und ein beträchtlicher Anteil über die besonders gefährdete Wandung um den Auslaßschlitz.

Luft ist nicht nur ein sehr schlechter Wärmeleiter, auch die Wärmeübergangszahl von Metall an Luft ist sehr niedrig: Während die Übergangszahl von Metall an Wasser bei einer Strömungsgeschwindigkeit von etwa 1 m/s zwischen 1500 und 3200 kcal/m²h °C beträgt, liegt dieser Wert für Luft bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 10 m/s nur bei 40 bis 60 kcal/m²h °C und bei 20 m/s nur bei 80 bis 100 kcal/m²h °C. Um die Temperaturverhältnisse des wassergekühlten Zylinders zu erreichen, muß also die wärmeabgebende Oberfläche des luftgekühlten Zylinders 18 bis 20mal so groß sein wie die der wärmeaufnehmenden inneren Wandfläche.

Die Oberfläche muß also durch Rippen vergrößert werden.

Rippenabstand und Rippentiefe hängen vom Hubvolumen und vom Einsatzzweck ab, da ja mit linearer Vergrößerung der einzelnen Abmessungen das Hubvolumen mit der 3. Potenz, die Wandfläche aber nur mit dem Quadrat wächst: Ein 250-ccm-Zylinder hat das doppelte Hubvolumen des 125-ccm-Zylinders, aber nur die 1,6fache Wandfläche, — noch ein Grund für die Entwicklung zum Mehrzylinder. Je nach dem Hubvolumen ist die Rippenhöhe moderner Hochleistungsmotoren 0,8 bis 1,2 D. Der Rippenabstand schwankt bei Straßenmaschinen zwischen 10 und 12 mm, bei Geländemaschinen zwischen 12 und 16 mm. Bei luftgekühlten Mehrzylindermotoren ist ein ausreichender Zylinderabstand für den freien Luftdurchgang erforderlich. Je nach Leistung wird mit einem Abstandsmaß von 1,6—2,0 D von Zylinder-

dermitte zu Zylindermitte gerechnet. Kleine Zylinderabstände verbieten sich allerdings meist von selbst mit Rücksicht auf die Führung und Bemessung der Spülkanäle. Durch Verdrehen der Kanalebene mit seitlichem oder schrägem Auspuff kann Bauraum gewonnen werden, doch wird dabei der Gaseintritt in die Spülkanäle wegen der Ausschnitte im Kolbenhemd problematisch.

Der Rippenwald moderner Hochleistungsmotoren ist nur selten von der Technik bestimmt worden, sondern oft nur ein modischer Zierrat. Sehr tiefe Rippen mit geringem Abstand bremsen die Luftgeschwindigkeit in Richtung Zylinderwand stark ab, verschlechtern den Wirkungsgrad und neigen überdies leicht zum Schwirren, wodurch der mechanische Geräuschpegel erheblich ansteigt. Stützstege, die diese Schwingungen dämpfen, werden zweckmäßig zur Luftführung herangezogen und so schräg gestellt, daß sie dem »Totwasserwinkel« von etwa 120° auf der Rückseite des Zylinders Luft zuschaufeln. Ein weiterer Nachteil sehr tiefer Rippen ist schließlich ihre Schrumpfwirkung: Der sehr viel kühler bleibende äußere Umfang der Rippen kann der Wärme-dehnung der wandnahen Zone nicht folgen und führt zum Verformen des Zylinders und Druckstellen an der Kolbenlaufbahn. Um diese Wärmespannungen abzubauen, muß die Rippenform der Temperaturverteilung angepaßt oder durch Schlitze oder versetzte Rippensegmente (Stachelzylinder) eine gewisse Nachgiebigkeit sichergestellt werden. Am günstigsten verhalten sich die bei liegenden Zylindern üblichen Längsrippen, die dem Kühlluftstrom ähnlich wie beim Fächerkopf den Zutritt zum Rippengrund erleichtern. Entscheidend für die Wärmeübertragung ist die zunehmende Wandstärke und

der gute Übergang der Rippe in die Zylinderwand.

Wichtiger als die Kühlrippenfläche ist eine gute periphere Wärmeverteilung in der durch die Kanäle ja stark zerklüfteten Zylinderwand, also dicke Wandstärken und Leichtmetall mit seiner überlegenen Wärmeleitfähigkeit. (Bild 113)

Eingeschrumpfte oder eingegossene Graugußbuchsen, Hartchrom- oder noch besser Nikasilschichten, durch besondere Honverfahren für das bessere Haften des Schmierfilms vorbereitet, sorgen für eine einwandfreie Laufbahn. Unter gleichen Voraussetzungen führt

die bessere Wärmeleitung des Leichtmetallzylinders zu einer Temperatursenkung der Brennraumwandungen um 20—30 °C, die zu einer Verdichtungssteigerung ohne erhöhte Klopfneigung mit Leistungssteigerungen von 6—8 % und einer entsprechenden Senkung des spezifischen Verbrauchs herangezogen werden können.

Wie hervorragend die periphere Wärmeverteilung ist, zeigt eine Mahle-Messung an dem Leichtmetall-Zylinder der 125-ccm-PUCH:

Bei Vollgas betrug die Temperaturdifferenz zwischen einer Meßstelle in der Zylinderwand unmittelbar über dem

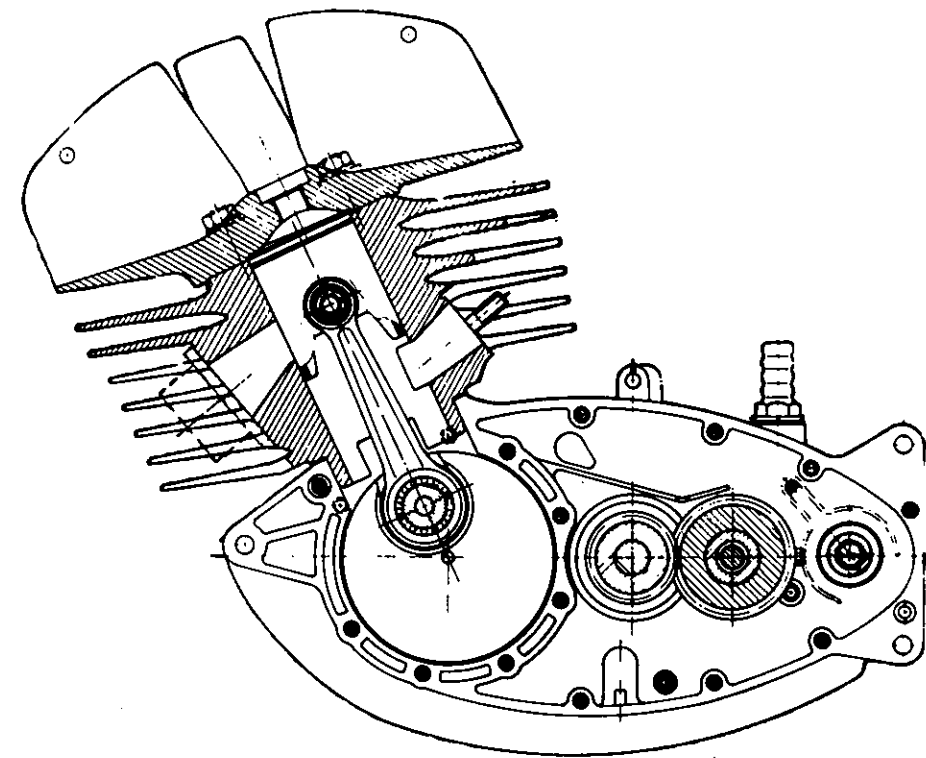


Bild 113: Zündapp-Sportmotor mit Luftkühlung

Der Längsschnitt durch den Zündapp-Sportmotor läßt sehr gut die tiefen Rippen (140 % der Bohrung) und die enormen Wandstärken (40 % der Bohrung) besonders im Bereich des Auslaßkanals erkennen. Eine gute periphere Wärmeverteilung ist die Grundlage für einen gesunden Motor.

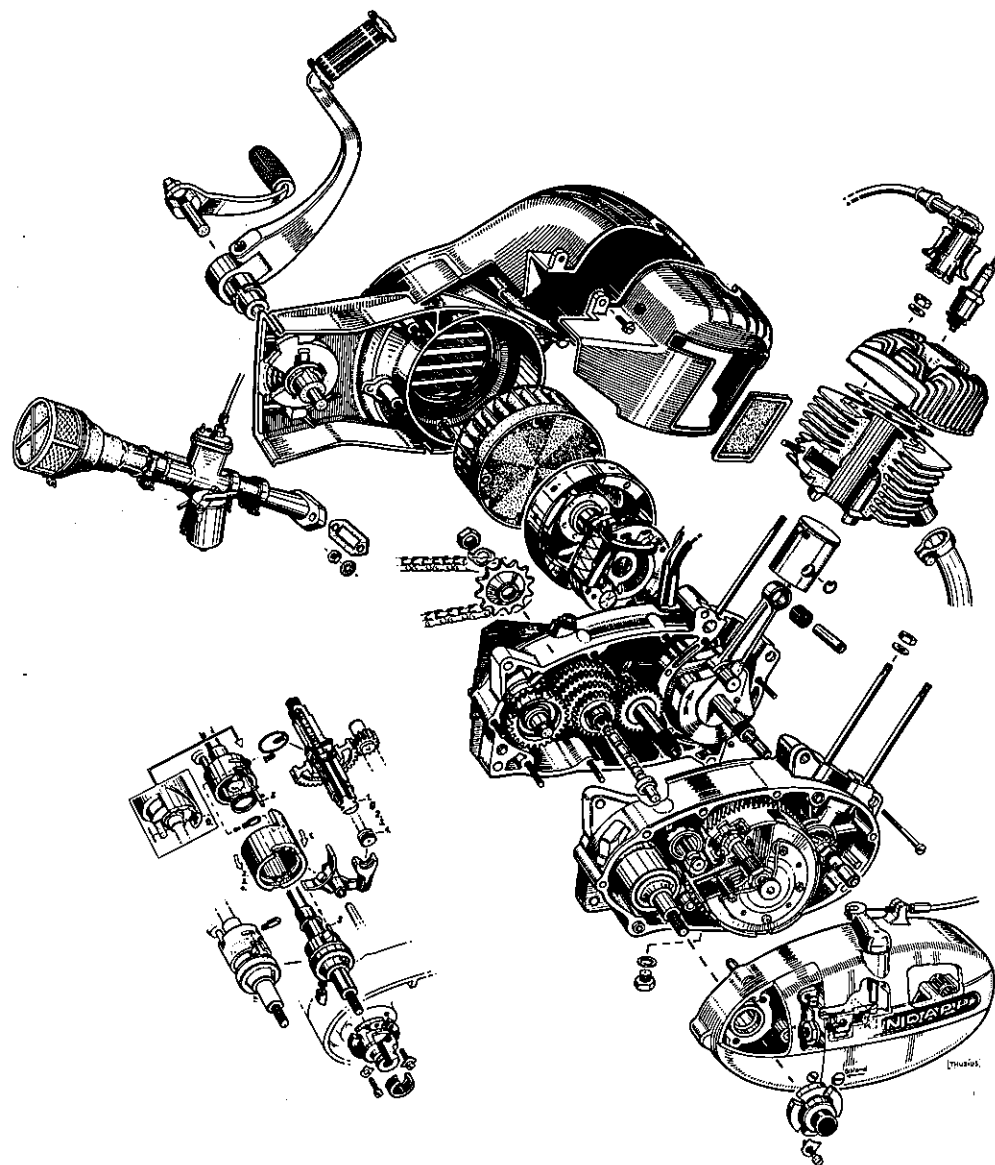


Bild 114: Zündapp-Mokick-Motor mit Gebläsekühlung

Bei Motoren, die häufig im Stadtverkehr, im Kolonnenbetrieb und in bergigem Gelände gefahren werden, hat die Gebläsekühlung unbestreitbare Vorteile.

Auslaß und einer zweiten unmittelbar über dem Einlaßstutzen, also etwa in gleicher Zylinderhöhe, nur $13,5^{\circ}\text{C}$. Die Thermoelemente liegen dabei nur 1 mm von der Zylinder-Innenwand entfernt.

Neben der Wärmeleitfähigkeit, die bei LM-Legierungen etwa dreimal so hoch liegt wie bei Gußeisen, und der sehr bescheidenen Wärmeübergangszahl zwischen Metall und Luft, die damit zum entscheidenden Faktor für den Wärmeaustausch wird, spielt die Wärmeabstrahlung eine lange Zeit unterschätzte Rolle. Man hielt sich an das Steffan-Boltzmannsche Gesetz, wonach das Strahlungsvermögen eines schwarzen Körpers mit der 4. Potenz seiner absoluten Temperatur wächst, und glaubte nicht daran, daß die Oberflächen-Temperatur des luftgekühlten Motors der Strahlung schon einen entscheidenden Einfluß einräumen könnte. Zahlreiche Versuche bestätigen aber, daß die Temperatur eines Zylinderkopfes am Kerzensitz allein durch Schwarzlackierung um $20\text{--}25^{\circ}\text{C}$, durch Schwarzeloxieren um $30\text{--}40^{\circ}\text{C}$ gesenkt werden kann. Der gleiche Erfolg wurde rund um den Auslaßkanal erzielt.

Im Betrieb hängt das Temperaturniveau des fahrwindgekühlten Motors einmal von der Leistung und dem Luft-Kraftstoff-Verhältnis λ , zum anderen von der Fahrgeschwindigkeit und der Außenlufttemperatur ab. Die Verdampfungswärme des Kraftstoffes entzieht dem Motor bei fettem Gemisch, also kleiner Luftzahl λ beträchtliche Wärmemengen — bei reinrassigen Zweitakt-Straßenrennmaschinen werden oft 25—30% des verbrannten Kraftstoffes zur »Innenkühlung« herangezogen.

An dem Zylinderflansch des thermisch recht hoch beanspruchten Doppelkol-

benmotors Triumph BDG 250 hat Dr. Eberhard Kohl in den entwicklungs-technisch so bedeutsamen 50er Jahren bei 3000 min^{-1} Vollgas im 2. Gang gemessen, daß die Temperatur von 225°C bei $\lambda = 0,65$ auf 255°C bei $\lambda = 0,85$ anstieg. Der Einfluß der Fahrgeschwindigkeit geht aus folgendem Vergleich hervor:

Bei der Änderung von $\lambda = 0,65$ auf $\lambda = 0,85$ und der konstanten Vollgas-Drehzahl $n = 3000\text{ min}^{-1}$ stieg die Temperatur der hinteren Brennraumwand über dem Auslaßzylinder

im I. Gang	von ca. 275°C auf ca. 295°C ,
im II. Gang	von ca. 220°C auf ca. 235°C ,
im IV. Gang	von ca. 170°C auf ca. 185°C .

An der gleichen Meßstelle fällt die Temperatur bei $n = 3000\text{ min}^{-1}$ und $\lambda = 0,75$ von ca. 230°C bei 40 km/h auf ca. 180°C bei 70 km/h.

Die höchste thermische Beanspruchung liegt beim fahrwindgekühlten Motor also nicht bei der Höchstleistung und der entsprechenden Höchstgeschwindigkeit — weil dabei der Motor immer mit kleinem λ und hoher Kühlluftgeschwindigkeit läuft — sondern im Drehzahlbereich des höchsten Drehmomentes in den niedrigen Gängen am Berg.

Roller und Mopeds, die häufig im Stadt- und damit im Kolonnenverkehr gefahren werden, verbessern die Fahrwindkühlung oft durch ein Gebläse. Zwangsgekühlte Motoren können mit tiefen Rippen und mit kleinen Rippenabständen gebaut werden. (Bild 114)

Ein interessanter Vergleichsversuch auf der Großglockner-Straße zwischen einem fahrwindgekühlten Motorrad und einem gebläsegekühlten Roller mit gleichen Maschinenabmessungen und gleicher Motorleistung machte den Unterschied deutlich:

Am Start zog das Motorrad lässig davon, wurde aber auf halber Strecke vom Motorroller überholt und klar geschlagen. Hier macht sich vor allem die durch geringere Aufheizung des Kurbelgehäuses bedingte bessere Füllung bemerkbar.

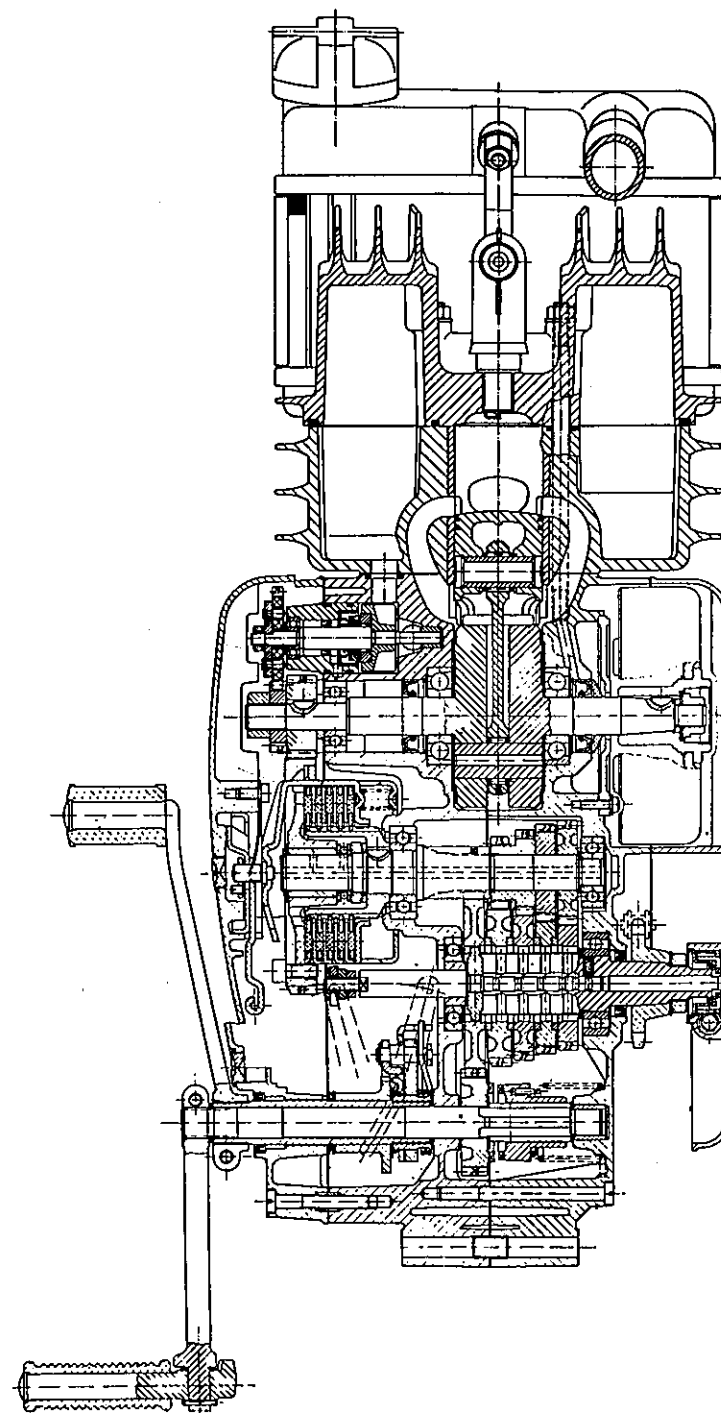
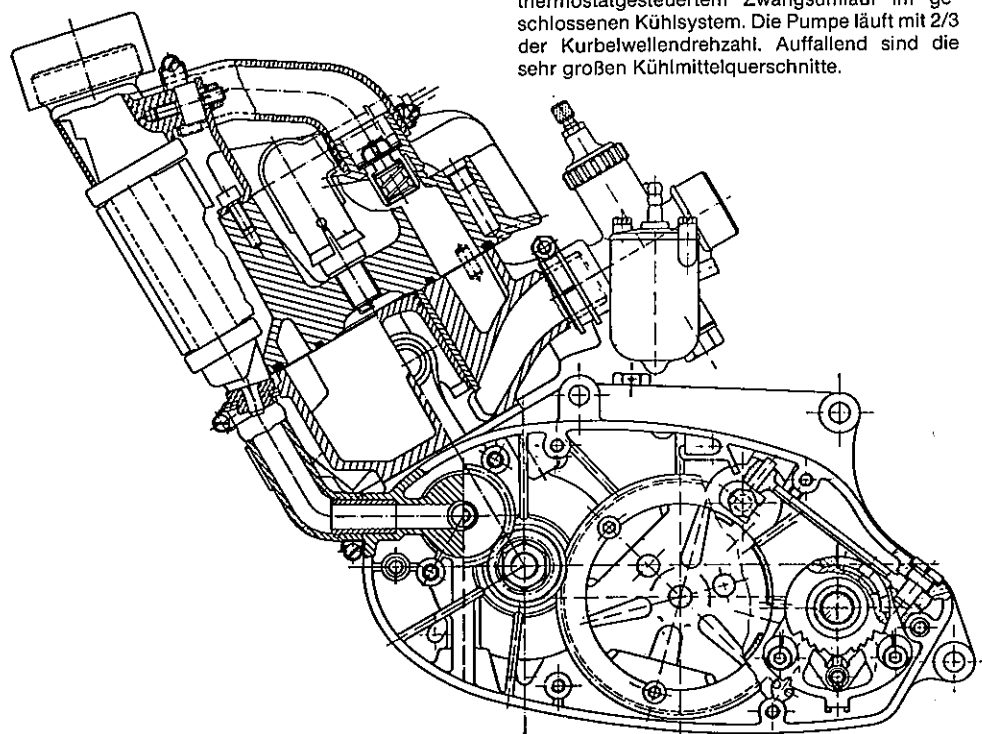
Wasserkühlung

Die extremen Leistungen moderner Zweitakt-Rennmaschinen haben zwangsläufig zur Wiedereinführung der Wasserkühlung geführt. Die Flüssigkeitskühlung ist schwerer, aufwendiger und teurer, aber sie macht den hohen Wärmeeinfall durch die weit überlegene

Wärmeübergangszahl und die ungleich bessere Temperaturverteilung über den Zylinderumfang überhaupt erst beherrschbar. Darüberhinaus ist der im Motorradbau ja besonders wichtige Raumbedarf erheblich kleiner als bei Luftkühlung. Die weitere Entwicklung wird sicher zu einfachen, stoßfesten und mit dem Zylinderkopf integrierten Leichtmetallguß-Kühlern führen.

Für den Gebrauchsmotor wird die Flüssigkeitskühlung — die Kolbentemperaturen liegen in der Ringzone 30—50 °C, am Kolbenboden 10—15 °C niedriger als beim luftgekühlten Motor — bei langsamer Fahrt neben der erwarteten höheren Laufdauer vor allem wegen der besseren Dämpfung der mechanischen Geräusche geschätzt:

Bild 115a, b: Sachs-Motor mit Wasserkühlung
Die Wasserkühlung des Sachs-Motors arbeitet mit thermostatgesteuertem Zwangsumlauf im geschlossenen Kühlsystem. Die Pumpe läuft mit 2/3 der Kurbelwellendrehzahl. Auffallend sind die sehr großen Kühlmittelquerschnitte.



Gute 3 dB sind hier zu gewinnen — und das ist eine ganze Menge, die an anderer Stelle erst einmal eingespart werden müssen.

Zündapp, Sachs, Maico und KTM haben sich um die Wasserkühlung verdient gemacht.

Als Beispiel:

Beim Sachs-Motor ist der zusätzlich

verrippte Zylinder mit dem Einrohrkühler zu einer organischen Einheit zusammengefaßt. Das Kühlsystem enthält 1,4 l einer Mischung aus 64 % Wasser und 36 % Frostschutzmittel, die durch eine mit $\frac{2}{3}$ der Kurbelwellendrehzahl laufende Pumpe umgewälzt wird. Das geschlossene Kühlsystem, das eine Kühlwassertemperatur bis zu

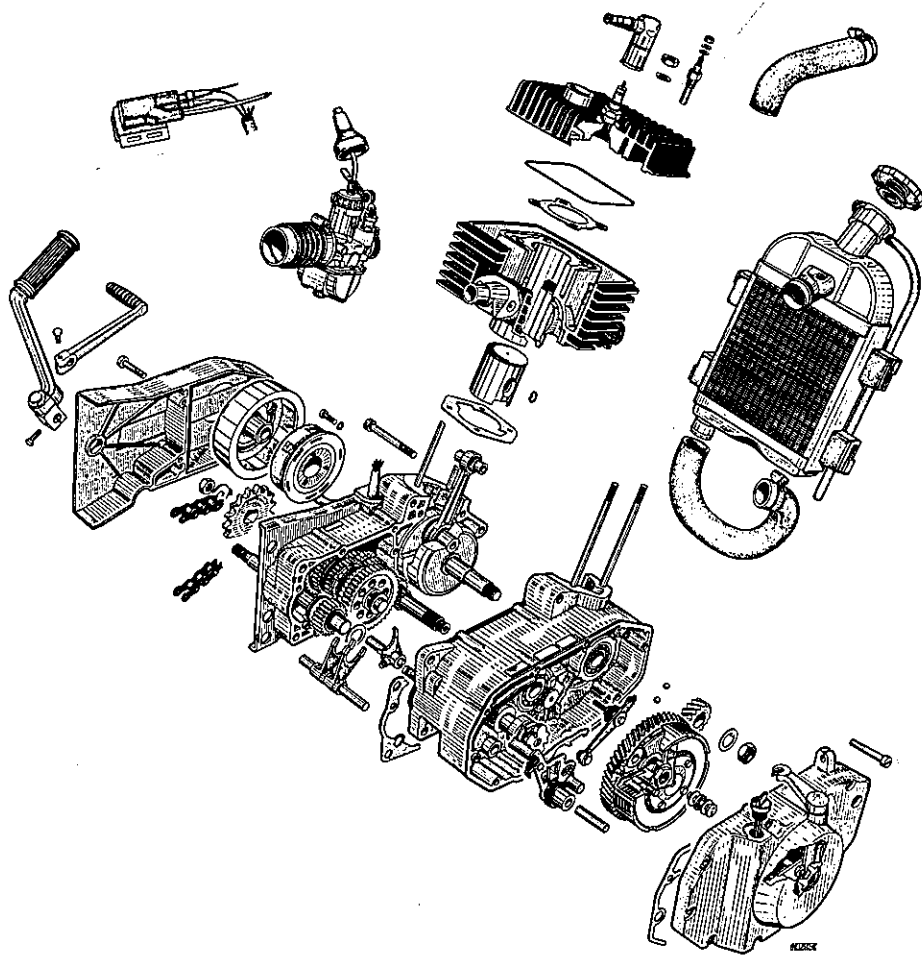


Bild 116: Zündapp-Motor mit Wasserkühlung

Die Wasserkühlung des Zündapp-Motors arbeitet ohne Pumpe nach dem Thermosyphon-Prinzip — der Wasserumlauf wird durch die Temperaturdifferenz erreicht. Der Wasserraum ist weit in den kräftig verrippten Kopf hochgezogen.

120 °C zuläßt, arbeitet mit einem bei 70 °C langsam öffnenden Thermostat-Ventil, das bei 85 °C voll geöffnet wird. Um beim Öffnen des Ventils einen Kaltwasserstoß auf den Zylinder zu vermeiden, sorgt eine Kurzschlußbohrung für einen ständigen geringen Wasserkreislauf von etwa 30 l/h. (Bild 115 a und b)

Der Zündapp-Motor arbeitet mit einer Thermosyphon-Kühlung, bei der der Wasserumlauf ohne Pumpe durch die mit der Erwärmung abnehmende spezi-

fische Wichte der Kühlflüssigkeit erreicht wird. Der bestechenden Einfachheit steht eine um etwa 20 % größere notwendige Flüssigkeitsmenge gegenüber. (Bild 116)

Ein Sonderfall ist der kleine Solo-Motor: Die Kühlflüssigkeit ist »statisch« ohne Umlauf zwischen Zylinder- und Außenwand untergebracht, sorgt für eine bessere Wärmeverteilung und führt die Wärme ohne einen getrennten Kühler über den stark verrippten Wassermantel ab. (Bild 117)

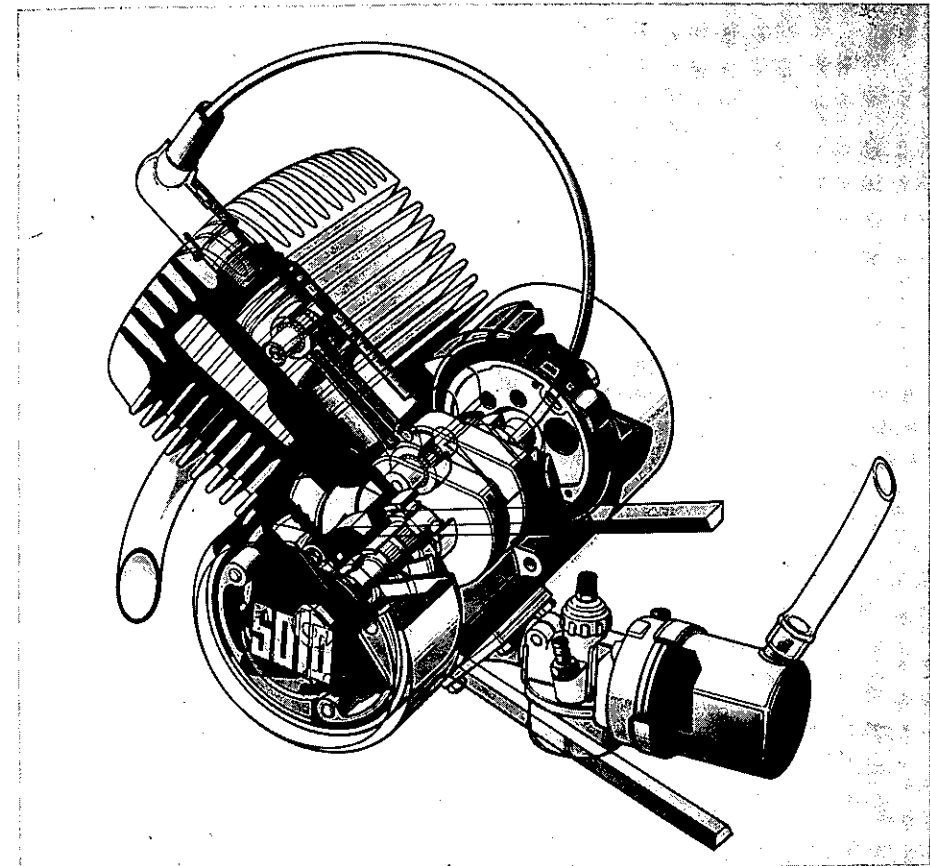


Bild 117: Motor mit »statischer« Wasserkühlung

Die Kühlflüssigkeit sorgt für bessere Wärmeverteilung und führt die Wärme ohne gesonderten Kühler über den stark verrippten Wassermantel ab.

Rückblick und Ausblick

Die Geschichte der Technik kennt viele Tragödien, menschliche und sachliche, und es ist kein Zufall, daß das Schicksal großer Erfindungen und bedeutender Konstruktionen gerade auf einem so persönlichen Fachgebiet, wie es der Motorenbau nun einmal ist, in besonderem Maße Interesse und Anteilnahme findet. Die geradezu kultische Verehrung, die erfolgreichen Konstruktionen in der Veteranenbewegung weltweit entgegengebracht wird, die Besessenheit, die Abertausende von Liebhabern der Technik dazu bringt, den Gedankengängen der großen Konstrukteure noch nach Jahrzehnten nachzugehen und ihre Schöpfungen in unermüdlicher Tag- und Nachtarbeit zu neuem Leben zu erwecken, ist nur durch die Faszination dieser auto-mobilen, selbstbeweglichen und damit lebendigen Objekte zu erklären. In die Bewunderung für die ihrer Zeit oft weit vorausgeeilten Ideen mischt sich oft die quälende Frage, wieviele großartige Gedanken wohl auf dem Weg zu unseren heutigen modernen Konstruktionen auf der Strecke geblieben sind. Bei der überwiegend emotional eingestimmten Suche nach den Gründen für das Scheitern offensichtlich zukunftsweisender Ideen wird dann allzu oft der Schluß gezogen, daß eine verständnislose Öffentlichkeit einfach noch nicht reif genug gewesen sei, die technische Tat richtig zu bewerten, oder sie gar aus bösem Willen am Durchbruch verhindert hat. Diese Schlußfolgerung ist genauso

fragwürdig wie die vor allem in der Fachpresse ebenso häufig anzutreffende Manier, historische Fahrzeuge und ihre Motoren mit blasierter Überheblichkeit nach dem heutigen Stand der Technik abzuwerten. So einfach liegen die Dinge nicht, denn Erfolg oder Mißerfolg einer konstruktiven Idee hängen von sehr vielen Faktoren ab. Jeder echte Konstrukteur ist ein Künstler und seiner Natur nach sensibel, empfindsam und aufnahmefähig für neue Gedanken, die er dann in die schöpferische Tat umsetzt, aber empfindlich gegen jede Kritik. Er verliebt sich wie jeder Künstler in sein Werk und verliert dabei weitgehend die eigene Kritikfähigkeit. Ich habe in einem langen Berufsleben kaum eine Handvoll bedeutender Konstrukteure kennengelernt, die gleichzeitig gute, selbstkritische Versuchsingenieure waren. Darunter leidet die Überzeugungskraft, wenn der Konstrukteur seine Ideen einem Werk anbietet.

Es ist menschlich nur allzu verständlich, daß die Entwicklungsleute im Werk nicht gerade begeistert darüber sind, von einem Außenstehenden eine Konstruktion zu übernehmen, die zwangsläufig ihre eigene Arbeit abwertet, und es fällt ihnen meist nicht schwer, die unvermeidlichen Kinderkrankheiten zu entdecken oder nachzuweisen, daß die Konstruktion natürlich nicht auf die vorhandenen Fertigungseinrichtungen abgestimmt ist und für eine Serienproduktion einen nicht zu vertretenden Investitionsaufwand erfordern würde.

Der Bannfluch »NHE«, »Nicht Hier Erfunden«, ist die Hürde, an der die meisten Außenseiter-Konstruktionen scheitern, aber auch die eigenen Konstrukteure verzweifeln oft an den Barrieren, die sich der Durchsetzung ihrer Ideen entgegenstellen.

Dabei muß durchaus nicht schlechter Wille im Spiel sein, wenn die Werksleitung einen auf den ersten Blick bestechenden Entwurf zu den Akten legt: Da schreckt der Finanzchef oft mit Recht vor dem hohen Aufwand an Zeit und Geld zurück, den der Versuch bis zur Serienreife mit vorerst noch unsicherem Endergebnis fordert. Da sind die Vorrichtungen und Werkzeuge für die laufende Fertigung noch längst nicht abgeschrieben, und ehe das der Fall ist, könnte sich der Markt so stark verändert haben, daß die neue Konstruktion nicht mehr marktgerecht ist. Da stehen die von der Neukonstruktion erwarteten Vorzüge in keinem rechten Verhältnis zu den Kosten für eine neue Fertigungseinrichtung, die dann lieber in die Rationalisierung der bestehenden Serie gesteckt werden. Da läßt sich vielleicht schon erkennen, daß sich die Käuferwünsche in eine ganz andere Richtung entwickeln, vom Hochleistungsdenken etwa auf höchste Wirtschaftlichkeit umschalten, oder neue behördliche Vorschriften im Inland oder Ausland setzen neue Prioritäten. Kurzum, es kann sehr viele Gründe geben, die den Weg einer in technischer Hinsicht brillanten Konstruktion in die erfolgreiche Serie versperren.

Eine zukunftsweisende Konstruktion, ein vertrauensvolles Einvernehmen zwischen fortschrittlichem Ingenieur und unternehmungslustigem, risikobereitem Kaufmann, ein genaues zeitliches Zusammentreffen des neuen Modells mit der Aufnahmebereitschaft des

Marktes, zwischen der Zielvorstellung des Ingenieurs und den Wunschvorstellungen des Käufers, eine Konstruktion auf dem letzten Stand der Technologie — ein Zusammentreffen all dieser optimalen Voraussetzungen entscheidet letzten Endes über den Erfolg.

Der Zweitaktmotor mit seinem einfachen, klaren Aufbau und seinem — scheinbar — einfachen funktionellen Arbeitsablauf hat seit jeher die schöpferische Phantasie ganzer Heerscharen von hochkarätigen Ingenieuren und technisch interessierten Laien ange-regt, die ihm die wenigen offensichtlich noch vorhandenen Schwächen ab-ziehen wollten. Ihre oft brillanten Ideen haben zum Fortschritt der Technik auf dem Weg zu ihrem heutigen Stand oft beigetragen, gingen aber noch häufiger an einer Grundforderung vorbei: dem Zweitaktmotor seine bestechende Einfachheit zu lassen. Gerade weil dieses Buch dazu anregen soll, dem Zweitaktmotor auch in der Zukunft jenes Interesse zu erhalten, das er auf Grund seiner funktionellen Vorzüge verdient, erscheint eine ebenso kritische wie wohlwollende Analyse der vielfältigen konstruktiven Wege, die es in der Vergangenheit gab, aufschlußreich.

Am Anfang stand natürlich die Jagd nach den PS, die besonders deutlich am Werdegang der DKW-Rennmotoren in den 30er Jahren dargestellt werden kann. Da eine Leistungssteigerung auf dem Weg über die Drehzahl durch thermische und Werkstoff-Probleme, durch Kolben- und Zündkerzen-Schäden begrenzt schien, konzentrierte sich die Entwicklungsarbeit auf die Verbesserung der Füllung: Das Saugvolumen des Kurbelgehäuses wurde durch einen gegenläufigen Ladekolben mit großer Bohrung und kleinem Hub erheblich vergrößert. (Bild 118 b)

Man erkannte bald, daß der Einkolbenmotor mit seinem symmetrischen Steuerdiagramm nicht in der Lage war, den hohen Spülmittelaufwand zu verdauen. Natürlich nahm der qualitative Spülwirkungsgrad zu, aber ein großer Teil der Frischladung entwich eben ungenutzt durch den Auslaß: Der bescheidene Leistungsgewinn wurde mit einem erheblichen Mehrverbrauch erkaufte. Der nächste Schritt führte zwangsläufig zum U-Zylinder mit dem nach Zoller-Patenten angelenkten Pleuel, das mit einem Nachladewinkel von 28° eine wirksame Aufladung versprach. (Bild 118 d)

Der Ladepumpenkolben vergrößerte auch hier mit seiner Unterseite lediglich das Saugvolumen des Kurbelgehäuses, ebenso wie der doppelt wirkende Pum-

penkolben der 350-cm³- und 500-cm³-Zweizylindermotoren. (Bild 118 e)

Man betrachtete den Zweitaktmotor damals noch immer als reine Verdrängungsmaschine und übersah, daß das große Kurbelgehäuse nicht nur das Vorverdichtungsverhältnis begrenzte, sondern auch schwingungstechnisch die Resonanzdrehzahl für die beste Füllung sehr tief legte. Eine Fehlüberlegung, die neben den hohen Massenkraften auch für die enttäuschende Leistungsausbeute von Stufenkolbenmotoren verantwortlich war.

Die folgerichtige Weiterentwicklung stellte die URe 250 mit druckfreiem Kurbelgehäuse dar. (Bild 118 c) Der große Kolben mit 120 mm \varnothing lief waagrecht, saugte das von zwei Vergasern gelieferte Gemisch über eine großflä-

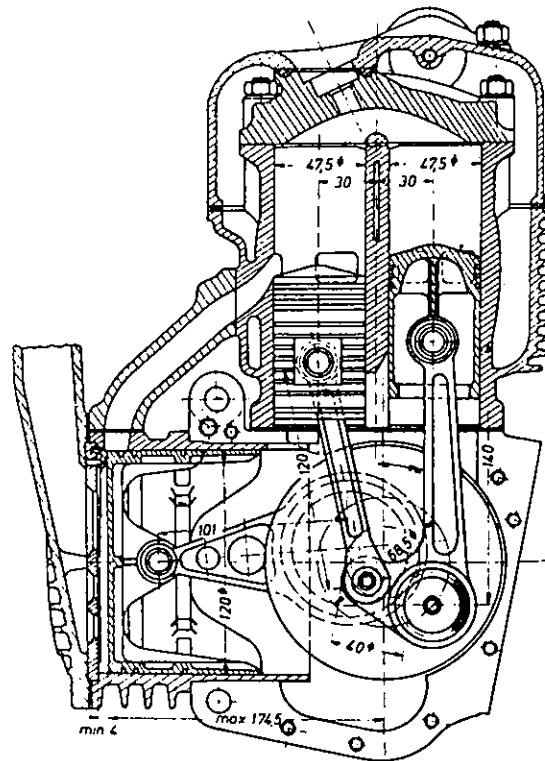


Bild 119: Der berühmte DKW URe-250-Motor im Schnitt

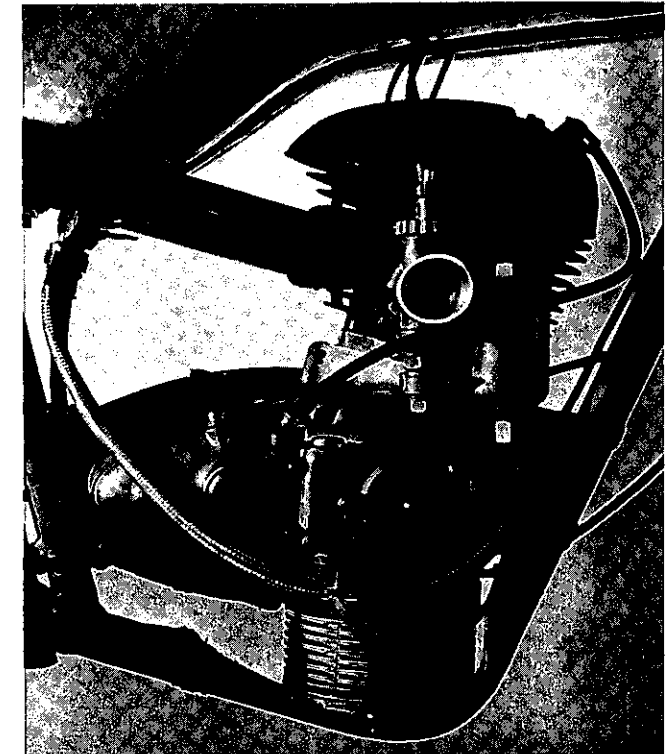
Der große Ladepumpen-Kolben mit 120 mm \varnothing wird über Excenter durch zwei schmale filigranartig erleichterte Pleuel angetrieben. Eine großflächige Membran steuert den Einlaß. Die Arbeitskolben mit 47,5 mm \varnothing haben zur Senkung des Strömungswiderstandes und zur besseren Anpassung an den Brennraum dachförmige Böden und zur besseren Ölhaltung Nuten im Kolbenhemd. Das voreilende Hauptpleuel im Auslaßzylinder und das Anlenkpleuel im Spülzylinder sind ebenso gut zu erkennen wie die starken Brennraum- und Zylinderwandungen, der winzige Wasserdurchlaß in der thermisch hochbeanspruchten Zwischenwand und die Trennung von Zylinderkopf und Kühlwasserhaube.

chige Steuerplatte, die in 9 Einzelmembranen unterteilt war, mit der Kolbenoberseite an und drückte es direkt in den Spülzylinder. Mit $2 \times 47,5$ mm \varnothing und 68,5 mm Hub erreichte der Motor erstmals eine spezifische Leistung von knapp 100 PS/l bei nur 4800 min⁻¹, aber das war dann auch die Grenze, die von der Membran gezogen wurde. Die flachliegenden Lamellen hatten doch einen erheblichen Durchgangswiderstand und kamen bei höheren Drehzahlen in Resonanzbereiche mit unkontrollierten Öffnungszeiten. Im mittleren Drehzahlbereich sorgten sie für eine gute Füllung und eine für einen Rennmotor ungewöhnliche Elastizität, die auch von den nachfolgenden Drehschiebermotoren nicht erreicht wurde.

Der 1937—1939 eingesetzte Drehschiebermotor ULD 250 wurde zum erfolgreichsten Rennmotor der Geschichte von DKW. (Bild 118 f) Ewald Kluge gewann mit ihm nicht nur 1938 als erster Deutscher auf einer deutschen Maschine die berühmte Englische TT auf der Isle of Man, sondern siegte in diesem Jahr bei 17 Starts 17mal. Die Ladepumpe wurde mit Stirnrädern angetrieben und stand senkrecht vor dem Spülzylinder, um einen möglichst kurzen Weg sicherzustellen. Auch der querliegende, von beiden Seiten durch zwei Vergaser belieferte Drehschieber wurde durch Stirnräder angetrieben.

Die Querschnittszeichnungen des Membranmotors URe 250 (Bild 119)

Bild 121: Der 125-cm³ Rennmotor, ein einfacher Flachkolbenmotor mit Kolbenladepumpe.



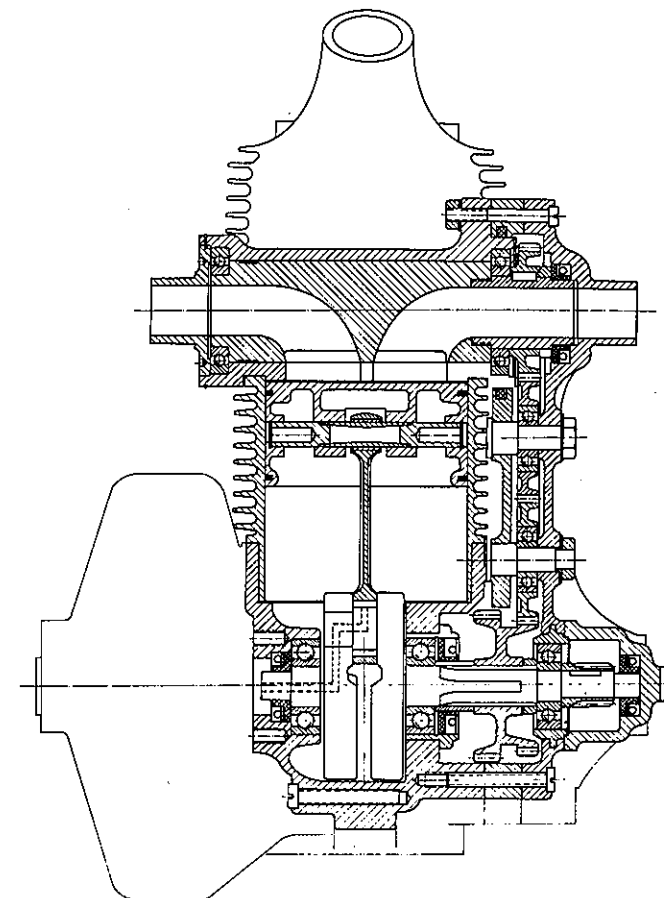
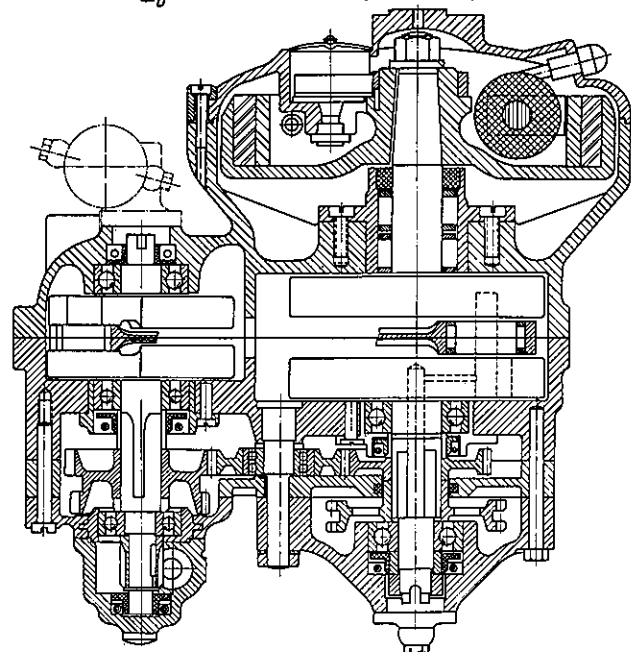
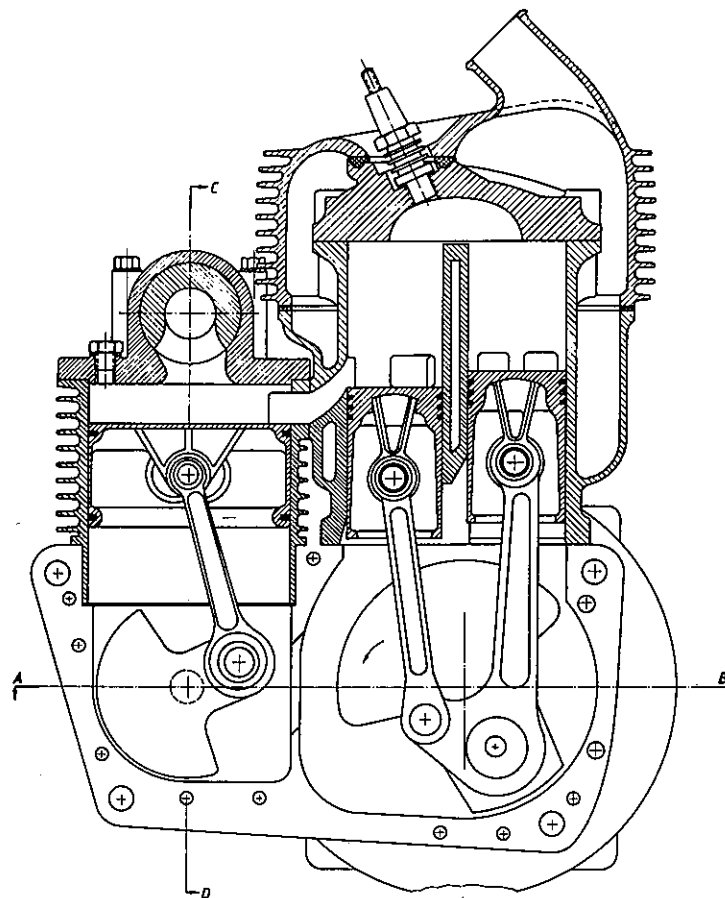


Bild 120: Der erfolgreichste DKW-Rennmotor, der 250 cm³ ULD 250
mit senkrecht vor dem Spülzylinder stehender, durch einen Walzendrehschieber gesteuerter Kolbenladepumpe, die ebenso wie der Drehschieber durch einen Stirnradsatz angetrieben wird. Die geänderte Form des Brennraums, die Zwischenwand und der Kolben lassen die Weiterentwicklung gegenüber dem Membranmotor erkennen.

und des Drehschiebermotors ULD 250 (Bild 121) zeigen einige interessante konstruktive Einzelheiten:

Der sehr flache Brennraum wurde von einer wesentlich kompakteren Form abgelöst. Der Wasserraum in der thermisch sehr hoch beanspruchten Zwischenwand wurde breiter und tiefer heruntergezogen — gießtechnisch eine Meisterleistung, denn die Wand ist nur

12 mm stark. Interessant ist die Trennung des Zylinderkopfes mit seinen gewaltigen Wandstärken von dem dünnwandigen, tief heruntergezogenen Kühlmantel. Im Gegensatz zum Membranmotor, bei dem die Ladepumpe mit Rücksicht auf den großen Durchmesser von 120 mm Ø über zwei Excenter von zwei schmalen, stark erleichterten Pleueln angetrieben wurde,

kam der Kolben der Drehschiebermaschine mit einem I-förmigen Pleuel aus. Der Drehschiebermotor erreichte eine Spitzenleistung von 28 PS bei $n = 6000 \text{ min}^{-1}$, dann setzten die großen hin- und hergehenden Massen der Ladepumpe auch hier eine unüberschreitbare Grenze.

Der Kolbenlader wurde durch einen Drehflügelkompressor abgelöst, der Zweikolben-Einzylinder durch einen Vierkolben-Zweizylinder. Eine gewisse Anpassung der gleichmäßigen Liefercharakteristik des Gebläses an den intermittierenden Luftbedarf des Motors wurde dadurch erreicht, daß das Kraft-

stoff-Luftgemisch den Spülzylindern über die zudem als Druckausgleichskammern wirkenden Kurbelgehäuse zugeführt wurde. Der mit Mischungsschmierung laufende Motor erreichte eine Leistung von 38 PS bei $n = 6500 \text{ min}^{-1}$.

Der letzte Schritt dieser mit beispiellosem Einsatz für die Idee durchgeführten Entwicklung der Doppelkolbenmotoren war dann der Übergang zum Gegenkolbenmotor, der aber durch den Ausbruch des Krieges nicht mehr zum Einsatz kam. Auch hier dienten die Gehäuse der beiden durch Stirnräder verbundenen Kurbelwellen neben einer

großen Druckausgleichskammer der Anpassung an den Druckverlauf. Zum besseren Wärmeausgleich lief der Einlaßkolben im vorderen Zylinder rechts, im hinteren links. Der Motor erreichte bei 7000 min^{-1} eine spezifische Leistung von fast 200 PS/l. Die Arbeiten wurden nach dem Krieg unter russischer Leitung und von deutschen Privatfahrern fortgeführt. Dann kam 1951 das Kompressor-Verbot durch die FIM. In rückblickender Betrachtung erscheint es als ein Treppwitz der Entwicklungsgeschichte, daß der Antrag zum Bann des Kompressors ausge-rechnet von Italien eingebracht wurde.

Die Rennerfolge von DKW hatten offensichtlich so lähmend gewirkt, daß die bis dahin im Kompressorbau sehr erfolgreichen italienischen Werke nicht mehr daran glaubten, den Zweitakt-Vorsprung aufholen zu können, dem Zweitakter ohne Aufladung aber keine Zukunft gaben. Eine nüchterne Rechnung hätte ihnen zeigen müssen, daß die Aufladung beim Zweitaktmotor schon durch die überlappenden Steuerzeiten und die höhere thermische Belastung sehr viel schneller an ihre Grenzen stößt als beim Viertaktmotor, und daß der nicht aufgeladene Zweitaktmotor bei voller Ausnützung der in

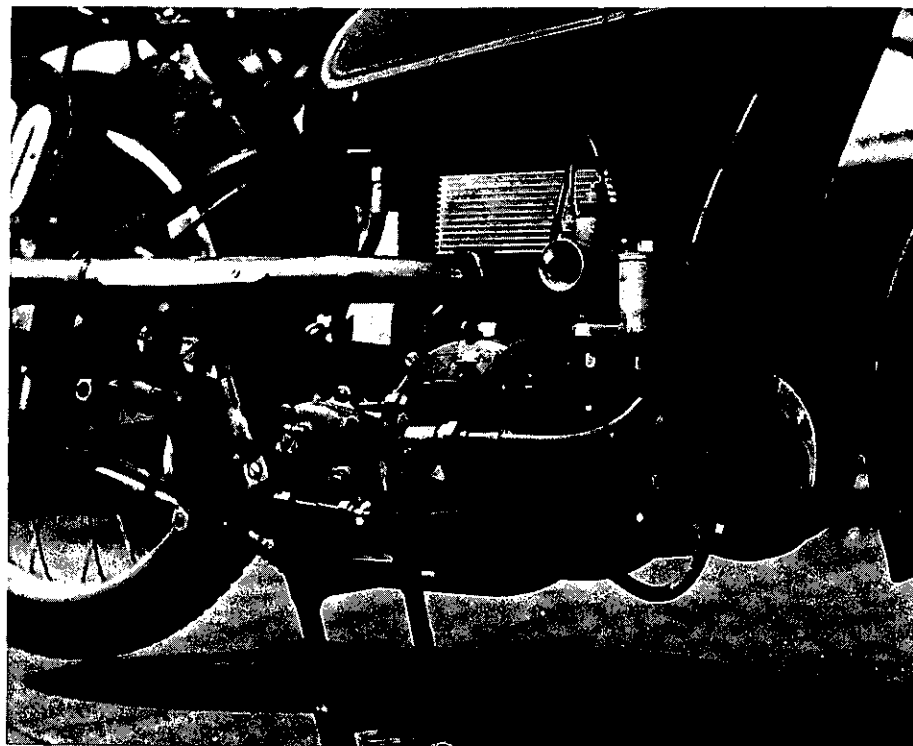


Bild 122: Ein von einem Privatfahrer auf Drehflügelgebläse umgebauter 250-cm³-DKW-Ladepumpenmotor.

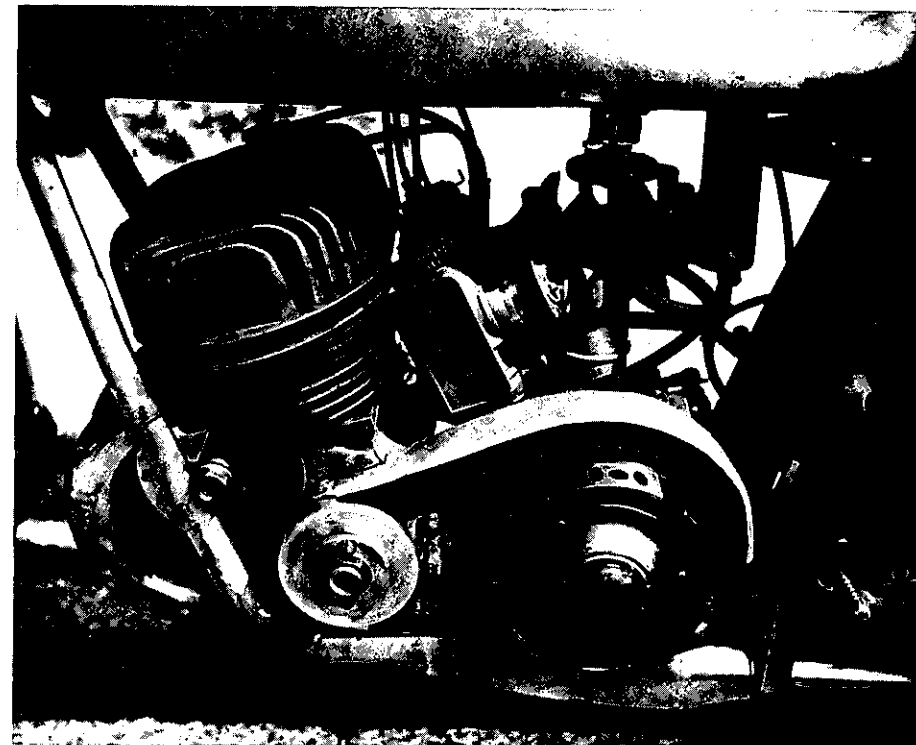


Bild 123: Der 250-cm³-DKW-Rennmotor, ein klassischer, schlitzzesteuerter Saugmotor mit Umkehrspülung.

den Gasschwingungen gegebenen Möglichkeiten, durch seine geringen mechanischen Verluste und nicht zuletzt durch sein geringeres Gewicht in der Fahrleistung dem nicht aufgeladenen Viertaktmotor eindeutig überlegen sein mußte.

20 Jahre später war der Viertaktmotor auf den Rennstrecken zur Bedeutungslosigkeit verurteilt — die unüberlegte Entscheidung von 1951 hatte den Zweitaktmotor wieder auf den rechten Weg gewiesen: Den Einkolbenmotor mit der in jahrzehntelanger mühsamer Versuchsarbeit zu höchster Reife entwickelten Umkehrspülung. Durch die sorgfältige schwingungstechnische Abstimmung der Auslaßseite waren Spülung und Ladung so vervollkommen worden, daß sie den Werten guter Doppelkolbenmotoren mit deren kompliziertem Aufbau und deren thermischer Anfälligkeit nicht nachstanden. DKW, Adler und MZ haben bei dieser Rückbesinnung Pionierarbeit geleistet, die dann von Yamaha, Suzuki und Kawasaki mit ungleich größeren Mitteln fortgesetzt wurde.

Es ist unwahrscheinlich, daß der Doppelkolbenmotor als schnellaufender Hochleistungsmotor noch einmal ein Comeback feiert: Der U-Zweitakter ist mechanisch zu aufwendig und thermisch in der Mittelwand zu hoch belastet, und der Vorteil des unsymmetrischen Steuerdiagramms kann den ungünstigen Brennraum kaum aufwiegen. Der Gegenkolbenmotor besticht zwar durch seine Gleichstromspülung mit günstigem Brennraum, baut aber noch schwerer und vor allem sperriger. Eingehende Vergleichsversuche haben darüber hinaus gezeigt, daß die vielgerühmte Gleichstromspülung keinen entscheidenden Vorteil im Wirkungsgrad gegenüber einer guten Umkehr-

spülung hat, deren Entwicklung heute wohl als abgeschlossen gelten kann: Der Zylinderumfang ist, wie das Kind schon vor 70 Jahren vorausgesehen hatte, bis zum letzten cm^2 für die Unterbringung der Kanäle ausgenutzt, und die Anpassung von Kanaform und Kanalführung an Hubbohrungsverhältnis und Betriebsdrehzahlbereich kann sich nun auf einen umfassenden Erfahrungskatalog stützen.

Die überragende Leistung der Nachkriegs-Generation von DKW-Rennmotoren, der leider nur ein kurzes Dasein beschieden war, besteht darin, daß sie wieder auf der klassisch einfachen Basis aufbaute und neben der systematischen Optimierung der leistungsbestimmenden Abmessungen im Leichtbau neue Maßstäbe setzte. Hier sei nur der von dem genialen Praktiker Erich Wolf ersonnene und von den Ingenieuren Nikolaus Dörner und Helmut Görg zur

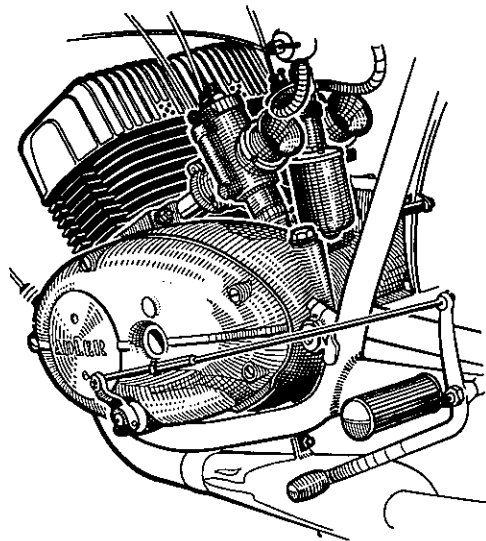


Bild 124: Der 250-cm³-Adler-Zweizylinder-Rennmotor wurde zum Vorbild für japanische Konstruktionen. Adler leistete Pionierarbeit in der Auspuffabstimmung.

Reife entwickelte 350-cm³-Dreizylindermotor erwähnt, der bei einer Verdichtung 1 : 12 am Hinterrad 44 PS bei 9000 min^{-1} abgab, schon sehr früh mit der Leistung einsetzte und klaglos bis 11000 min^{-1} drehte. Um schmal zu bau-

en und dennoch eine gute Leistung sicherzustellen, lag der mittlere Zylinder waagrecht, während die Seitenzylinder auf einen Winkel von 75° geneigt waren, eine Anordnung, die 28 Jahre später von Honda, allerdings mit Wasser-

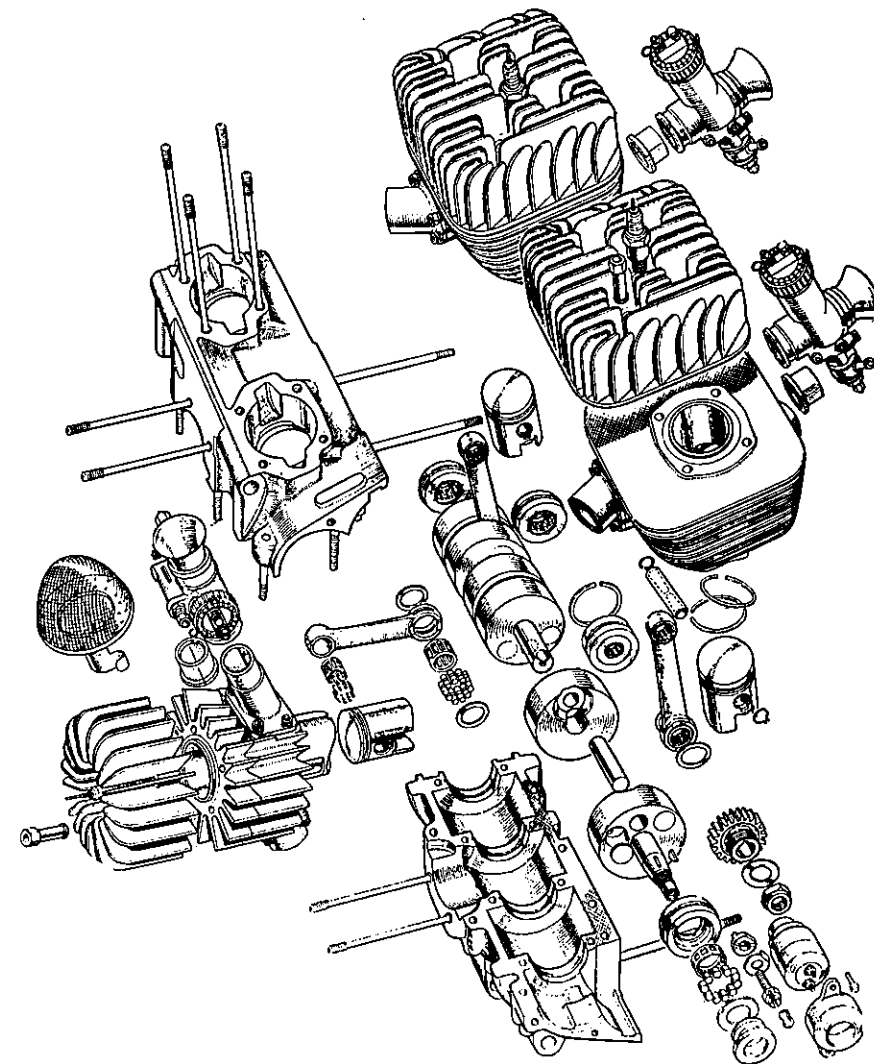


Bild 125: Der sensationelle 350-cm³-Dreizylinder-Rennmotor von DKW. Der mittlere Zylinder lag horizontal, die beiden Außenzylinder waren auf 75° geneigt. Bei sehr schmaler Baubreite wurde eine gute Kühlung erreicht. (Bild: Motor Cycle)

kühlung, wieder aufgenommen wurde. Die ganze Maschine wog unter 100 kg. Konstruktive Leckerbissen waren die schmalen Messerpleuel, die gegen Kurbelwellenschwingungen isolierte getrennte Lagerung des Unterbrechers und vor allem die reibungsfreien Labyrinth-Dichtungen der Kurbelwelle. (Bild 125)

Der Motor lief mit reiner Schlitzsteuerung — eine Drehschiebersteuerung hätte für Antrieb und Lagerung einen beträchtlichen Aufwand bedeutet. Ob Honda bei dem heutigen Leistungsniveau auf die Dauer ohne Drehschieber einlaß auskommt, muß bezweifelt werden. Es ist nicht so sehr die unterschiedliche Spitzenleistung, die mit ausreichend langen Steuerzeiten vielleicht noch ausgeglichen werden könnte, aber der Drehschieber bringt nun einmal das breite Drehzahlband. Dabei ist durchaus zu erwarten, daß wir im Laufe der Weiterentwicklung zu Drehschiebern mit automatisch der Drehzahl angepaßten Steuerzeiten kommen.

Es ist zumindest fraglich, ob der Serienmotor auf der ganzen Breite dem Trend zum Drehschieber folgen wird. Gewiß, seine funktionellen Vorzüge sind so überzeugend, daß er für Ein- und Zweizylindermotoren, bei denen die Anordnung des Vergasers ja keine Schwierigkeiten macht, weiter an Boden gewinnen wird. Der heute im Rennmotorenbau führende Quadratmotor dürfte trotz seiner kompakten Bauweise und seiner optimalen Auswuchtung neben den hohen Gesteungskosten erhebliche Geräuschprobleme aufwerfen. Nun, das ist im Augenblick eine theoretische Überlegung, denn es ist heute noch nicht zu erkennen ob der Zweitaktmotor in der Serie überhaupt noch einmal in die großen

Hubraum-Klassen eindringen wird, oder ob behördliche Bestimmungen ihn mit Verbrauchs-, Emissions- und Geräusch-Begrenzungen endgültig auf kleine Hubräume beschränken werden. Der aussichtsreichste Weg zu einer Verbrauchssenkung ist zweifellos die Einspritzung. Die funktionellen Voraussetzungen sind, wie in diesem Buch ja eingehend behandelt wurde, weitgehend gelöst. Es fehlt die unternehmerische Entscheidung, in breiter Front auf die Einspritzung überzugehen, um eine wirtschaftliche Herstellung der Einspritzapparate und ihre narrensichere Funktion im Masseneinsatz sicherzustellen — und diese Entscheidung kann bei der heutigen Verteilung der Fertigungskapazität wohl nur im Fernen Osten fallen. Sie kann zur Schicksalsfrage für den Zweitaktmotor überhaupt werden.

Es kann natürlich sein, daß das Problem einmal von einer ganz anderen Seite angegangen wird. Kurz vor dem Krieg stellte der geniale Prosper L'Orange, der Vater des kompressorlosen Diesel-Motors, einen winzigen pumpeösen Diesel-Motor vor. Der Motor hatte eine Nebenkammer, die mit dem Hauptbrennraum durch einen sehr engen Kanal verbunden war, in dem die Düse saß. Die mit sehr hoher Geschwindigkeit durch den Kanal fließende Luft saugte den Kraftstoff mit niedriger Viskosität und hoher Cetanzahl an, der dann in der Nebenkammer verbrannt wurde. Trotz des ungewöhnlich einfachen Aufbaus sollte der Motor recht gut in einem breiten Drehzahlbereich gelaufen sein. Die Arbeiten wurden leider nach dem Tod des großen Erfinders nicht weitergeführt.

In der Einspritzung in Verbindung mit einer Schichtladung liegt aber auch die Lösung für die immer dringender wer-

dende Schadstoffbegrenzung. Werden die Schadstoffgrenzen so eng gezogen, daß sie ohne Nachverbrennung nicht mehr eingehalten werden können, eröffnen sich für den Zweitaktmotor neue Aussichten, denn es ist zweifellos einfacher, die zu reichlich anfallenden Kohlenstoff-Monoxide und die unvollständig verbrannten Kohlenwasserstoffe im Nachbrenner zu entgiften, als die beim Zweitaktmotor durch seine unvermeidliche Mischung mit den Abgasen im Vergleich zum Viertakter ja immer in sehr geringem Umfang anfallenden Stickoxide zu reduzieren.

Zur Geräuschentwicklung ist noch einmal festzuhalten, daß der objektive Schallpegel des Zweitaktmotors im Durchschnitt niedriger liegt als der des Viertaktmotors gleicher Leistung. Was so empfindlich stört und dem Zweitakter in der Öffentlichkeit einen so schlechten Ruf eingebracht hat, ist die durch die hohen Frequenzen hervorgerufene Lästigkeit des Geräusches, die um so unangenehmer auffallen, als die ja vorwiegend kleinvolumigen Motoren viel häufiger in hohen Drehzahlbereichen gefahren werden. Am anderen Ende der Drehzahlskala wird das pläp-

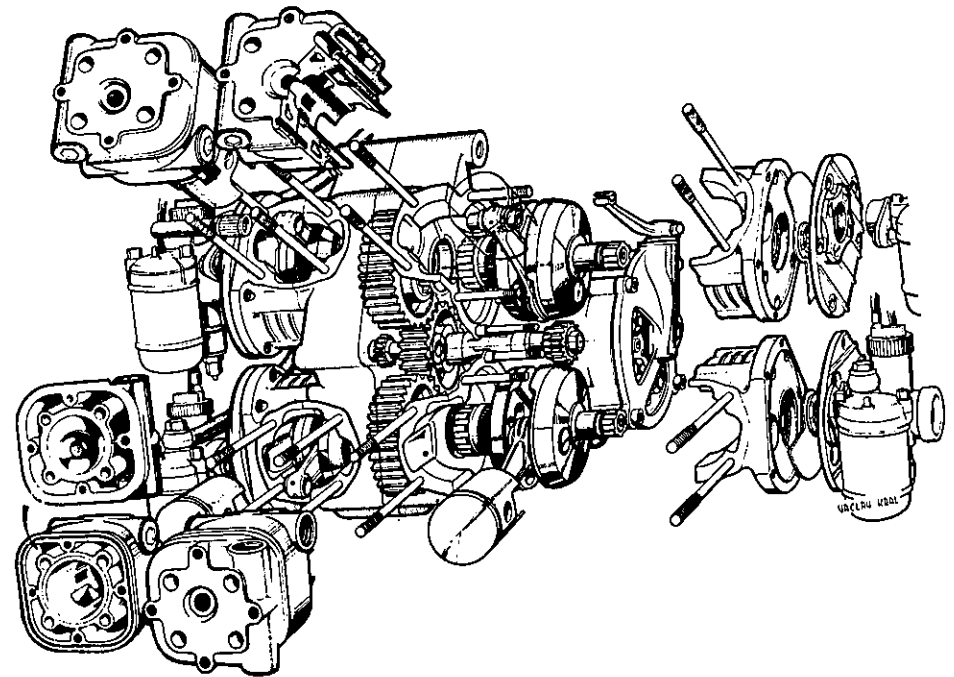


Bild 126: Der 350-cm³-Jawa-Vierzylinder-Motor aus dem Jahre 1969. Eigentlich 4 unter 60° V-förmig zusammengebaute wassergekühlte Einzylinder, die über Stirnränder auf eine gemeinsame Antriebswelle arbeiten. Die zerklüftete, in ähnlicher Form auch von Yamaha, MZ u. a. verwendete Anordnung stellt eine Vorstufe zu dem Quadratmotor dar. Neben der sehr guten Auswuchtung ermöglicht er die Unterbringung der 4 Plattendrehschieber ohne komplizierten Antrieb. (Bild: »Automobil«, Prag)

pernde Geräusch im Leerlauf und im Teillastbereich, das auf ständig wechselnde Füllung und auf die unregelmäßige Zündung des auch seiner Zusammensetzung stark wechselnden Gemisches als besonders unangenehm empfunden. Neuere Versuche haben gezeigt, daß es mit richtig abgestimmten Tiefpaßfiltern durchaus möglich ist, die hohen Frequenzen im Geräuschspektrum ohne Leistungseinbuße sehr wirksam zu unterdrücken. Im Leerlauf bringt die Einspritzung in Verbindung mit Hochleistungs-Zündanlagen eine sehr viel gleichmäßigere Zündfolge und damit einen ruhigeren Lauf.

Ein interessantes Paradoxon ist darin zu sehen, daß hier eine Tugend des Zweitakters, seine geringen Reibungsverluste durch die kleinen bewegten Massen, die kleinen Reibungsflächen und die Wälzlagerung des Kurbeltriebes zum Laster werden:

Jeder Wechsel in der Verbrennung wirkt sich sofort in einem Drehzahl-

wechsel aus — ein gleitgelagerter Zweitaktmotor würde im Leerlauf sehr viel gleichmäßiger laufen. Gleitlagerung setzt aber für eine einwandfreie Schmierung ein druckfreies Kurbelgehäuse voraus, und das ist praktisch nur mit Aufladung zu erreichen. Die Aufladung durch Schleuder- oder Kapselgebläse ist im Zweitakt-Großmotorenbau seit Jahrzehnten die klassische Lösung. Im Bau schnelllaufender Zweitaktmotoren hat man sie immer nur als Mittel zur Leistungssteigerung gesehen, und da erlahmte das Interesse durch den Bann für den sportlichen Einsatz.

Natürlich ist es nicht einfach, die gleichmäßige, mit steigender Drehzahl progressiv wachsende Lieferung eines Schleudergebläses auf den intermittierenden Bedarf des Motors abzustimmen, aber die umfangreichen Erfahrungen im Bau von Abgasladern, die von der Elektronik bereitgestellten Steuerelemente und nicht zuletzt die in

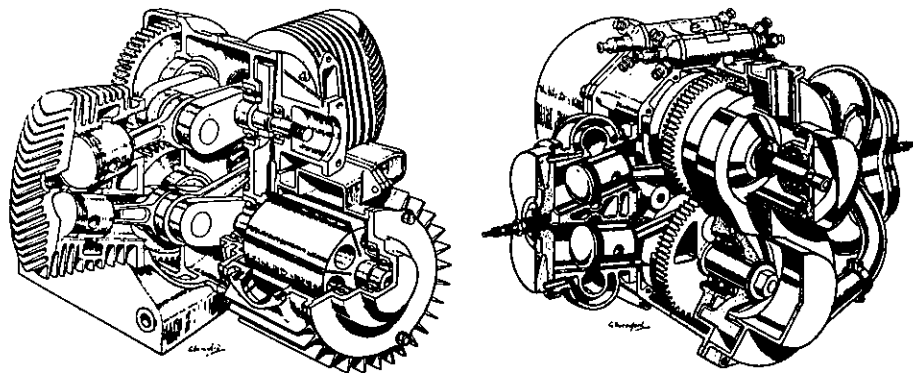


Bild 127: Ein kompromißloser italienischer Höchstleistungs-Zweitakter mit 2 durch Stirnräder gekoppelten Kurbelwellen und Aufladung durch ein Flügelkolbengebläse, das direkt auf dem unteren Kurbelwellenzapfen angeordnet ist. Die Zylinder sind gegeneinander geneigt, wodurch ein kompakterer Brennraum als beim üblichen U-Zweitakter entsteht und in der Zwischenwand ein breiter Luftdurchgang für eine thermische Entlastung sorgt. Der kompakte Aufbau, der einwandfreie Massenausgleich und die organische Anordnung des Spülgebläses sind zweifellos bestechende Vorzüge, aber für einen Gebrauchsmotor dürfte die Herstellung zu kostspielig sein.

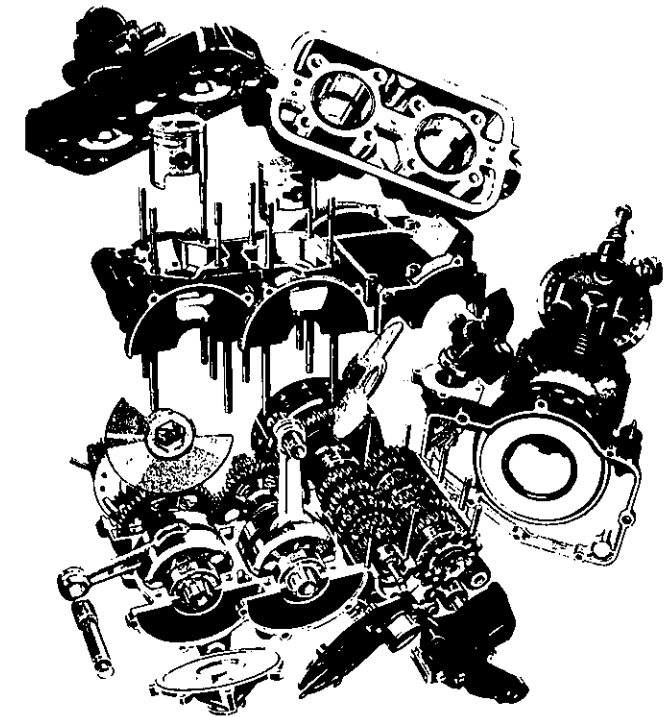


Bild 128: Kawasaki 250 Zweizylinder-Rennmotor mit 2 durch Stirnräder gekoppelten Kurbelwellen. Die beiden Scheibendreh-schieber sind seitlich leicht gegeneinander versetzt, um durch Überlappung eine gedrückte Bauart zu erreichen. Vorzügliche Auswuchtung, einfacher Schieberantrieb und kurze Vergaseranschlüsse sind die Vorzüge der aufwendigen Bauart.

den letzten Jahrzehnten gewonnenen Erkenntnisse über die Schwingungsabstimmung des Auslaßsystems lassen es durchaus denkbar erscheinen, daß hier einmal ein Sinneswandel eintritt. Beschränkt man die gestellte Aufgabe auf die Ablösung der Kurbelkammerpumpe und zieht man in Betracht, daß der Zweitaktmotor zur Aufladung mit sehr geringen Überdrücken auskommt, weil ja die Füllung sehr stark durch die Auspuffschwingung unterstützt wird, so vereinfacht sich das Problem. Vielleicht bietet auch die reine Druckwellen-

lenaufladung durch die Abgassäule nach dem Comprex-System einen Ansatzpunkt. Daß jede Abgasaufladung einen Beitrag zur wirksamen Dämpfung des Auspuffgeräusches darstellt, sei nur am Rande vermerkt. Die abschließenden Überlegungen werden sicher von manchem kritischen Leser als Träumereien am Kamin betrachtet. Sie sollten lediglich einige — durchaus unvollständige — Anregungen festhalten, auf welchen Teilgebieten eine Weiterentwicklung des Zweitaktmotors möglich erscheint.

Neue Ideen – neue Erkenntnisse

Der Computer, der mühelos das technische Wissen ganzer Generationen speichert, in Sekundenschnelle Einzeldaten herausfiltert und in endlosen Rechnungsreihen Einflüsse und Zusammenhänge der elementaren Größen sichtbar macht, hat im Zusammenwirken mit der modernen Kommunikationstechnik, die neue Erkenntnisse blitzschnell über die ganze Welt verbreitet, zu einer atemberaubenden Beschleunigung der Entwicklung geführt. Die zeitlichen Abstände zwischen den einzelnen Entwicklungsstufen werden kürzer und kürzer und lassen immer weniger Zeit zu einer ernsthaften Prüfung, ob der Schritt in die Zukunft auch wirklich ein echter Schritt nach vorn, ein Fortschritt war. Die hemmungslose Steigerung von Leistung, Geschwindigkeit, Verbrauch und Gewicht und die haltlose Aufsplitterung des Programms in eine verwirrende Typenvielfalt im Motorradbau, um nur ein besonders markantes Beispiel zu nennen, läßt berechnete Zweifel an einer verantwortungsbewußten Selbstkontrolle aufkommen. Immerhin scheint es auch den verböhrtesten PS-Fanatikern allmählich zu dämmern, daß die Grenze der fahrerisch ausnutzbaren Leistung unter 100 PS liegt, und ein Leergewicht von 250 kg und darüber allenfalls als Bodybuildings-Gerät, aber nicht für einen schnellen Einspurer taugt. Der Trend zur mittelschweren Maschine ist unverkennbar. In Japan, dem derzeit führenden Entwicklungsland des Motorradbaus, liegen die Grenzen der bei-

den unteren Führerschein-Klassen bei 250 cm³ und 400 cm³, und es hätte sicher nicht des Computers bedurft, um festzustellen, daß der Zweitakter in diesen Hubraum-Klassen weder in der Leistung noch im Gewicht zu schlagen war.

Es sieht ganz so aus, als ob der Zweitaktmotor in den japanischen Konstruktionsbüros nach Jahren der Verbanung wiederentdeckt wird.

Diese Wiedergeburt ist nicht auf nüchterne, technisch-wirtschaftliche Überlegungen zurückzuführen, sondern wieder einmal dem image-prägenden Rennsport zu danken, und es entbehrt nicht einer gewissen Ironie, daß ausgerechnet HONDA, der unbestrittene Vorkämpfer des Viertakters, den dazu entscheidenden Impuls gab: Ende der 70er Jahre hatte HONDA, geschockt durch den unaufhaltsamen Siegeszug der Zweitakter auf allen Rennstrecken der Welt, mit einem bis dahin kaum vorstellbaren Aufwand an Ideen, Kosten und Arbeitseinsatz den schon tollkühn anmutenden Versuch unternommen, mit der NR 500, einem sehr leichten wassergekühlten V-Vierzylinder-Viertakter den Kampf gegen die „singenden Sägen“ aufzunehmen. HONDA hatte alle Register seines imponierenden know-how gezogen: 8 Ventile sorgten in jedem der O-förmigen Zylinder für die bei 20000 min⁻¹ notwendige Atmung, kleine Räder und ein ultraleichter Rahmen für ein niedriges Kampfgewicht, aber die großartige konstruktive Leistung endete mit einem von einer

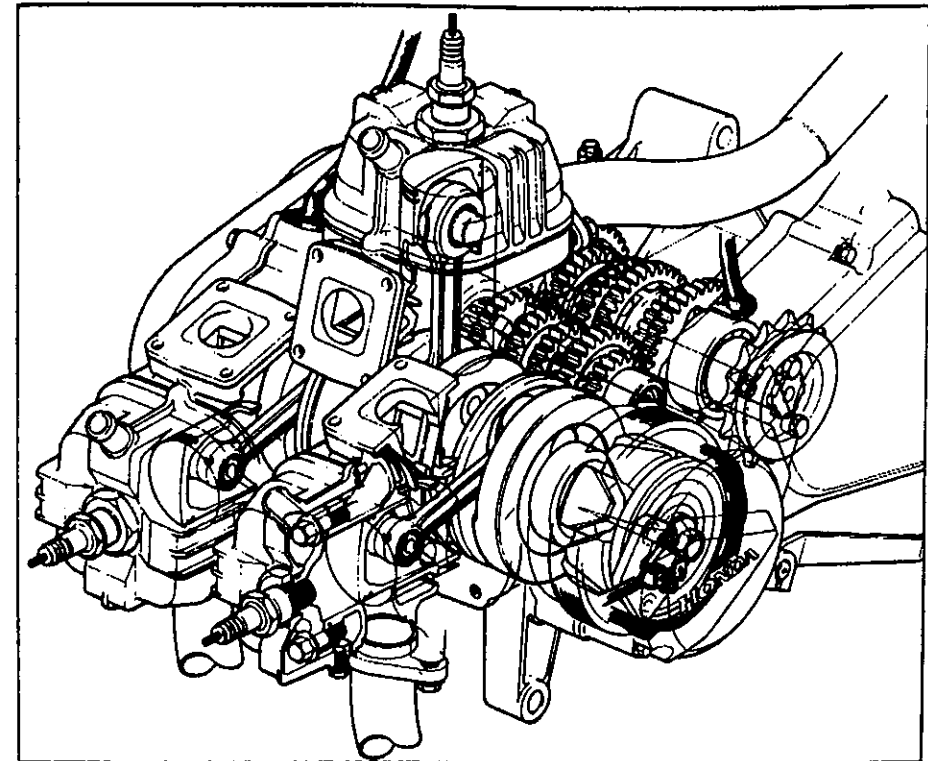


Bild 129

Der HONDA MVX-Dreizylinder hat nur Zylinderzahl und V-Form mit dem GP-Motor gemeinsam. Der Zylinderwinkel ist 90°, und das Pleuel und der Pleuelbolzen des senkrecht stehenden Mittelzylinders sind zum besseren Massenausgleich wesentlich stärker ausgebildet. Ein Meisterstück ist die Unterbringung der drei 20 mm Ø Keihin-Flachschieber-Vergaser im Zylinderwinkel. Der Motor leistet $P_1 = 29,4 \text{ kW}$ (40 PS) bei $n_1 = 9000 \text{ min}^{-1}$ und erreicht sein höchstes Drehmoment $M_1 = 31 \text{ Nm}$ bei $n_2 = 8500 \text{ min}^{-1}$.

arroganten Presse zu Unrecht genüßlich verrissenen Mißerfolg. Der Motor erreichte zwar am vorläufigen Ende der zum Schluß nur noch halbherzig betriebenen Entwicklung mit gut 130 PS einen konkurrenzfähigen Wert, aber die dafür erforderlichen weit über 20000 min⁻¹ warfen nicht nur schier unlösbare mechanische Probleme auf, sondern sie waren auch eine für die Einhaltung des vorgeschriebenen Geräuschpegels nur schwer zu nehmende Hürde. Interessant, für den Fachmann aber kaum verwunderlich, daß der Verbrauch des

Viertakt-Renners bei vergleichbarer Leistung in die Größenordnung der Zweitakt-Phalanx vorstieß — 20 bis 25 l/100 km.

Der Verfasser hat als langjähriger Präsident der Technischen Kommission in der FIM schon seit Anfang der 70er Jahre gefordert, den technisch, wirtschaftlich und sportlich sinnlosen Vorstoß in immer höhere PS-Zahlen durch eine in Stufen erfolgende Begrenzung des Verbrauchs mit einer Kalibrierung des Kraftstoff-Zuflusses in vernünftige Bahnen zu lenken und damit gleichzei-

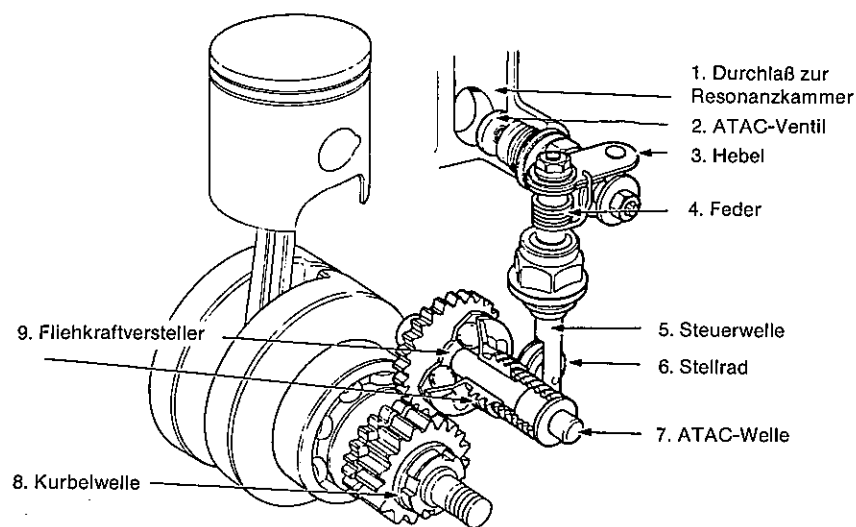


Bild 130 HONDA-ATAC-System

tig dem Wettbewerb zwischen Zweitakter und Viertakter wieder eine energetisch gerechte gesetzliche Grundlage zu geben, aber das überforderte wohl bisher bei den Organisationen, bei der Industrie und bei den Fahrern die Bereitschaft zum Umdenken. HONDA zog — sicher gegen erhebliche Bedenken — die Konsequenzen und griff mit der NS 500 in den Grand-Prix-Sport ein: Ein Dreizylinder-Zweitakter mit liegendem Mittelzylinder und nahezu stehenden Seitenzylindern. Im Gegensatz zu der als frühes Vorbild dienenden Dreizylinder-DKW der 50er Jahre sind die Zylinder nicht um 75°, sondern um 112° versetzt und wassergekühlt. Der ungewöhnliche Zylinderwinkel diente wohl weniger einer raffinierten Auswuchtung oder einer besseren Zündfolge, sondern war wohl auf räumliche Probleme bei der Unterbringung der Membransteuerung zurückzuführen.

Die internationale Fachpresse reagierte, im Gegensatz zu der mit Vorschulorbeeren überschütteten und dann geschmähten Viertakt-Konstruktion, überwiegend skeptisch. Man konnte sich nicht vorstellen, daß ein Dreizylinderdrehmotor leistungsmäßig mit den ausgereiften Vierzylindern mithalten könnte. Das war richtig, denn die NS 500 begann mit knapp 120 PS und dürfte heute zwischen 130 und 140 PS leisten, aber man unterschätzte das niedrige Gewicht, die schmale Bauart und wohl auch das bessere Drehmoment. HONDA blieb konsequent und entwickelte — wohl nicht zuletzt unter dem Konkurrenzdruck von YAMAHA — eine revolutionäre Konstruktion auf dem sportlichen Sektor, die MVX 250 F. Die Familienähnlichkeit des wassergekühlten V-Dreizylinders mit der erfolgreichen NS 500 Grand-Prix-Maschine ist nur oberflächlich und zeigt wieder einmal, daß sich die Einbaubedingun-

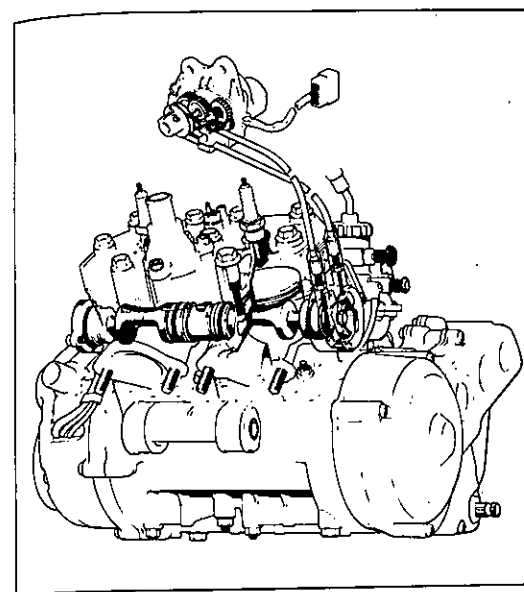


Bild 131

Bei der YAMAHA RD 350 LC wird die Steuerwelle über Drahtzüge von einem Elektromotor verstellt, der elektronisch nach Drehzahl, Ansaugunterdruck, Temperatur und Zündzeitpunkt gesteuert wird.

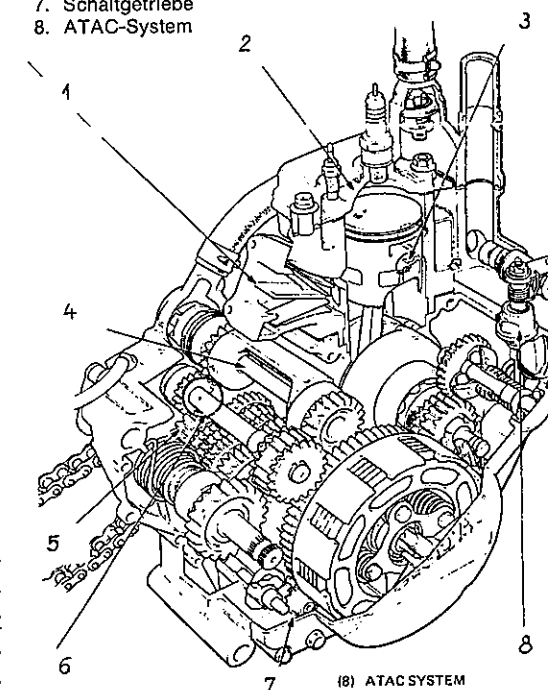
gen bei der Gebrauchsmaschine eben doch erheblich von denen der Rennmaschine unterscheiden: Hier werden die beiden Außenzylinder zur besseren Unterbringung von Ansaugluftfilter und Batterie waagrecht und der Mittelzylinder senkrecht angeordnet, und der Zylinderwinkel wurde für einen guten Massenausgleich bei nicht versetzten Pleuellzapfen von 112° der Rennmaschine auf 90° verringert. Um den Massenausgleich eines V-Zweizylinders zu erreichen, war allerdings ein Kunstgriff notwendig: Die hin- und hergehenden Massen des mittleren Pleuels wurden denen der im Gleichtakt laufenden beiden äußeren Pleuels angeglichen: Der nadelgelagerte Pleuel-

bolzen wuchs von 12 mm Ø auf 18 mm Ø und das mittlere Pleuel erhielt rd. das doppelte Gewicht der beiden äußeren — eine Lösung mit dem Charme einer Holzhacker-Methode, wenn man auch an die unruhige Zündfolge denkt. Die drei 20 mm Ø Keihin-Flachschieber-Vergaser sind unter 45° geneigt raumsparend im Zylinderwinkel untergebracht und werden von einer durchgehenden Welle betätigt. Die Einlaßsteuerung erfolgt über Lamellen.

Bild 132

Der Querschnitt durch den wassergekühlten HONDA MTX 125 R zeigt:

1. Membranungen sind mit 6 Schichten Glasfaser verstärkt, um Schwingungen zu unterbinden.
2. Der zweiteilige Zylinderkopf erleichtert die Bearbeitung.
3. Die Haken an der Pleuellbolzensicherung sperren gegen Herausfallen und erleichtern die Demontage.
4. Die Wasserpumpe ist auf der Pleuellwelle untergebracht.
5. Sechsganggetriebe
6. Zentrifugal-Entlüfter
7. Schaltgetriebe
8. ATAC-System



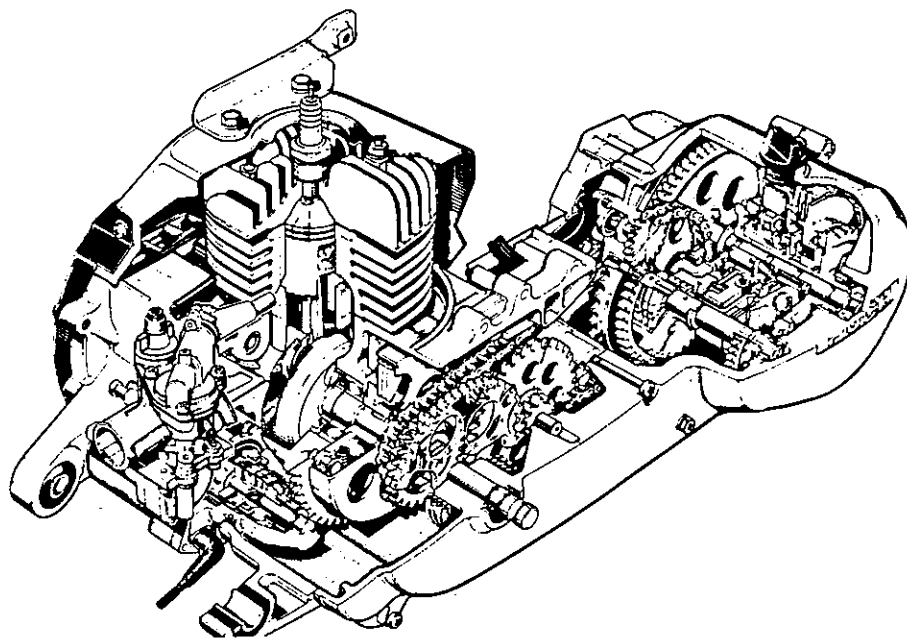


Bild 133

Der Triebssatz des 80 cm³-PUCH-Roller „Lido“ (YAMAHA) zeigt vorn die kräftige Lagerung der Triebssatzschwinge, den Vergaser für den Membraneinlaß und die darüber angeordnete Ölpumpe für die Frischölschmierung. Die in der Schwinge untergebrachte Dreigang-Automatic arbeitet mit 3 getrennten Kuppelungen (je eine fliehkraftbetätigte Radialkupplung auf der verlängerten Kurbelwelle und auf der Abtriebswelle und schließlich für den 3. Gang eine ebenfalls durch Fliehkraft gesteuerte Mehrscheiben-Achskupplung auf der Abtriebswelle).

Mit $d = 49$ mm Bohrung und $s = 42$ mm Hub ist der Motor ausgesprochen kurzhubig.

Mit 47 mm \varnothing Bohrung und 48 mm Hub und einer effektiven Verdichtung $\varepsilon = 8,0$ leistet der Dreizylinder $P = 29$ kW (40 PS) bei $n_1 = 9000$ min⁻¹, wobei das höchste Drehmoment $M_{\max} = 31$ Nm bei $n_2 = 8500$ min⁻¹ anfällt, hat also ein recht schmales Drehzahlband.

Daß sich aber auch HONDA sehr intensiv mit der Verbesserung der Elastizität durch Membran-Einlaß und drehzahlabhängig gesteuertem Auslaßvolumen beschäftigt, zeigt der aus dem Motocross-Motor abgeleitete neue MTX 125 R-Motor. Das HONDA-ATAC-System (automatic-torque-amplification-cham-

ber) arbeitet mit einer Resonanzkammer, die dem Auslaßkanal durch einen Steuerschieber unterhalb einer bestimmten Drehzahl zugeschaltet wird. Auf einer von der Kurbelwelle angetriebenen Hilfswelle laufen Stahlkugeln als Fliehgewichte und verschieben über ein Hebelgestänge den Steuerschieber, der oberhalb der Steuerdrehzahl die Resonanzkammer gegenüber dem Auslaßsystem abschließt. Im Gegensatz zu dem YPVS-System von YAMAHA, bei dem Steuerzeit und Steuerquerschnitt, also auch Vorauslaß und effektives Verdichtungsverhältnis und damit die Re-

sonanzdrehzahl stufenlos verändert werden, erfolgt beim ATAC-System lediglich die Steuerung der Auspuffresonanz in zwei Stufen.

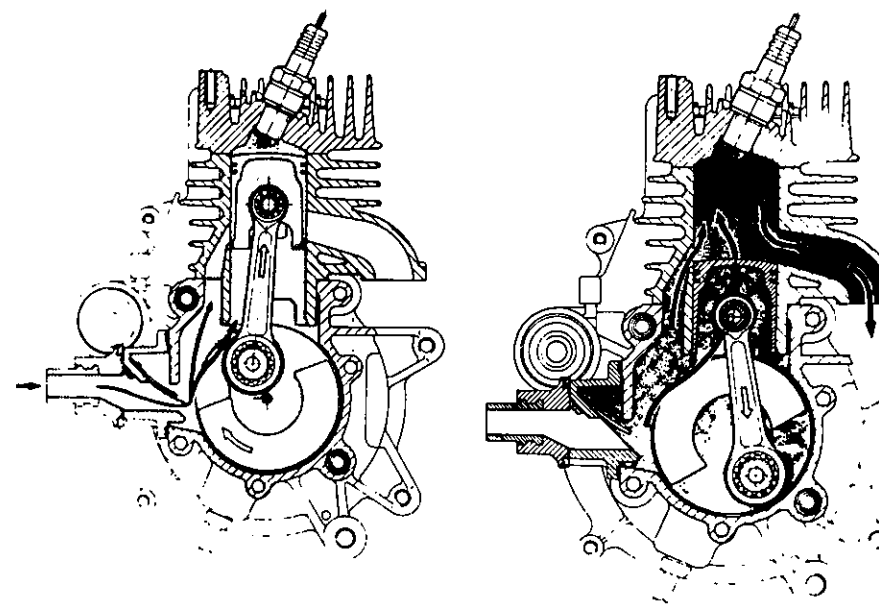
YAMAHA hat die Passungs- und Schmierungsprobleme des revolutionären Power-Valve inzwischen so weit in den Griff bekommen, daß es nun auch in die Sport-Modelle RD 250 LC YPVS und RD 350 LC YPVS, die unmittelbar aus der Rennmaschine abgeleitet sind, eingebaut wird. Ein kleiner Elektro-Motor, über einen Computer nach Drehzahl und Belastung programmiert, stellt die Steuerwalze automatisch auf den optimalen Öffnungsquerschnitt ein. Wenn in den bisher aus Japan vorliegenden Informationen davon gesprochen wird, daß das Verdichtungsverhältnis von 6,9 auf 6,4 herabgesetzt worden ist, dann heißt das nur, daß die

Auslaßsteuerzeit um weitere 10° kw verlängert werden konnte. Dafür spricht auch die Anhebung der Nenn-drehzahl von $n_1 = 8400$ min⁻¹ auf $n_1 = 9500$ min⁻¹, bei der der Viertelliter-Kraftprotz nun 32 kW (43 PS) abgibt, während die Drehzahl des höchsten Drehmoments von $n_2 = 7900$ min⁻¹ auf $n_2 = 8500$ min⁻¹ angehoben wird. Der wassergekühlte Zweizylinder mit quadratischem Hub-Bohrungs-Verhältnis läuft mit Membraneinlaß und Schwingkammer, die auch bei der neuen RG 250 von SUZUKI unter dem Namen »Intake Power Chamber« zum Einsatz kommt und sicher zu den stolzen 33 kW (45 PS) beigetragen hat.

Auch die YAMAHA RD 350 LC hat die Steuerwelle des Rennmotors übernommen, aber während die TZ die Schieberwalze durch Fliehgewichte be-

Bild 134

Der gebläsegekühlte 50 cm³-Motor ($d = 40$ mm \varnothing , $s = 39,5$ mm Hub) des BENELLI-Rollers S 50 leistet bei $\varepsilon = 9:1$ bei nur $n_1 = 4200$ min⁻¹ $P_1 = 1,3$ PS. Er arbeitet mit einer tief im Kurbelgehäuse untergebrachten Membran und — nicht zuletzt wegen der schmierungstechnisch günstigen Führung des Frischgasstroms — mit einer Ölbeimischung 1:100.



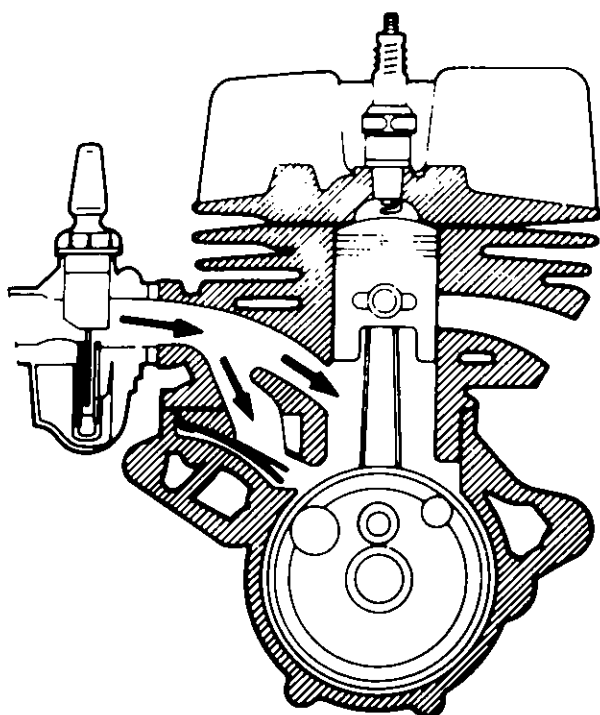


Bild 135

Das Power-Reed-System von SUZUKI ist eine Verbindung einer Kolbenschlitzsteuerung mit einer Nebenschlußmembran, deren Öffnungszeiten stark drehzahlabhängig sind:

Bei niedriger Drehzahl öffnen die Membranzungen im u.T. und schließen etwa 10° kw vor o.T., während sie sich bei höherer Drehzahl einen merklichen Verzug leisten, bei 105° kw vor o.T. öffnen und erst 60° kw nach o.T. schließen. Der kolbengesteuerte Einlaßschlitz hat einen Öffnungswinkel $\alpha_e = 120^\circ$ kw.

tätigt, dreht sie bei der RD ein kleiner, durch Zündimpulse gesteuerter Elektromotor über eine Seilrolle mit Bowdenzug. Die Steuerwalze bleibt bis etwa 4000 min^{-1} in der Stellung der kleinsten Öffnung und gibt bis etwa 7000 min^{-1} den vollen Auspuffquerschnitt frei. Um ein Klemmen durch Wärmeverzug auszuschließen, sind die Wellen der beiden Steuerwalzen längs verschiebbar gekoppelt. Die Förderung der Ölpumpe entspricht einem Mischungsverhältnis

von etwa 1:40. Als besondere Vorsichtsmaßnahme dreht sich die Steuerwalze beim Einschalten der Zündung ein paar Mal hin und her, um etwaige festgebackene Ablagerungen abzustreifen.

Für Japan hat die RD 350 das Handicap, die bis 400 cm^3 reichende Führerscheinklasse nicht voll auszuschöpfen, aber die schon im Versuch laufende RZ 400 wird kein aufgebohrter Zweizylinder sein, sondern von dem erfolgreichen Grand Prix Modell abgeleitet und im Export sicher als ausgewachsener RD 500 erscheinen. Der um 30° nach vorn geneigt eingebaute Motor ist kein V-Motor, sondern auf unter einem Winkel von 60° auf zwei ein gemeinsames Stirnrad arbeitende Zweizylinder aufgebaut, eine raumsparende Bauart mit sehr geseitem Massenausgleich. Die über eine Membran ansaugenden Vergaser sind im Zylinderwinkel untergebracht, die Steuerwalzen der YPVS werden mechanisch betätigt. Die Leistung der als wettbewerbsfähige Supersportmaschine ausgelegten RD 500 dürfte zwischen 80 und 90 PS liegen.

Wenn sich erst einmal wieder die Erkenntnis durchgesetzt hat, daß der Zweitakter in Leistungsgewicht, Robustheit und Handlichkeit unschlagbar ist, und wenn endlich kompromißlos an der Senkung von Verbrauch und Emissionen gearbeitet wird, dann ist die Rückkehr von YAMAHA in die jahrelang ängstlich gemiedenen großen Klassen sicher keine Eintagsfliege.

Nicht an der neuen Sportmaschine RG 250, sondern an der 500er Grand-Prix-Maschine hat sich nun auch SUZUKI mit der Auslaßsteuerung beschäftigt und arbeitet mit einer elektronisch-gesteuerten Veränderung des Kammervolumens ähnlich dem ATAC-System von HONDA.

Es sieht ganz so aus, als ob die Membransteuerung für den Einlaß vor dem endgültigen Durchbruch steht. Fortschritte in der Metallurgie haben die Lamellenzungen problemlos betriebssicher gemacht, und die Erkenntnisse über die tatsächliche Bewegung der „automatischen“ Steuerorgane sind in letzter Zeit beträchtlich vertieft worden. Durch systematische Untersuchungen und durch eine effektive Begrenzung des Anschlags konnten die störenden Eigenschwingungen der Lamellenzungen erheblich gedämpft werden, und der Verlauf der Füllung über der Drehzahl ist wesentlich flacher als bei der Schlitzsteuerung: Der Ladegrad des Kurbelgehäuse sank bei einer 250er von $\eta_L = 0,73$ bei $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ nur auf $\eta_L = 0,55$ bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$. Das Drehmoment hielt sich zwischen $n = 2500$ bis 3500 min^{-1} nahezu konstant bei $M = 28,5 \text{ Nm}$ und fiel bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ nur auf $M = 23,5 \text{ Nm}$ ab.

Sehr unterschiedlich ist die Öffnungszeit in Abhängigkeit von der Drehzahl auch bei Nebenschlußmembranen. Bei dem mit $D = 49 \text{ mm}$ Ø Bohrung und $s = 42 \text{ mm}$ Hub ($s/d = 0,86$) ungewöhnlich kurzhubigem 80 cm^3 -Motor der SUZUKI X 2 öffnet das „Power-Reed“ bei niedrigen Drehzahlen im u.T. und schließt 10° kw vor o.T. Bei höheren Drehzahlen öffnet das Lamellenventil 105° kw vor o.T. und schließt 60° kw nach o.T. Der kolbengesteuerte Schlitzöffnungswinkel ist $\alpha_e = 120^\circ$ kw.

Keine Frage, der Zweitakter gibt sich nicht kampflos geschlagen, ja, er steht vielleicht vor einer neuen Wiederbelebung.

Der entscheidende Schritt zur Steigerung von Leistung, Wirtschaftlichkeit und Laufkultur ist leider noch ausgeblieben: Der Übergang zur Einspritzung.

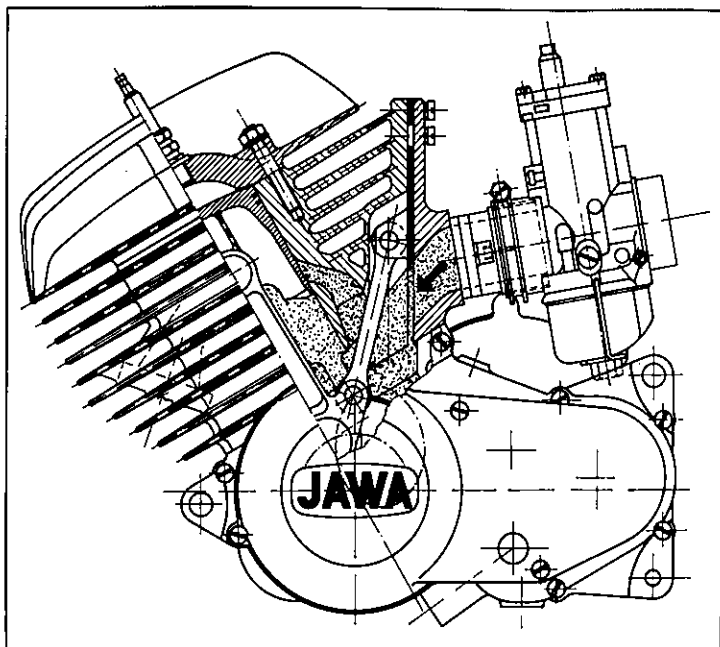
Es muß immer wieder darauf hingewiesen werden, daß auch bei direkter Einspritzung in den Zylinder — und nur die bringt verbrauchsseitig den Durchbruch zu einer neuen Zweitakt-Generation — der Druck im Zylinder nur unwesentlich über dem Atmosphärendruck liegt und daher mit niedrigen Einspritzdrücken und mit einfachen Einspritzpumpen gearbeitet werden kann. Die umfassenden Erfahrungen mit der Saugrohreinjection von Viertaktmotoren, insbesondere die genauere Luftmengenmessung, können hier wertvolle Entwicklungshilfe leisten.

Ein paar kurze Bemerkungen noch zur Entwicklung der 80 cm^3 -Motoren für die neue Klasse der Leichtkraftäder. Wie vor genau 50 Jahren, als die Führerschein- und Steuerfreiheit eine typisch „deutsche“ Klasse bis 200 ccm schuf, so entstand jetzt die 80er Klasse mit etwa vergleichbaren Werten in Leistung, Geschwindigkeit, Verbrauch und Gewicht, aber mit ungleich höherem Fahrkomfort, höherer Sicherheit und besserer Ausstattung. Als eigenständige Kategorie und in gleicher Typenvielfalt wie die große Maschinen — als Touren- und Sportmodell, als Chopper und Enduro, als Trial-Modell und als Roller. Ein gravierender Unterschied: Die Begrenzung der Höchstleistungsdrehzahl auf 6000 min^{-1} und das Leistungsniveau des heutigen Zweitaktmotors hat den Viertakter in eine hoffnungslose Außenseiterrolle verdrängt. Eigentlich schade, denn gerade hier, wo der Motor doch überwiegend im oberen Belastungsbereich läuft, könnte der Viertakter seine überlegene Wirtschaftlichkeit ausspielen.

Zum ersten Mal konnte man hoffen, daß eine verantwortungsbewußte Behörde mit den Grenzwerten für die 80 cm^3 -Klasse Richtlinien herausgegeben hat-

Bild 136

Flachschieber mit Kurbelsteuerung. In der Sechstagesfahrt 1981 setzte JAWA seinen Typ 652/81 erstmalig mit einem Flachschieber ein, der über ein angeLenktes Hilfspleuel von der Kurbelwelle betätigt wurde. Die aufwendige Konstruktion, die in der Drehzahl begrenzt sein und hohe Anforderungen an Passungen und Schmierung stellen dürfte, hat gegenüber dem klassischen Scheibendreh-schieber auf der Kurbelwelle den Vorzug, daß der Vergaser geschützt hinter dem Zylinder liegt, die Baubreite des Motors also nicht vergrößert und der Frischgasstrom durch die Kurbelwangen nicht behindert wird. Der 246 cm³-Einzyylinder hat d = 70 mm Ø Bohrung und s = 64 mm Hub und leistet P₁ = 26,5 kw (36 PS) bei n = 8000 min⁻¹. Nach der Patentschrift denkt JAWA als nächsten Entwicklungsschritt an die Übertragung des Systems auf die Steuerung der Spülkanäle.



te, die die berechtigten Wünsche nach ausreichender Leistung, höherer Fahr-sicherheit, verbesserter Betriebssi-cherheit und Lebensdauer mit den For-derungen der umweltbewußten Öffent-lichkeit auf einen Nenner brachten und das Image des Motorrades durchaus positiv beeinflussen konnten. Optimi-sten konnten sich sogar vorstellen, daß ähnliche Rahmenbedingungen auch der immer noch reichlich diffusen Mit-telklasse gut zu Gesicht stehen könn-ten.

Die Entwicklung der neuen 80er setzte ebenso rasant wie zweigleisig ein. Die Japaner, gewohnt, auf jede neue Markt-lücke spontan zu reagieren, setzten auf den Kurbeltrieb der vorhandenen 50er flugs aufgebohrte Zylinder und kamen

so zu dem steuerungstechnisch un-günstigen Hubbohrungsverhältnis um s:d = 0,85. Die deutschen und die italie-nischen Motorenbauer gingen syste-matischer vor und bauten unter Inkauf-nahme eines längeren Anlaufs völlig neue Motoren mit dem gesunden Ver-hältnis s:d um 1,0. Beide Entwicklungen erreichten ihre inzwischen auf 6,5—7 kw gesteigerten Höchstleistungen gesetzestreu bei rd. 6000 min⁻¹. Aber während die Europäer einen satten Lei-stungsverlauf mit annehmbarer Elasti-zität — das max. Drehmoment fällt bei n₂ = 5300—5600 min⁻¹ an und liegt bei M_{max} = 8—11 Nm — verwirklichten, ver-läuft die Leistungskurve der Japaner oberhalb der 6000 min⁻¹ meist in einer Schlangenlinie und erreicht zwischen

n₁ = 7000—8000 min⁻¹ ein zweites, nur wenig tiefer liegendes Maximum. Ein Trick, der kaum im Sinne des Gesetz-gebers liegen dürfte, der ja die Über-drehzahl ausdrücklich auf 10% be-grenzt hatte und den der Fahrer mit hö-herem Verbrauch und höherer Geräusch-Emission bezahlt. So stieg denn auch die Zahl der Gänge bei den Hochlei-stungsmotoren des Fernen Ostens und Italiens auf 6, und das Gewicht kletterte von 80—90 kg auf 110 kg und darüber, woran die Wasserkühlung mit 8—10 kg beteiligt ist.

Zwei Jahre nach dem Erscheinen auf dem Markt ist nüchtern festzuhalten, daß die 80er längst die Eierschalen der 50er Kleinkrafträder abgeworfen haben und sich eindeutig an der 125er orien-tieren. Das gilt nicht nur für die Ausle-gung des Motors, sondern folgerichtig auch für das Fahrwerk mit seinen lang-hubigen Federungen, die Bremsen und die gesamte Ausstattung. Um bei den hochdrehenden Motoren noch einen einigermaßen annehmbaren Füllungs-verlauf sicherzustellen, sind die japani-schen Hersteller geschlossen und die italienischen zum großen Teil auf den Membraneinlaß — entweder als Kom-bination mit der Schlitzsteuerung oder als Nebenschlußmembran — überge-gangen, während die deutschen Her-steller bisher mit gutem Erfolg an der Schlitzsteuerung festhalten und nur bei den Motocross-Motoren auf die Mem-bransteuerung im Nebenschluß zu-rückgreifen.

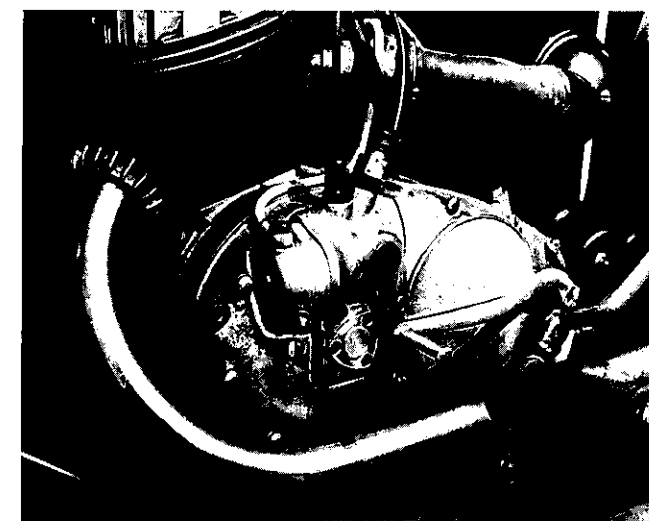
Bei den Hochleistungsmotoren setzt sich die Wasserkühlung mehr und mehr durch, und die getrennte Schmierung ist in Japan Standard. Bei der HONDA MBX 80, die 7 kw (9 PS) bei n₁ = 5750 min⁻¹ leistet, wird das Öl zwischen Ver-gaser und Membran zugeführt. Der un-gewöhnlich aufwendige Motor leistet

sich sogar den Luxus einer raumspa-rend hinter der Kurbelwelle unterge-brachten, über das Kupplungszahnrad und eine Nebenwelle angetriebenen Ausgleichswelle.

Die Einführung einer besonderen Klas-se bis 80 cm³ in den Rennsport durch die FIM wird die Leistungseskalation weiter anheizen. So leistet der Dreh-schiebermotor für Cross-Wettbewerbe von YAMAHA heute schon 12,5 kw (17 PS), und der ebenfalls drehschieberge-steuerte GP-Motor von Zündapp kommt auf 20—24 kw (28—32 PS) bei n₁ = 14000 bis 16000 min⁻¹, erreicht also die abenteuerliche Hubraumleistung von 260—290 kw (350—400 PS) je Liter. Der Verbrauch der 80er hält mit den 125ern Schritt. Er liegt bei 60 km/h zwis-chen 2,0—2,4 l/100 km, bei Vollgas zwischen 3,2—4,0 l/100 km. Die Ein-spritzung wartet auf ihre Wiederent-deckung.

Bild 137

Eine Mahnung aus dem Archiv: Vor rd. 40 Jahren baute Dr. Walter Froede die NSU-Lux mit einer Metabo-Pumpe und mit einer Bosch-Pumpe auf direkte Einspritzung um und erzielte Verbrauchsdaten, die noch 20 % unter denen eines Viertaktmotors gleicher Leistung lagen (Fotos: Herz/Reese).

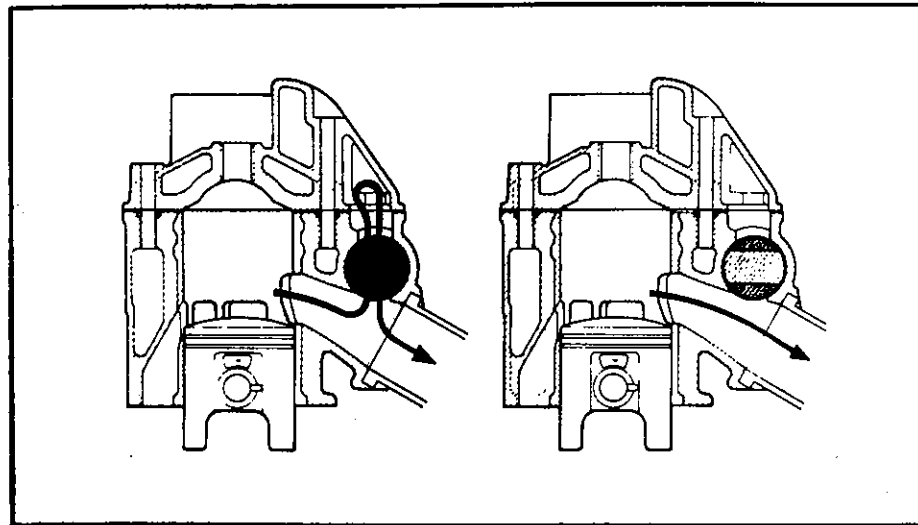


Es ist ein offenes Geheimnis, daß der Zweitaktmotor im Automobilbau an mehreren Stellen wieder auf Interesse gestoßen ist, wenn sich auch die ersten zaghaften Entwürfe noch allzu eng an klassische Baumuster anlehnen. Aber vielleicht kommt der Durchbruch von einer Seite, die schon einmal alle Konventionen hinter sich ließ und mit der VESPA einen ganz eigenständigen Fahrzeugtyp schuf: Piaggio baute ein VESPA-Triebwerk auf Direkteinspritzung um, von dem bisher nur bekannt wurde, daß es mit ungewöhnlich hohem Pumpendruck arbeitet und gegenüber dem Vergasermotor einen um 30 % gesenkten Verbrauch hat. Man glaubt auch, das kniffligste Problem, die korrekte Zuteilung der winzigen Kraftstoffmengen bei Leerlauf und niedriger Teillast, im Griff zu haben. Die Entwicklungsarbeit an den Zweitaktmotoren der Motorrad-Industrie

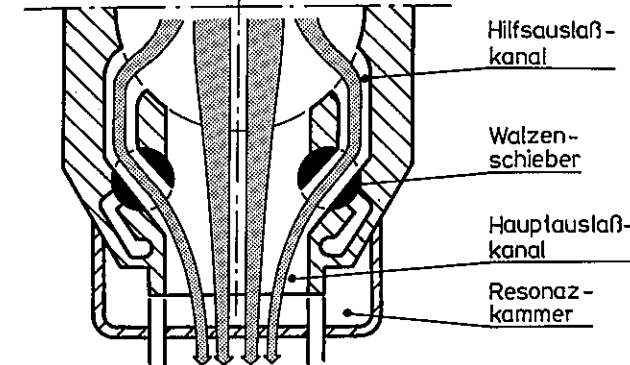
konzentriert sich auf die veränderlichen Auspuff-Steuerzeiten, nachdem YAMAHA mit dem YPVS und HONDA mit dem ATAC überzeugend bestätigt haben, welche dominierende Rolle der zeitliche Ablauf des Auspuffvorganges für den gesamten Gaswechsel des Zweitaktmotors spielt. Beim SUZUKI-Automatic-Exhaust-Control-System (SAEC) der Supersportmaschine SUZUKI RG 400 wird die zusätzliche Expansions-Nebenkammer ab $n = 7000 \text{ min}^{-1}$ durch eine Steuerwalze verschlossen, die durch einen von Sensoren auf der Kurbelwelle gesteuerten Servo-Motor über Seilzüge verstellt wird. Das KAWASAKI-Integrated-Power-Valve-System (KIPS) arbeitet mit zwei kleinen Walzenschiebern, die mit senkrechter Achse in seitlichen Hilfsauslaßkanälen angeordnet sind und durch einen Fliehkraftversteller gesteuert werden. Bei niedrigen Dreh-

Bild 138: Suzuki SAEC

Die Steuerwalze wird von einem Servo-Motor über Seilzüge betätigt. Im unteren Drehzahlbereich strömen die Auspuffgase durch eine Expansionskammer, die bei 7000 min^{-1} geschlossen wird.



Walzenschieberstellung bei hohen Drehzahlen:



bei niedrigen Drehzahlen:

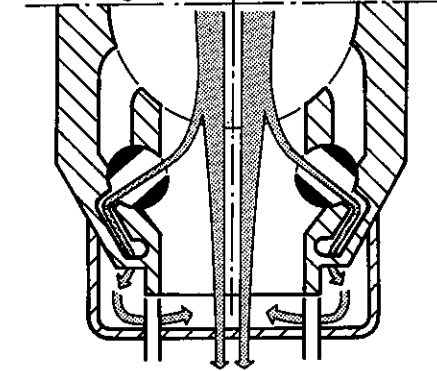


Bild 139: KAWASAKI KIPS
Die in den seitlichen Hilfsauslaßkanälen angeordneten Steuerwalzen öffnen im unteren Drehzahlbereich den Zugang zur Resonanzkammer und begrenzen den Auslaßquerschnitt auf die mittleren Hauptkanäle. Bei höheren Drehzahlen werden die Hilfskanäle durch die Steuerwalzen geöffnet, die Kanäle zur Resonanzkammer geschlossen.

zahlen werden beide Hilfskanäle geschlossen, wobei die Schieber den Durchgang zur Resonanzkammer freigeben – der Auslaßquerschnitt wird also verkleinert, das Auslaßkammer-volumen vergrößert und damit die Resonanzlage in niedrigere Drehzahlen verschoben.

Die überzeugenden Leistungen des 250 cm^3 -Tandem-Rennmotors von ROTAX sind auf die Erkenntnis zurückzuführen, daß der Gasdruck im Auspuffkanal etwa proportional dem Mitteldruck verläuft und damit zur Steuerung des Auslaßquerschnittes herangezogen werden könnte. Die funktionelle Lösung arbeitet mit einem

der Zylinderkontur angepaßten Flachschieber (4), der von einer Feder (3) in den Auslaßkanal hineingeschoben wird und die Auslaßzeit verkürzt. Mit steigender Leistung wirkt der steigende Druck der Auspuffgase durch eine Bohrung vom Auslaßkanal in den Raum zwischen dem Schieberräger (1) und dem Schieberbalg (2) und zieht den Schieber gegen den Druck der Feder aus dem Kanal zurück. Das im Rennen bewährte RAVE-System wird nun auch im 125 cm^3 -Motocross-Motor angewendet, der mit quadratischem Hubbohrungsverhältnis $P_1 = 23,5 \text{ Kw (32 PS)}$ bei $n_1 = 11.700 \text{ min}^{-1}$ leistet und bei $n_2 = 9000 \text{ min}^{-1}$ das un-

Bild 140: ROTAX. Druckgesteuerter Auslaßquerschnitt.
Der der Zylinderkontur angepaßte Flachschieber (4) wird gegen den Druck der Feder (3) vom wachsenden Druck der Auspuffgase, die durch eine Bohrung vom Auspuffkanal in den Raum zwischen Schiebersteller (1) und Schieberbalg (2) wirken, aus dem Kanal zurückgezogen.

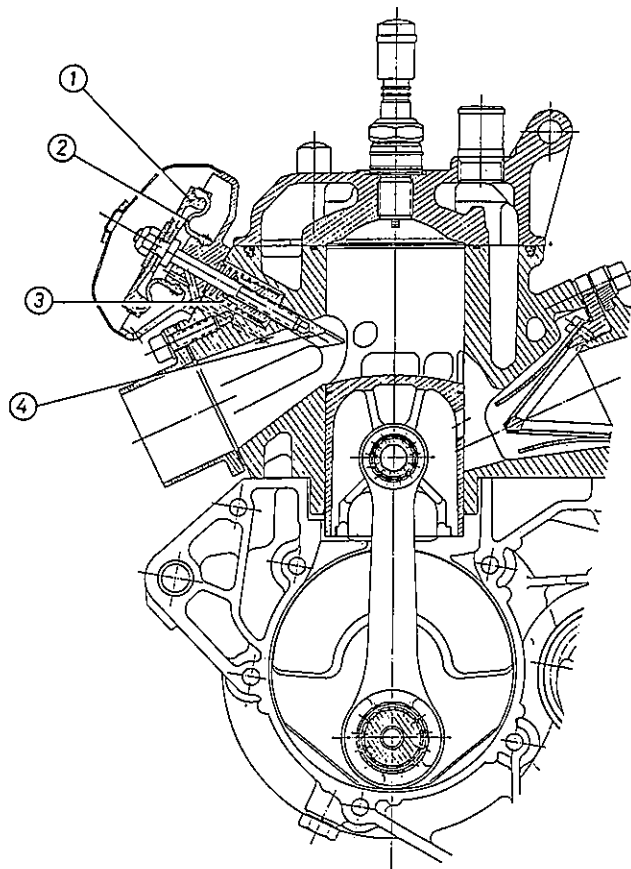


Bild 141: Reed Valve mit Zweilagiger Lamelle nach Boyesen.

Es bedeuten:

- 1 – Lamellenträger
- 2 – Hauptlamelle
- 3 – Nebenlamelle
- 4 – Durchbruch durch Hauptlamelle
- 5 – Durchbruch durch Lamellenträger

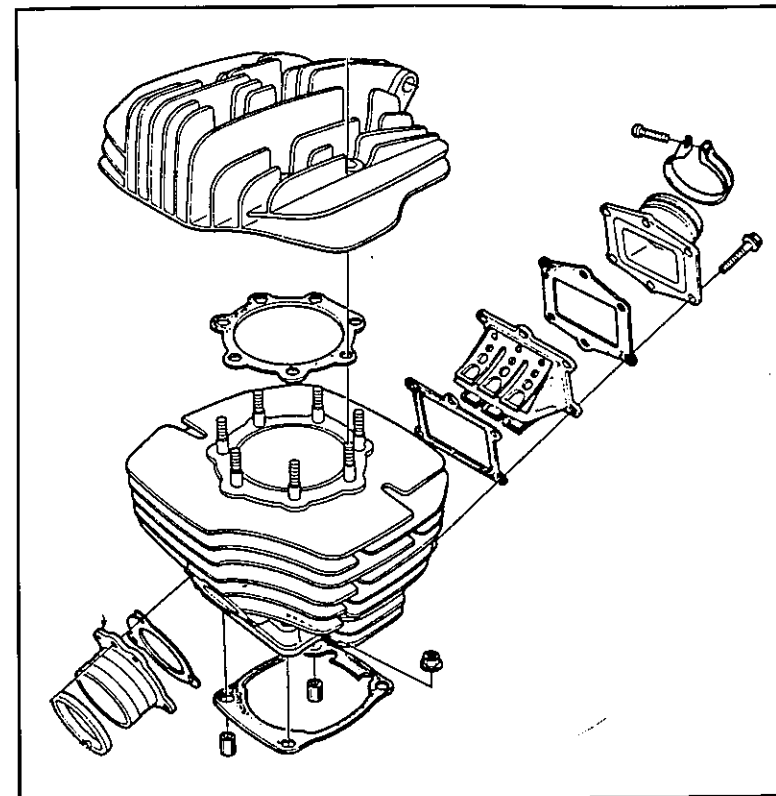
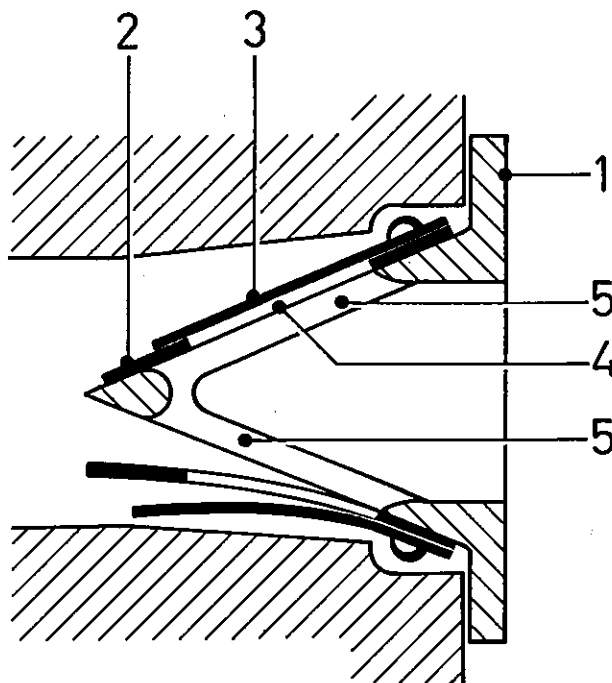


Bild 142: HONDA. Unterteilte Lamelle.
Bei HONDA CR 480 R ist die Lamelle zum besseren Ansprechen in drei Zungen aufgeteilt.

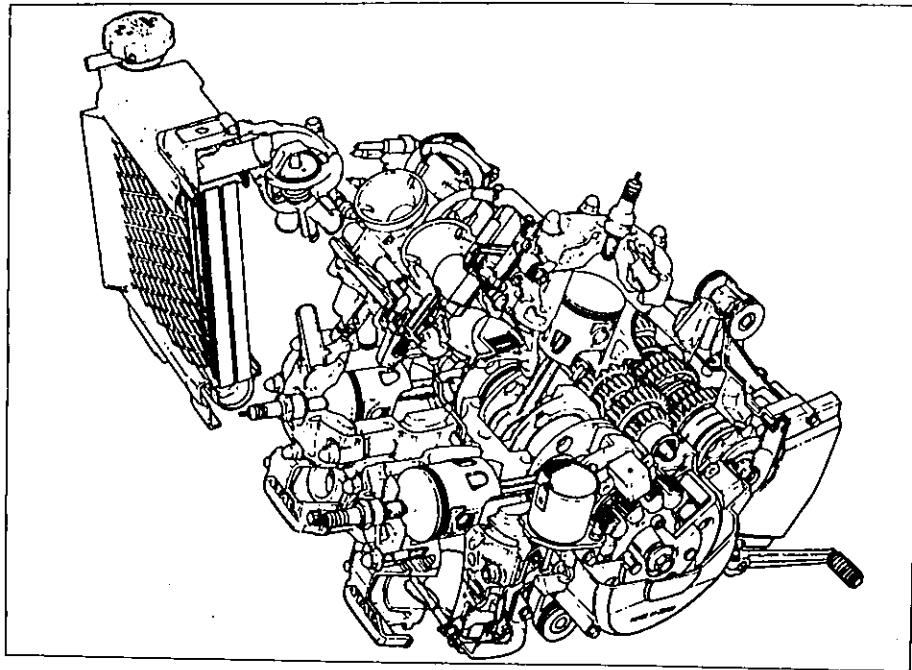
glaubliche Drehmoment $M_1 = 17,2 \text{ Nm}$ (1,75 mkg) erreicht. Der Mitteldruck im füllungsschwachen Drehzahlbereich bei $n = 7000 \text{ min}^{-1}$ wurde durch die Auspuffblende von 4,4 bar auf 6,2 bar, also um 40 %, zwischen $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ bis $n = 9000 \text{ min}^{-1}$, im Schnitt um etwa 20 % angehoben. Besonders intensiv wird weltweit an der Weiterentwicklung der Einlaß-Membran gearbeitet, die mit ihrer guten Anpassung an die Belastung für ein breites nutzbares Drehzahlband sorgt. Sie löst den Drehschieber vor allem beim Mehrzylinder mit ihrem geringen Raumbedarf und der einfachen Gasführung mehr und mehr ab. Das

Problem liegt nach wie vor darin, eine Federkonstante zu finden, die bei niedriger Drehzahl und geringer Druckdifferenz ein ausreichendes Abheben vom Sitz und bei hohen Drehzahlen ein genügend schnelles Rückfedern und ein flatterfreies Schließen sichert. So teilt HONDA bei der CR 480 R die Membran in drei trägheitsarme Zungen auf. Mit der gleichen Zielsetzung schlägt der Amerikaner E. Boyesen in seiner schon 1973 angemeldeten Patentschrift mehrlagige Membranzungen mit unterschiedlicher Stärke und damit Federkennung vor.

Auf dem Lamellenträger (1) liegt die Hauptlamelle (2) aus etwa 0,6 mm starkem glasfaserverstärktem Ejoyd, darüber die etwa 0,4 mm starke Nebenlamelle (3). Bei niedriger Drehzahl und geringem Unterdruck öffnet sich zunächst die Nebenlamelle und gibt den Durchbruch (4) in der Hauptlamelle (2) frei. Mit steigendem Unterdruck öffnet dann auch die Hauptlamelle (2) den ganzen Querschnitt (5) im Lamellenträger (1). Bei einem 250 cm^3 -Einzylinder konnte die Aus-

Bild 143: HONDA NS 400 R

Es war vorauszusehen, daß der abenteuerlichen HONDA MVX 250 (Seite 169) kein langes Leben beschieden sein würde, und auch die nachfolgende MVX 400 wurde mit dem Kuckucksei des zum besseren Massenausgleich drastisch erhöhten Kolben- und Pleuelgewichts für den mittleren Zylinder nicht fertig. Die NS 400 R hat zwar grundsätzlich den gleichen Aufbau, rückt aber näher an den Rennmotor heran: Kolben und Pleuel des stehenden Zylinders haben wieder die gleichen Abmessungen wie die der liegenden Zylinder, die Graugußbüchsen wichen einer Nikasil-Beschichtung mit einer so deutlich verbesserten Oberflächenbearbeitung, daß die Förderung der Kolbenölpumpe um 17 %, entsprechend einem Mischungsverhältnis 1:56 gesenkt werden konnte, und das ATAC-Auspuffsystem kommt wie bei der Rennmaschine nur den beiden liegenden Zylindern zugute. Der mit $D = 57 \text{ mm}$ und $s = 50,6 \text{ mm}$ ($s:D = 0,89$) für einen Zweitakter recht kurzhubige Motor leistet $P_1 = 55 \text{ Kw}$ (72 PS) bei $n_1 = 9500 \text{ min}^{-1}$ und erreicht sein Höchstdrehmoment $M_1 = 53 \text{ Nm}$ (5,4 mkg) bei $n_2 = 8500 \text{ min}^{-1}$.



gangsleistung mit Schlitzsteuerung von 22 PS bei $n = 6000 \text{ min}^{-1}$ mit der Doppellagensteuerung, optimierten Spül- und Auslaßkanälen und einem 38 mm \varnothing -Vergaser auf 34 PS bei $n = 9400 \text{ min}^{-1}$ gesteigert werden. Wichtiger war der Leistungszuwachs im unteren Drehzahlbereich: Der lamellengesteuerte Motor leistet bei $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ gut 16 PS gegenüber den 10 PS des schlitzgesteuerten Modells! Die Lamellen arbeiteten auch bei über $n = 12500 \text{ min}^{-1}$ einwandfrei.

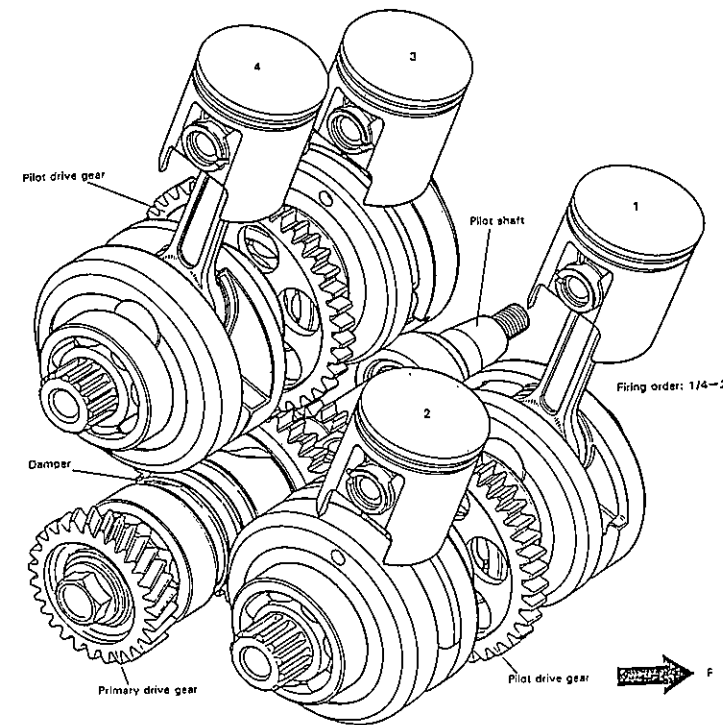
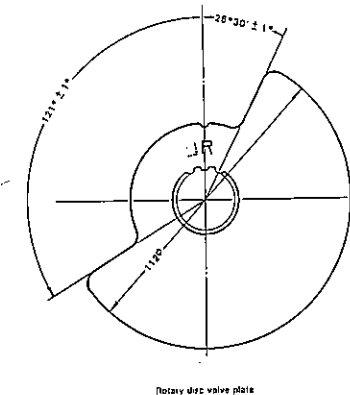
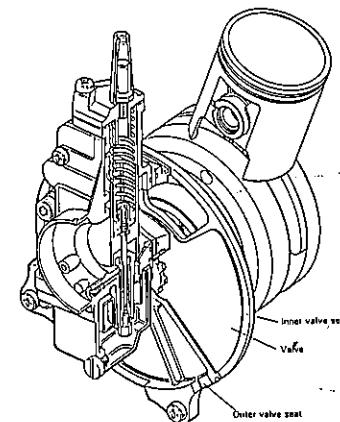


Bild 144:

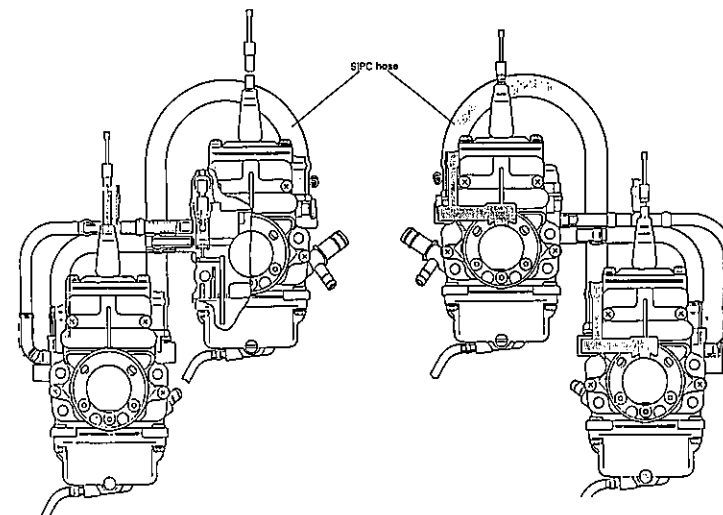
SUZUKI RG 500 Quadratmotor

Der unmittelbar vom Rennmotor abgeleitete Quadratmotor der SUZUKI RG 500 mit den geradverzahnten, mit der Abtriebswelle kämmenden Stirnräder, den schräg verzahnten Abtriebsritzel und dem kräftigen Federdämpfer.



SUZUKI RG 500: Einlaßdrehschieber

Das Einlaßdiagramm zeigt den mit $\alpha_e = 147^\circ \text{ Kw}$ recht zivilen Einlaßwinkel. Der Flachschieber hat 28 mm \varnothing Durchlaß.



SUZUKI Intake Power Chamber (SIPC)

Die Einlaßkanäle der Zylinder auf jeder Seite werden durch ein in der Mitte leicht eingeschnürtes Rohr verbunden. Dadurch wird ein Druckausgleich erzielt, der ähnlich wie die Einlaßschwingkammer für ein gleichmäßigeres Mischungsverhältnis und eine Senkung des Verbrauchs sorgen soll.

Vorwort zur 4. Auflage

Es klingt wie ein Satyrspiel der Technik: In der gleichen Zeit, in der der letzte Zweitakter im Trabi in den stupiden Medien aller Spielarten zu Unrecht mit Spott und Hohn übergossen und als trauriges Relikt einer zu Recht verurteilten bösen politischen Epoche hingestellt wird, arbeiten die Entwicklungsabteilungen der Automobilindustrie von Detroit bis Tokio mit Hochdruck an der Renaissance des Zweitaktmotors. Die Gründe für diesen Sinneswandel wurden im Vorwort zur 1. Auflage festgehalten: Die immer dringender werdenden Forderungen nach niedrigerem Gewicht, Begrenzung der davongaloppierenden Herstellungskosten, das wachsende Interesse am handlicheren Klein- und Stadtwagen und die von den Ökologen immer dringender geforderte drastische Verschärfung der Emissionsgesetze haben die Tugenden des Zweitaktmotors, seine hohe Hubraumleistung, seine einfache Bauart, sein niedriges Leistungsgewicht, seinen gerin-

gen Raumbedarf, und nicht zuletzt die geringeren Investitionen und Herstellungskosten begehrenswerter als je erscheinen lassen. Es fällt schwer, den ewigen Skeptikern zu glauben, die mit großer Begeisterung und hohem finanziellem Einsatz in Angriff genommenen Arbeiten hätten nur eine Alibi-Funktion. Der rasante Fortschritt der digitalen elektronischen Steuerung von Gaswechsel und Verbrennungsablauf, der Kraftstoffeinspritzung, der lambda-regelten Katalysatoren-Technik und nicht zuletzt neue Werkstoffe und die höhere Präzision in der Bearbeitung haben die grundlegenden Voraussetzungen geschaffen, die im Zweitaktssystem liegenden Vorzüge immer überzeugender in den rauen Alltagsbetrieb zu übertragen, ihm die letzten kleinen Laster auszutreiben. Bis zum endgültigen Durchbruch werden sicher noch einige Jahre ins Land gehen – aber auf die Dauer sollte sich wenigstens in der Technik die Vernunft durchsetzen.

Motocross-Motoren

Im Grand-Prix-Sport ist der Zweitaktmotor mit seinen Leistungen und Drehzahlen längst in Gebiete vorgestoßen, deren Gesetze auf den normalen Straßenbetrieb nur noch sehr schwer zu übersetzen sind. So wertvolle Dienste der elitäre Grand-Prix-Motor in dauernder Tuchfühlung mit den physikalischen Grenzen und unter dem ständigen unbittlichen Zeitdruck für die Entdeckung und Erprobung neuer Werkstoffe unter extremen Bedingungen, für den Leichtbau und für die Einführung neuer Bearbeitungs- und Messverfahren für Oberflächen und Passungen höchster Präzision geleistet hat – der robuste Motocross-Motor mit seinem bulligen Leistungsverlauf bietet sich als solider Vorreiter für eine gesunde Entwicklung einer künftigen Gebrauchsmaschine an. So ist es nicht verwunderlich, daß die Konstrukteure von Cross-Motoren schon in den 70er Jahren das Tabu der nur vom Kolben gesteuerten und damit symmetrischen Steuerzeiten durchbrachen. In dem Wettbewerb zwischen dem zunächst sehr erfolgreichen Scheibendrehschieber und dem meist sehr irreführend als »Membran« bezeichneten Lamellenventil hat sich die Steuerung mit den flinken Zungen als klarer Sieger durchgesetzt. Dem sehr schnellen Freigeben und Schließen großer Zeitquerschnitte und der exakten Steuerung des Scheibendrehschiebers standen vor allem die problematische Gasführung im Kurbelgehäuse, die große Baubreite oder ein aufwendiger Antrieb entgegen. Versuche, den Einlaß-

querschnitt oder die Steuerzeiten in Abhängigkeit von Drehzahl oder Last zu ändern, blieben bisher ohne Erfolg.

Die V-förmig angeordneten Lamellenzungen aus hochwertigem Federstahl, Kevlar, Kevlar oder Kohlefasern sind heute gegen die früher häufigen Ermüdungsbrüche praktisch immun geworden. Hatte YAMAHA 1971 mit dem bahnbrechenden YTIS-Verfahren die Lamellensteuerung noch mit der Kolbensteuerung kombiniert und den Einlaßschlitz vom Kolbenhemd erst dann freigegeben, wenn ein ausreichender Unterdruck die Lamellenzungen ruckartig aufriß, so ist die Öffnungscharakteristik der Lamellen inzwischen so abgestimmt, daß die neueren Cross- und auch die GP-Motoren den Einlaßkanal meist direkt ins Gehäuse führen. Das ergibt recht günstige Strömungsverhältnisse und schafft Platz für den zusätzlichen steil in die günstigste Wandzone direkt gegenüber dem Auslaßkanal einmündenden Spülkanal.

In einer aufschlußreichen Versuchsreihe zeigte Wolfgang Schnepf, daß der Leistungsverlauf von 7 untersuchten 125 cm³-Cross-Motoren recht gut übereinstimmt. Die Leistungskurve gipfelte mit $P=25-27$ kW (34-37 PS) bei $n_1=10000-11500$ min⁻¹ mit dem höchsten Drehmoment dicht daneben bei $n=6500-7000$ min⁻¹ mit 7,4 kW (10 PS) einen deutlichen Leistungseinbruch, und zwar unabhängig davon, ob der Einlaß nun durch Hauptschluss, Nebenschluß oder Gehäuselamellen gesteuert wurde. Durch eine drehzahlabhängige

Auslaß-Steuerung konnte die Leistung in diesem »Loch« um 3–4 kW (4–5 PS) angehoben werden.

Auch hier hatte Yamaha 1977 mit dem YPVS Pionierarbeit geleistet und mutig die optimale Lösung angepeilt: Die Power Valve getauften Steuerwalzen verengen nicht nur den Öffnungsquerschnitt, sondern verkürzen im mittleren Drehzahlbereich auch die Öffnungszeit. Zur Verblüffung der skeptischen Fachwelt gelang es Yamaha, die thermische Belastung der Walzen, das Laufspiel und die Ölkohleablagerung so in den Griff zu bekommen, daß das System in wenigen Jahren für die käuflichen Super-Sport- und Motocross-Maschinen übernommen werden konnte.

Ähnlichen Druck- und Strömungsverlauf erreichen die Flachschieber von Rotax und Cagiva, die drehzahlabhängig bei $n=6000-7000 \text{ min}^{-1}$ den vollen Querschnitt freigeben. Mitten im heißen, kohlehaltigen Abgasstrom müssen sie natürlich die gleichen Betriebsprobleme überwinden wie die Steuerwalze. Da der Flachschieber den Auslaßschlitz beim schnellen Gaswegnehmen wegen des fehlenden Gasdrucks zu früh schließt, hält ihn ein vom Pedal betätigter Seilzug beim Bremsen offen um das Schieberuckeln zu verhindern.

KTM entwickelte für die Cross-Motoren eine valve-control, die durch eine steuernde Klappe an der Kanaloberkante Steuerzeit und Querschnitt verändert. Die Klappe läuft in zwei, durch temperaturbeständige Silicon-O-Ringe vor dem Auspuffstrom geschützten Rillenkugellagern. Die Drehung der Steuerklappe übernimmt eine von der Kurbelwelle angetriebene Fliehkrafteinheit. Die mit der Drehzahl quadratisch steigende Fliehkraft der, zwischen zwei schiefen Ebenen in Glockenform, um die Achse rotierenden Kugeln drückt die Schalenhälften

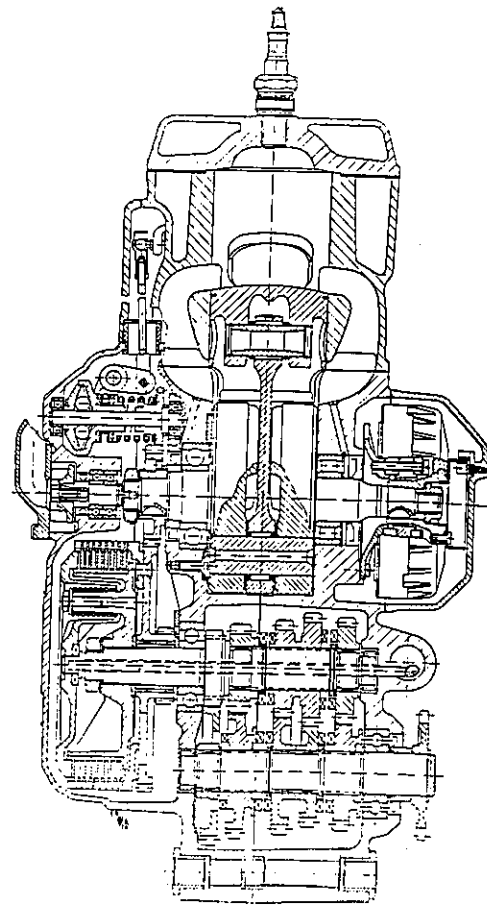


Bild 145: KTM 250 MX

Der Querschnitt des Motors zeigt links den Antrieb der Steuerwelle. Die glockenförmigen Schalenhälften werden durch die Fliehkraft der Kugeln gegen den Druck einer Schraubenfeder auseinander geschoben und übertragen die Axialbewegung über ein Hebelsystem auf die Steuerklappe.

ten gegen den Druck einer Feder auseinander. Diese Axialbewegung wird über ein Hebelsystem auf die Steuerklappe übertragen. Versuche zeigten, daß die optimale Verstellkurve für die Auslaß-Steuerzeit fast linear verläuft. Die Kennlinie der Fliehkraftsteuerung kann durch Änderung der Übersetzung zur Kurbelwelle oder durch eine andere

Federvorspannung der Leistungscharakteristik angepaßt werden. Für den 250 cm^3 -Motor beginnt die Verstellung

bei $n=5500 \text{ min}^{-1}$ und gibt den vollen Querschnitt bei $n=7000 \text{ min}^{-1}$ frei.

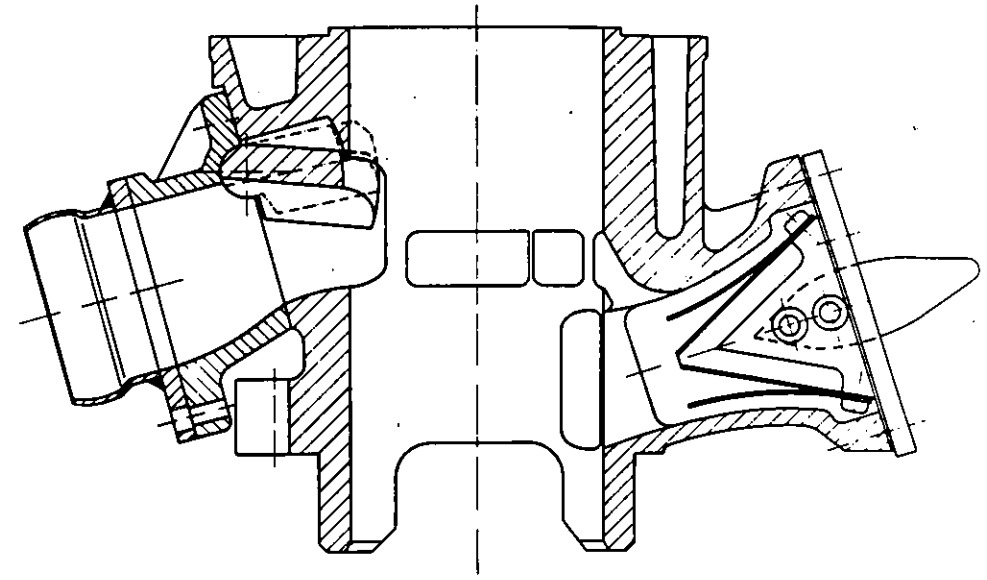


Bild 146: KTM 250 MX. Valve Control Auslaß

Die steuernde Klappe deckt bei der Drehung die Schlitzoberkante mehr und mehr ab und verändert damit den Auslaßquerschnitt und die Auslaßzeit.

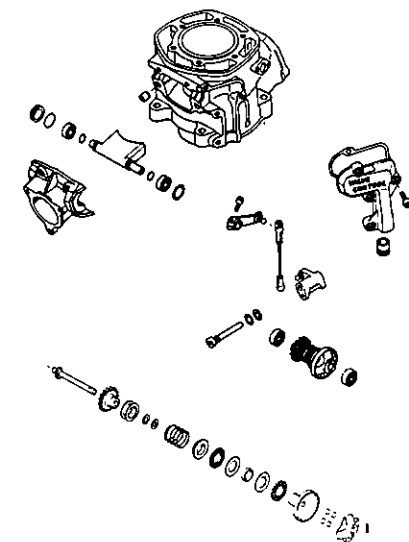


Bild 147: KTM Valve Control.
Einzelheiten der Steuerung.

DIGITAL CONTROL ZÜNDSYSTEM

Cross-Motoren fordern ein hohes Drehmoment über einen möglichst breiten Drehzahlbereich und dazu eine optimale Anpassung des Zündzeitpunktes. Bei dem von KTM in jahrelangen Versuchen entwickelten und 1985 in der Serie eingeführten »Digital-Control« Zündsystem nimmt ein Hallgeber, von einer Schlitzblende gesteuert, das Drehzahlsignal der Kurbelwelle auf und gibt es an den Single-Chip-Computer weiter. Mit der großen Kapazität von 256 byte können 8 Kennlinien für den Zündzeitpunkt gleichzeitig gespeichert werden. Das DC-System trug dazu bei, KTM 1984 und 1985 die Weltmeisterschaft der Viertelliter-Klasse zu sichern, und zeigte

einige bemerkenswerte Nebenwirkungen: Der Motor lief merklich kühler, kam mit niedrigeren Wärmewerten für die Zündkerze aus und vereinfachte die Einstellung des Vergasers. Bei der späteren Einführung der Valve-Control-Auslaßsteuerung stellte sich heraus, daß Motoren mit »gezoomtem« Auslaß mit geringerer Vorzündung gefahren werden können als Nur-Kolben-gesteuerte Modelle. DC und VC zusammen ließen eine merklich ärmere Bedüsung des Vergasers mit entsprechend niedrigerem Verbrauch zu und hoben das Drehmoment über den ganzen Drehzahlbereich an.

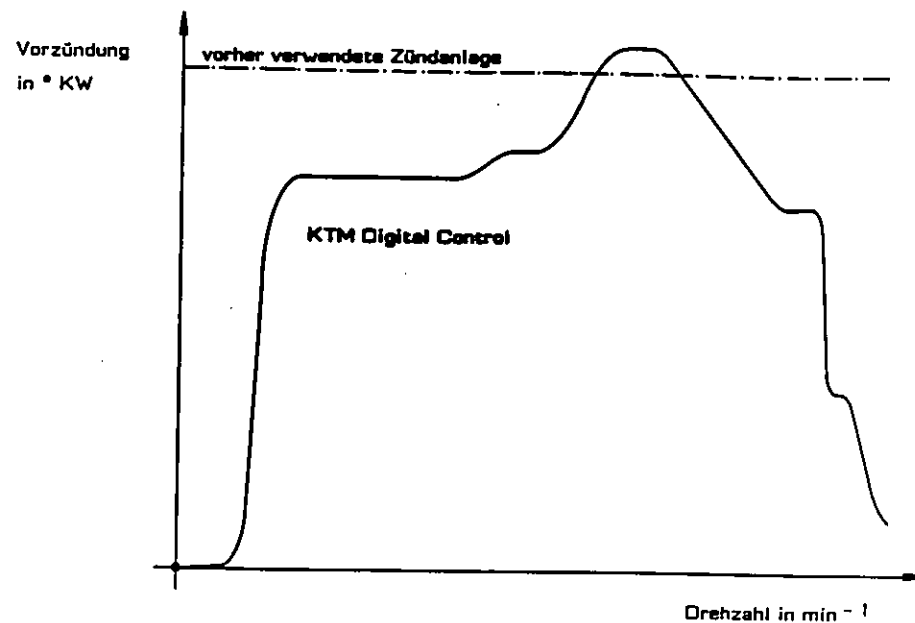


Bild 148: KTM Digital Control Zündsystem.

Der eigentümliche Verlauf der Kurve für die optimale Vorzündung läßt Rückschlüsse auf die Gemischbildung und den Verbrennungsablauf zu. Im Zusammenwirken mit der drehzahlabhängigen Steuerung der Auslaßzeit ergab sich eine deutliche Senkung der Betriebstemperatur und ein Gewinn an Mitteldruck.

Ohne Einspritzung keine Zukunft!

Die haushohe Überlegenheit einer exakt abgestimmten direkten Kraftstoffeinspritzung gegenüber dem Vergaserbetrieb in Leistung und Verbrauch wurde ab Seite 102 eingehend dargestellt und begründet, ihre Verwirklichung im Fahrbetrieb von Serienfahrzeugen überzeugend nachgewiesen. Natürlich wurden diese Pionierleistungen der frühen 50er Jahre mit den ab Seite 106 offengelegten Problemen nur in kleinen Schritten fertig, setzte der bald folgende Konjunktumschwung die tapferen Idealisten bei Gutbrod und Goliath zu schnell matt. Natürlich startete in den folgenden Jahren die ganze automobilen Welt wie gebannt auf den revolutionären Wankelmotor, und als sie sich maßlos enttäuscht von dem Traumbild abwandte, da war der Zweitaktmotor im Westen längst an Lieblosigkeit eingegangen. Systematische Forschungsarbeiten am Zweitaktmotor mit Kraftstoffeinspritzung wurden erst nach einer quälend langen »Denkpause« Ende der 80er Jahre wieder aufgenommen.

In den rund drei Jahrzehnten hat sich nicht nur die politische Welt, sondern auch die des Motors grundlegend verändert. Der unglaubliche Fortschritt der Elektronik erschloß uns mit Transistor und Sensoren der unterschiedlichsten Art den Einblick in Gaswechsel und Verbrennungsablauf, der Computer machte auch vor der Erfassung von Nanosekunden nicht halt und wertete ein schier unerschöpfliches Zahlenmaterial in kürzester Zeit aus. Neue Werkstoffe und filigrane Bearbeitungsmethoden lösten

immer schwierigere mechanische Aufgaben und schenken dem Konstrukteur unerwartete Freiheiten – bürdeten ihm aber zur gleichen Zeit neue Forderungen an Leistung und Verbrauch, an Schadstoffarmut und Laufkultur, an Betriebssicherheit und Anspruchslosigkeit auf.

Die bahnbrechenden Arbeiten bei Puch, Piaggio und vor allem am AVL des Institutes für Verbrennungsmotoren der Universität Graz sahen als vordringliches Ziel weniger eine Steigerung der Leistung oder eine Senkung des Verbrauchs, sondern sie wurden eher durch die Forderung des Gesetzgebers nach einer drastischen Senkung der Schadstoffe im Abgas erzwungen.

Der vom AVL als erster Versuchsträger eingesetzte 250 cm³-Motor erhielt ein Einspritzventil über dem Drosselklappenstutzen, das den Kraftstoff mit niedrigem Druck direkt auf den Kolbenboden spritzt. Das beschleunigt die Aufbereitung des Kraftstoffes und trägt zur Kühlung des Kolbens bei.

Mit dieser Anordnung wurden die Schadstoffwerte im Abgas ohne Katalysator so drastisch abgebaut, daß sie die in Österreich geforderten Grenzwerte (in Klammern) weit unterschritten: CO 1,0% (8,0), CH 5,3% (7,5), NO_x 0,02% (0,10). Der spezifische Kraftstoffverbrauch lag bei einem Mitteldruck $p_e=4,5$ bar und im Drehzahlbereich zwischen $n=5600$ und 6500 min⁻¹ unter 300 g/kWh (220 g/PS_h), zwischen $n=4500-7500$ min⁻¹ und $p_e=2-6$ bar unter 350 g/kWh (260 g/PS_h).

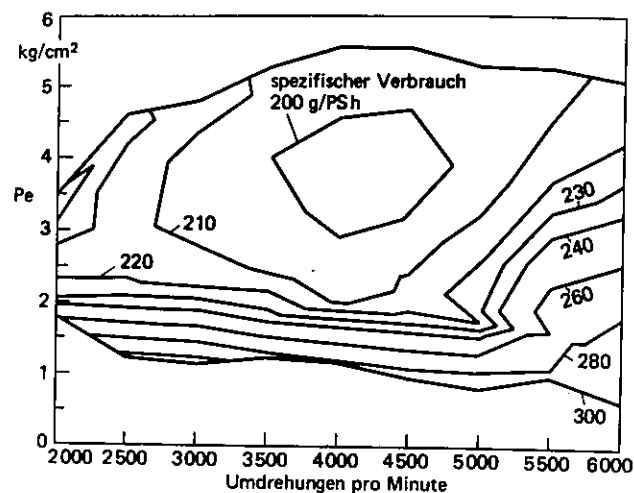


Bild 149: 149 m³ Vespa Prototyp mit Einspritzung.

Die Umstellung des kleinen Roller-Motors auf direkte Einspritzung mit dem mäßigen Druck von nur 33 bar brachte ein sehr erfreuliches Verbrauchsfeld: In dem weiten Bereich zwischen $p_e = 3,0-4,5$ bar und $n = 3500-4600 \text{ min}^{-1}$ unterschreitet der Bestverbrauch 200 g/PS·h!

Der geringe Gegendruck bei der Einspritzung in Saugrohr oder Spülkanal kommt zwar mit einem sehr niedrigen Einspritzdruck und einer einfachen Pumpe aus, aber die Zerstäubung und die mechanische Aufbereitung des Kraftstoffes bleibt natürlich bescheiden und läßt weder für die Leistung noch für den Verbrauch optimale Werte erwarten.

Auf der Grazer Zweiradtagung 1986 stellte Piaggio einen membrangesteuerten Vespa-Motor mit direkter Einspritzung und folgenden Daten vor: $D = 57 \text{ mm } \varnothing$, $s = 57 \text{ mm}$, $V_h = 145 \text{ cm}^3$, $A\phi 80^\circ$ vor uT, $As 80^\circ$ nach uT, $S\phi 60^\circ$ vor uT, $Ss 60^\circ$ nach uT, $e = 8,5$.

Die Spica-Pumpe hatte ein maximales Hubvolumen von $22 \text{ mm}^3/\text{Umdrehung}$ und arbeitete mit einem Höchstdruck von 33 bar. Das Einspritzen begann bei $110-140^\circ$ voT und dauerte 23° KW, die Zündung erfolgte je nach Drehzahl

$5-30^\circ$ voT. Der Motor leistete $P_1 = 7,3 \text{ kW}$ (9,8 PS) bei $n_1 = 6000 \text{ min}^{-1}$ und erreichte sein höchstes Drehmoment mit $M = 12,8 \text{ Nm}$ bei $n_2 = 4000 \text{ min}^{-1}$. Im ECE-Cyclus lief die Vergaser-Vespa mit 1 Liter Kraftstoff 22 km, die Einspritzversion aber 37 km. Die Emissionswerte sanken für CO um 53%, für CH um 51%, während die NO_x -Werte – durch die bessere Verbrennung – nur um 4% zunahmen. Die exakte Zumessung der optimalen Kraftstoffmenge wird natürlich umso problematischer, je kleiner das Hubvolumen ist. Bei den geschwindigkeitsbegrenzten 50 cm^3 -Zwergen greift hier auch noch der Gesetzgeber mit sehr unterschiedlichen Vorschriften in das Lastenheft ein. So mußte Puch den 50 cm^3 -Mopedmotor bei unterschiedlichen Emissionsgrenzen auf 5 verschiedene Höchstgeschwindigkeiten abdrosseln: GB 54 km/h, A und NL 40 km/h, CH 30 km/h und D 25 km/h. Der Amtsschimmel

wiehert durch ganz Europa, aber Dr. Franz Leimböck und seine Mitarbeiter haben bei Puch und in der VAL Graz mit der Entwicklung der Puch Maxi eine großartige Pionierarbeit in der Reduktion von Verbrauch, Schadstoffen und Geräusch geleistet und dabei Laufkultur und Verbrennungsablauf bemerkenswert verbessert.

Hier seien nur einige grundsätzliche Erkenntnisse festgehalten: Der Motor erhielt 5 Spülkanäle, von denen der mittlere, vom hinteren Kolbenfenster belieferte steile Kanal die 4 tangential einmündenden Haupt- und Nebenströme aufrichtet und ihre Führung verbessert. Die größere Fensterfläche der 5 Kanäle verkürzt die bei 2 Kanälen notwendige Steuerzeit um 7 Grad. Der unsymmetrische Verbrennungsraum mit der Quetschfläche über dem Auslaß führt das nach oben strömende Frischgas ungebremst zu der Langgewindekerze

mit der vorgezogenen Mittelelektrode mit vergrößertem Elektrodenabstand. Sie kommt mit einem sehr niedrigen Wärmewert aus und ist an dem guten Rundlauf maßgeblich beteiligt. Die Brennraumform sorgt nicht nur für eine Geräuschminderung im Nahbereich um 3,5 dB(A), sondern vor allem für den gewünschten steilen Leistungsabfall im Drehzahlbereich der Höchstgeschwindigkeit. Bei der Österreich-Version lag der Streubereich der Serie bei 1,5 km/h! Eine akribische Optimierung des Schliffbildes erlaubte eine Einengung des Kolbenlaufspieles und brachte, zusammen mit dem Verzicht auf das Entgraten der Kanalkanten am Einlaß, eine deutliche Verminderung der CO- und CH-Werte. Da beim Zweitakter wegen der höheren Anteile von Abgasen in der Ladung nur wenig Stickoxyde anfallen, ist der Metallträger-Katalysator nur mit Platin und Rhodium im Verhältnis 5:1 für

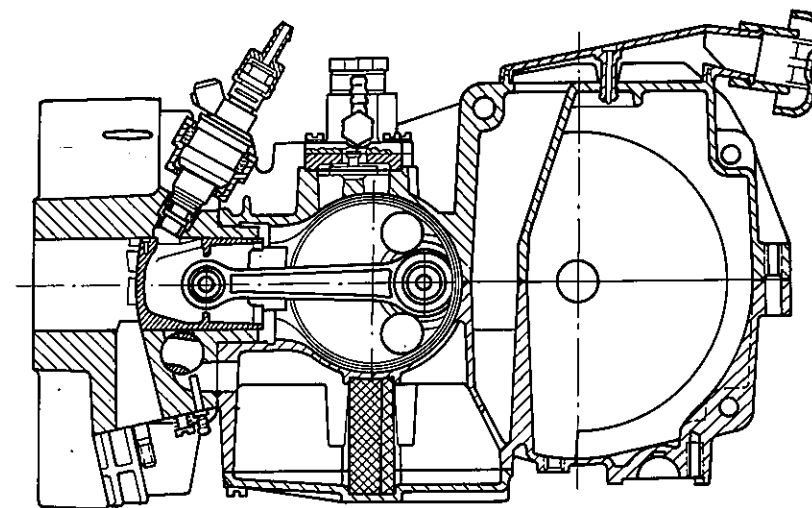


Bild 150: Puch 50 cm³ SuperMaxi mit indirekter Einspritzung und vielen zukunftsweisenden Ideen. Piaggio sollte sie aufnehmen und ausbauen.

die Oxydation von CH und CO beschichtet und mit 35 mm Ø und 100 mm Länge auffallend groß. Bleifreier Kraftstoff und gutes Zweitaktöl sind die Voraussetzung für einen störungsfreien Betrieb. Bei einem Mischungsverhältnis von 1:50 sinkt der Umsetzungsfaktor für CH nach einer Fahrstrecke von 10000 km bis zu 30%, der für CO ändert sich kaum. Bei der hohen Betriebstemperatur des Katalysators, der keinen meßbaren Einfluß auf die Steigfähigkeit hat, verbrennt das Öl restlos und hinterläßt keine Fahne.

Bei dem Fahrzyklus ECE 47 liegen die Emissionen der Schweizer Version mit 0,05–0,20 g/km für CO, 0,08–0,26 g/km für CH und 0,03–0,06 g/km für NO_x weit unter den strengen Grenzwerten. Für die Umstellung dieses schon sehr ausgefeilten Mopedmotors von Verga-

ser- auf Einspritzbetrieb standen niedrige Herstellkosten und vielseitige Ausbaufähigkeit an der Spitze des Lastenheftes. Die Wahl fiel auf eine Niederdruck-Einspritzung mit elektronischer Steuerung. Der pulsierende Kurbelkammerdruck betätigt eine pneumatische Pumpe mit einer kleinen Membran auf der Kraftstoff- und einer großen auf der Gehäuseseite. Der so übersetzte Druck fördert den Kraftstoff zum elektronisch gezeiteten Magnetventil, das ihn kurz vor dem O.T. durch das Kolbenfenster gegen die Unterseite des Kolbenbodens spritzt. Der kann durch die intensive Kühlung sehr dünn und leicht gehalten werden, während der Kraftstoff gut aufbereitet wird. Zu diesem Zeitpunkt herrscht im Kurbelgehäuse ein Unterdruck von etwa 0,5 bar, sodaß der bis zu 2,5 bar mögliche Druck der Mem-

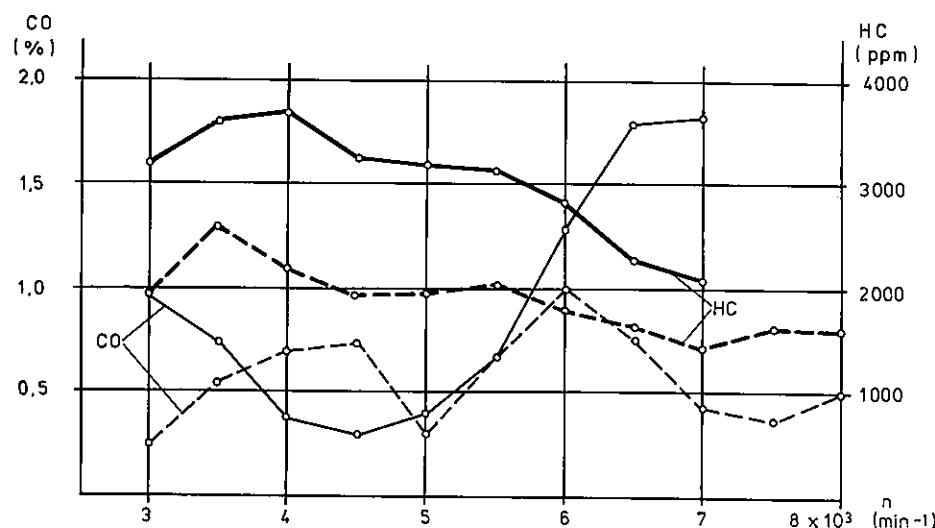


Bild 151: 50 cm³ Puch-Versuchsmotoren im Vergleich. Abgaswerte bei Vollast. Magerkonzept des Vergaser-Motors (ausgezogene Linien) gegen in direkte Einspritzung. Der Einspritzmotor ($p_o = 5,2$ bar) hat bei $n = 4500 \text{ min}^{-1}$ einen Vollastverbrauch von $b_o = 338 \text{ g/kWh}$ (249 g/PSH). Bei der gleichen Drehzahl und Vollast verbrauchte der Vergasermotor 413 g/kWh (304 g/PSH).

branpumpe nicht einmal voll genutzt werden kann, sondern durch ein federbelastetes Ventil abgeregelt werden muß. Durch einen Zwischenboden wird der Raum im Kolben gegen das Gehäuse etwas abgedeckt, sodaß der durch die nun zwei hinteren »Aufrichtkanäle« steil in Richtung Kerze verlaufende Spülstrom etwas fetter ist und eine Ladung mit seitlicher Schichtung anstrebt. Die Einspritzdüse sitzt an einer relativ kühlen, geschützten Stelle neben der Membranpumpe. Der Einlaßkanal mußte daher unter den Auslaßkanal wandern und einen Walzenschieber aufnehmen, der nicht nur die aus dem als riesigem Dämpfer dienenden Motorgehäuse angesaugte Luftmenge drosselt, sondern auch den Ansaugwinkel lastabhängig zusätzlich zur Kolbenunterkante steuert.

Die von Gerald Gaberscik im VKM-Thd der TU Graz entwickelte elektronische Steuerung für den Puch-Motor holt sich die Spannung für die Elektronik aus dem Magnetzünder. Aus den Werten Last, Drehzahl, Temperatur von Luft und Motor, Stellung von Kurbelwelle und

Drosselorgan – insgesamt immerhin 2046 Daten werden die optimalen Werte für Einspritzbeginn, Einspritzmenge und Zündzeitpunkt von dem Steuerorgan aus den gespeicherten Kennfeldern unter Berücksichtigung von Warmlaufzeit und Beschleunigungsbedarf herausgepickt. Aus diesen Daten wird neben dem Leistungseinsatz auch entschieden, ob schubabgeschaltet oder getaktet wird, also die Einspritzung – einer etwas angehobenen Menge – bei jeder zweiten, dritten oder vierten Umdrehung erfolgt. Gezündet wird natürlich bei jeder Umdrehung.

Durch die exaktere Zutellung der jeweils erforderlichen Kraftstoffmenge konnte die stotterfreie kritische Leerlaufdrehzahl von 1500 min^{-1} auf 800 min^{-1} gesenkt werden. Der spezifische Verbrauch auf der Vollgaslinie liegt zwischen 338–375 g/kWh (249–272 g/PSH). Gegenüber dem arm eingestellten Vergaser-Motor konnten die CH-Werte um rund 30% gesenkt werden, während die CO-Emission zwischen 0,25 und 1% liegt.

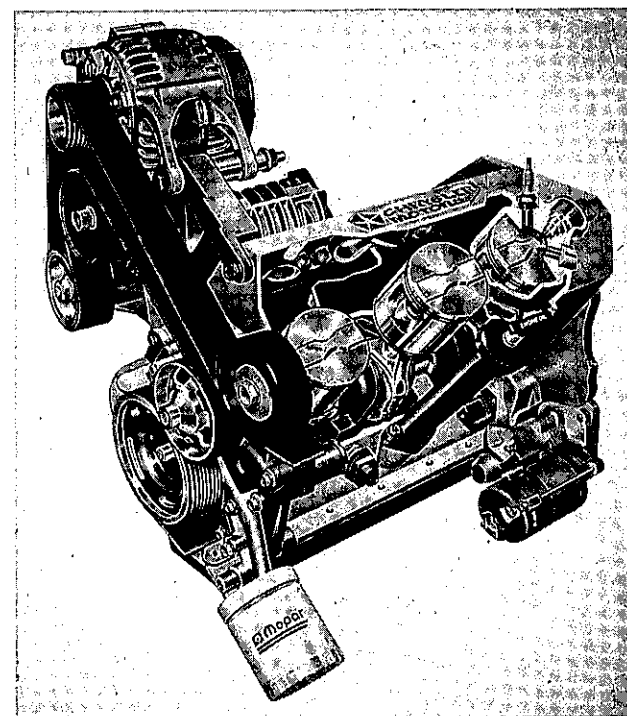


Bild 151a: Die neue Generation. Im AETF (Alternative Engine Task Force) von Chrysler entwickelte und baute Joe Goulart 1991 den ESBI (External Breathing Direct Injection) Prototyp, der als beispielhaft für die neue Zweitakt-Generation gelten kann. Der 1,2-Liter-Dreizylinder wiegt 40% weniger als ein Viertakter gleicher Leistung, baut 200 mm niedriger und verbraucht 10% weniger Kraftstoff. Reine Schlitzsteuerung, druckfreies Kurbelgehäuse mit gleitgelagerter Kurbelwelle, Druckumlaufschmierung, mechanisch angetriebenes Gebläse, das lediglich eine reichliche Frischluftmenge für die gründliche Spülung bereit hält. Der Motor arbeitet immer mit voller Ladung, die Leistung wird durch Einspritzzeitpunkt und Einspritzdauer ebenso elektronisch gesteuert wie der Zündzeitpunkt der beiden Kerzen.

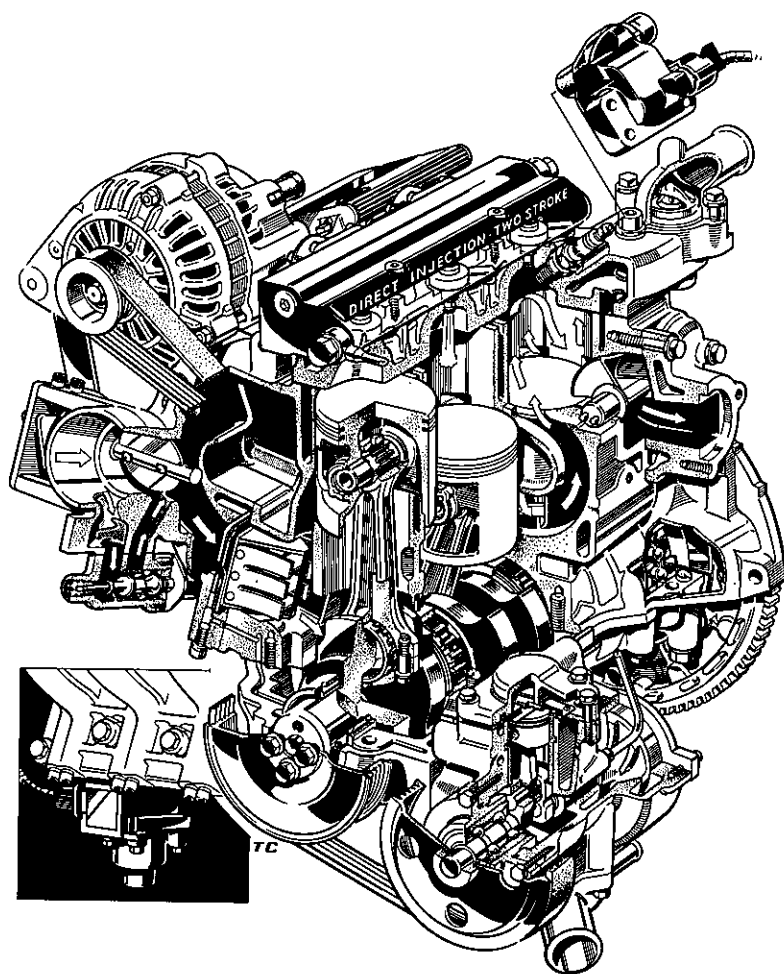
Luftunterstützte Direkteinspritzung

Ein weltweites Echo weckte der in Perth lebende tschechische Ingenieur Ralph Sarich mit seinem durch über 400 Patente in 120 Ländern sorgsam abgesicherten Orbital-Motor. Der Leiter der Zweitakt-Entwicklung im Ford-Entwick-

lungszentrum, Dr. Manfred Königs, stellte 1992 die Ford-Version in einem überzeugten und überzeugenden Bekenntnis zum Zweitakter vor. Der recht kurzhubige 1,2 Liter Dreizylinder (D=84 mm Ø, s=72 mm, s:d=0,85) arbeitet mit

Bild 152: 1,2 L Ford Dreizylinder Zweitaktmotor (System Sarich).

Die dreiblättrigen Zungenventile münden direkt ins Kurbelgehäuse. Kurbelwelle und Pleuel laufen auf Wälzlager. Steuerzeit und Zeitquerschnitt für den Auslaß werden durch eine Steuerwalze der Drehzahl und der Last angepaßt. Der kleine, von der Kurbelwelle mit Riemen angetriebene Kolbenkompressor fördert die Luft für die Vormischung.



einer normalen Umkehrspülung. Er leistet 60 kW (82 PS) bei $n_1=5800 \text{ min}^{-1}$ und erreicht ein Höchstdrehmoment $M_{\text{max}}=120 \text{ Nm}$ bei $n_2=4000 \text{ min}^{-1}$, also die erfreuliche Drehzahlelastizität $e_n=1,45$. Der Einlaß ins Kurbelgehäuse wird durch ein sehr groß bemessenes reed-valve gesteuert, der Auslaß nach

Yamaha-Vorbild durch einen Walzenschieber, der seine Befehle last- und drehzahlabhängig von einer elektronischen Kontrolleinheit erhält. Das geometrische Verdichtungsverhältnis ist 10,5:1, das effektive 9,3:1 bei geschlossener und 6,4:1 bei geöffneter Steuerwalze.

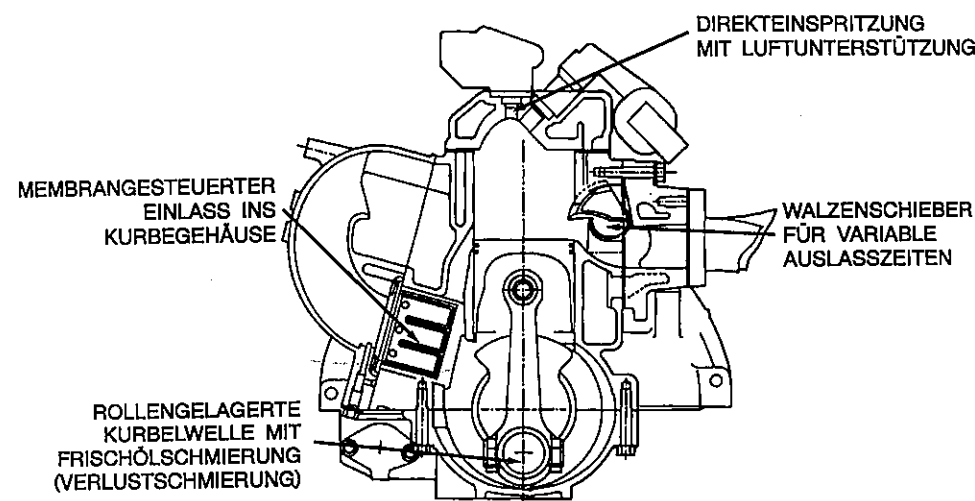


Bild 153: Ford (Sarich) Zweitaktmotor.

Der Querschnitt zeigt das dreiblättrige Zungenventil für den Einlaß, die Steuerwalze für den Auslaß und das Pleuel mit dem geteilten Rollenlager. Der Brennraum ist nach der Spülseite versetzt.

Der entscheidende Fortschritt ist in der luftunterstützten Direkt-Einspritzung zu suchen, die durch die ungleich feinere Zerstäubung der Kraftstofftröpfchen mit der extrem kurzen für die Gemischaufbereitung zur Verfügung stehenden Zeitspanne fertig werden muß: Liegt die Tröpfchengröße bei der üblichen Direkteinspritzung im Bereich zwischen 30 und 65 μm , so erreicht die luftunterstützte Benzin-Einspritzung einen Zerstäubungsgrad von weniger als 10 μm bei 85% der Tröpfchen. Ein sehr kleiner

Kompressor drückt die verdichtete Luft in einen Vormischraum, dem konventionelle Einspritzventile den Kraftstoff zuführen. Das extrem überfettete Gemisch kommt aus dem Vormischraum zu der eigentlichen Einspritzdüse, für die Zeitpunkt und Dauer nach den bekannten Parametern elektronisch vorgegeben werden.

Eine neue Idee auch bei der Schmierung: Das Öl wird, nach Drehzahl, Temperatur und Last elektronisch zugeteilt, vor den Membranventilen der Ansaug-

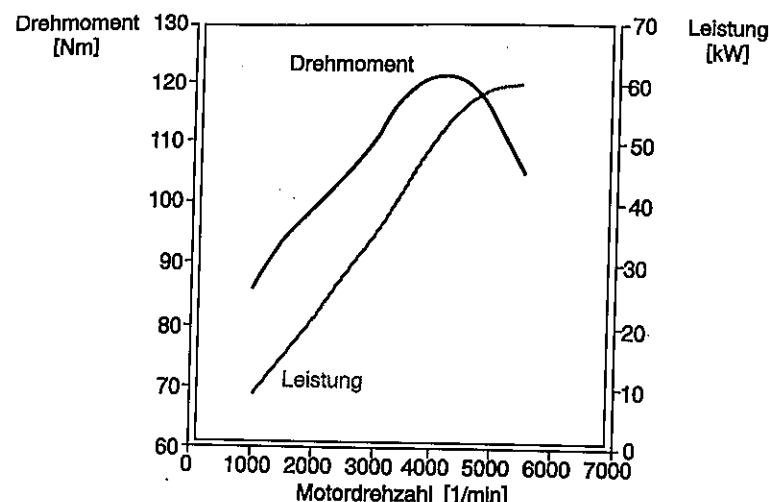


Bild 154: 1,2 L – Ford Dreizylinder Zweitaktmotor.
Leistung und Drehmoment stehen schon bei niedriger Drehzahl reichlich zur Verfügung und liegen weit über den Werten vergleichbarer Viertakter.

luft mitgegeben. Die elektronisch gesteuerte Förderung der Ölpumpe konnte so weit gedrosselt werden, daß sie einer Ölbeimischung von 1:100 bis 1:450 entspricht.

Die einteilige Kurbelwelle läuft auf Rollenlagern ohne Innenring, die Lagerausseringe im Aluminiumgehäuse sind gesprengt. Ein Kugellager nimmt die Axialkräfte der Kupplung auf.

Auch die Rollen der wälzgelagerten Pleuel laufen direkt auf dem gehärteten Pleuelwerkstoff. Bei einteiliger Kurbelwelle sind zweiteilige Lagerkäfige und ein geteiltes großes Pleuelauge erforderlich.

Die Laufflächen im Leichtmetall-Zylinderblock sind nikasilbeschichtet.

Ein direkter Vergleich mit einem 1,4 l-Viertakt-Leichtmetall-Motor gleicher Leistung ist aufschlußreich: Der Zweitakt-Dreizylinder ist 27,8 kg=31% leichter, 100 mm kürzer, 210 mm niedri-

ger und erfordert nur 62% des Bauraumes. Der Gewichtsvergleich der Baugruppen:

Zylinderblock mit Lagerdeckel
Kurbelwelle, Pleuel, Pleuel
Schwungrad
Zylinderkopf mit Ventiltrieb
Auspuffkrümmer
Ansaugkrümmer
Wasserpumpe
Ölpumpe mit Filter
Ölwanne
Andere Teile
Summe

Von den zum Vergleich herangezogenen sparsamsten Viertaktmotoren zwischen 1,4–1,6 l erreichte keiner die Leistung des Zweitakters, der im niedrigen Last- und Drehzahlbereich des ECE 40 Zyklus sehr viel geringere Pump- und Reibungsverluste zu verkraften hat und

das mit einem Minderverbrauch von 15% dokumentiert.

Über den gesamten Betriebsbereich liegt die CO-Emission des Zweitakters auf dem gleichen Niveau, die CH-Emission etwas niedriger als die des mit einer Lambda-Sonde geregelten Viertakters. Durch den unvermeidlich höheren Abgasanteil liegt die NO-Emission des Orbit-Motors nur bei 10–15% der des Viertakters. Er kommt daher mit einem einfachen Oxidations-Katalysator aus. Trotz dieser überzeugenden Werte wird das Comeback des Zweitakters in die Groß-Serie sicher noch einige Jahre auf sich warten lassen – zu tief hat sich der Frust über die Versäumnisse in den letzten Jahrzehnten eingegraben – aber Ralf Sarich hat mit einem bemerkenswerten Werbetalent und einer bewundernswerten Ausdauer immerhin erreicht, daß die unleugbare Überlegenheit des Zweitaktmotors in Leistungsgewicht, Raumbedarf, Bauaufwand und Verbrauch (!) wieder weltweit erkannt –

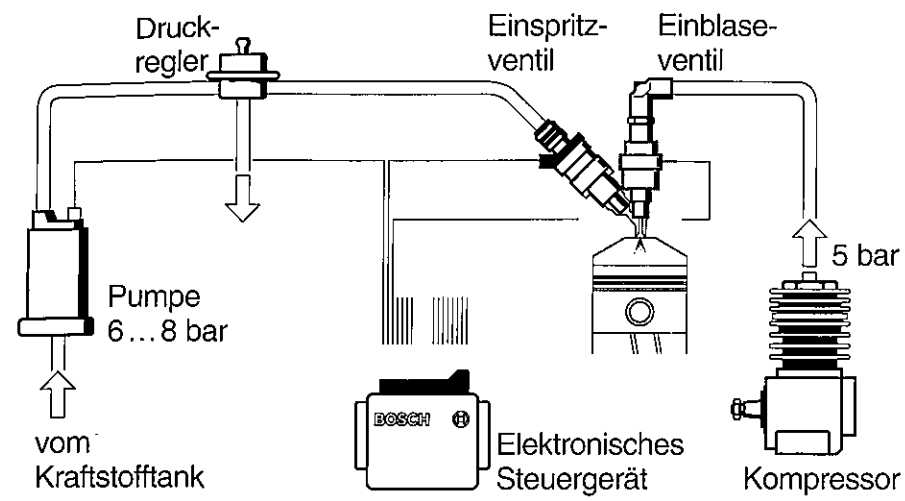
Viertakt 1,4 l	Zweitakt 1,2 l
24,3 kg	16,2 kg
14,9 kg	15,9 kg
9,1 kg	5,8 kg
14,6 kg	3,6 kg
5,6 kg	2,3 kg
3,9 kg	3,8 kg
1,1 kg	4,9 kg
1,4 kg	0,5 kg
2,1 kg	0 kg
12,3 kg	8,5 kg
89,3 kg	61,5 kg

und systematisch an der Ausmerzungen seiner kleinen Schwächen gearbeitet wird. Der Kleinwagen und das Gebrauchs-Motorrad warten auf ihn.

Es spricht vieles dafür, daß der Durchbruch dem kleinen Zweitakt-Diesel als erstem gelingen wird. Er läuft systembedingt auf einem niedrigeren Drehzahl-Niveau und zieht ruck- und stotterfrei aus 500 min⁻¹ hoch, während der kleine Viertakt-Diesel unter 2000 min⁻¹ schon arg schüttelt, und kommt auf ein ungleich breiteres Drehzahlband. Neben dem besseren Laufverhalten betonen der Zweitaktforscher Klaus Emmenthal von VW und der AVL-Ingenieur Knoll vor allem den günstigen Verbrauch und das überlegene Drehmoment, aber auch ein so treuer Bannerträger des Zweitakters wie Christian Bartsch weist wohl mit Recht darauf hin, daß die Frage nach der sicheren NO_x-Reduktion und der Partikel-Emission im Dauerbetrieb noch immer auf eine hieb- und stichfeste Antwort warten.

Beim höher drehenden Otto-Zweitakter wird die schnellere Aufbereitung des Kraftstoffes auf zwei unterschiedlichen Wegen angestrebt: Durch hohe Einspritzdrücke von 100–120 bar oder durch Einblasen eines sehr fetten Kraftstoff-Luftgemisches, das mit mittleren Drücken auskommt. Die konventionelle Diesel-Einspritzpumpe muß eine zusätzliche Schmierung erhalten. Für die Mitteldruckeinspritzung genügt der Druck einer einfachen elektrischen Benzinpumpe mit 6–8 bar. Ein kleiner Kolbenkompressor liefert die Pressluft, die den Kraftstoff beim Austritt aus der Düse »ummantelt« und ihn in den Raum um die Zündkerze spritzt. Damit rückt auch ein alter Wunschtraum der Verwirklichung näher: Die Schichtladung. Für die schmale Gratwanderung zwischen niedrigstem Verbrauch, klopfreier Verbrennung und niedrigem NO_x-Ausstoß hat Bosch zwei hochempfindliche Wächter entwickelt: Den Magersensor und den Brennraum-Drucksensor. Sie

Niederdruck-Gemischeinblasung



Hochdruckeinspritzung

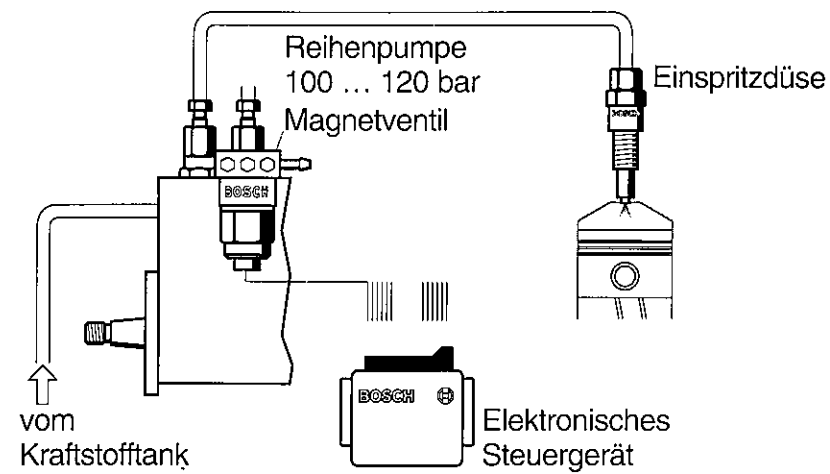


Bild 155: Wege zur Direkteinspritzung (Bosch-Pressebild 7928).
Niederdruck-Gemischeinblasung oder Hochdruckeinspritzung.

Einspritzventil mit Luftumfassung

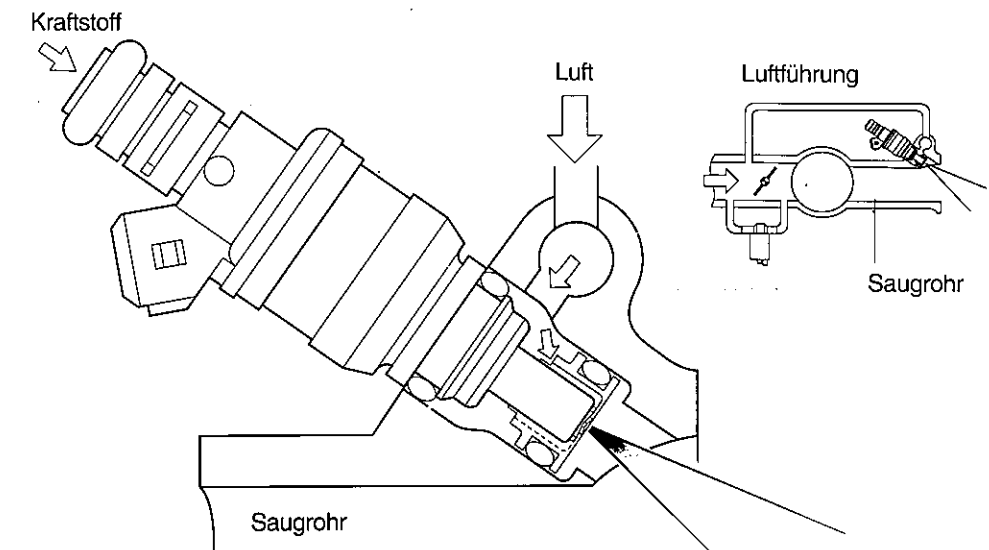


Bild 156: Einspritzventil mit Luftumfassung (Bosch-Pressebild 7934)

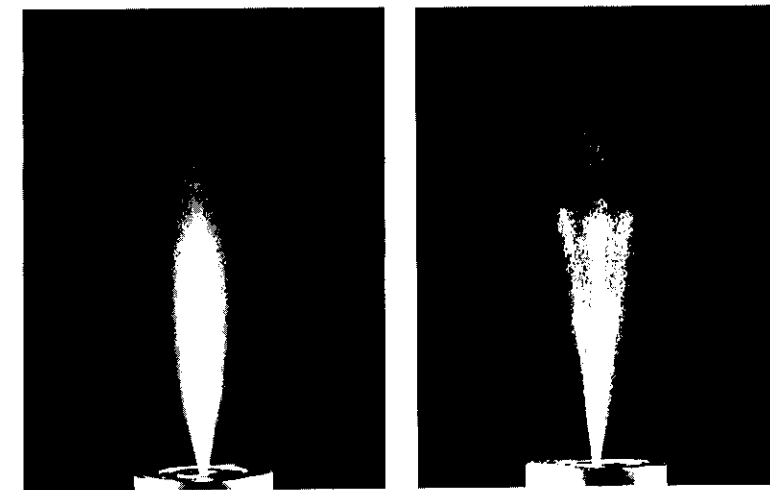


Bild 157: Verbesserte Kraftstoffaufbereitung (Bosch-Pressebild 7951).
Durch die Luftummantelung wird der Kraftstoff (rechts) sichtbar feiner zerstäubt und für die vollständige Verbrennung besser aufbereitet.

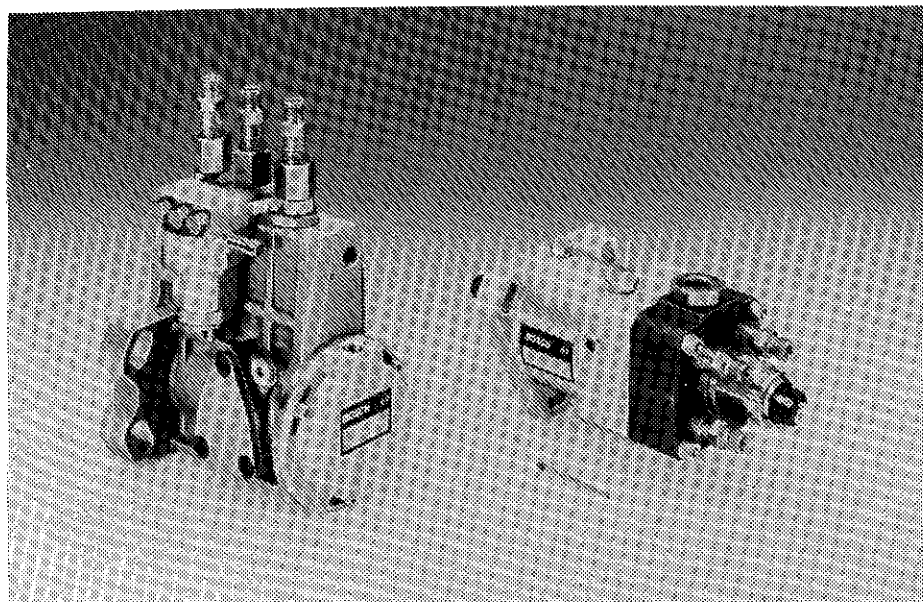


Bild 158: Einspritzpumpen (Bosch-Pressebild 7953).
Reihenpumpe für Dreizylinder-Zweitaktmotor (links) und Verteilerpumpe für Vierzylinder-Viertaktmotor.

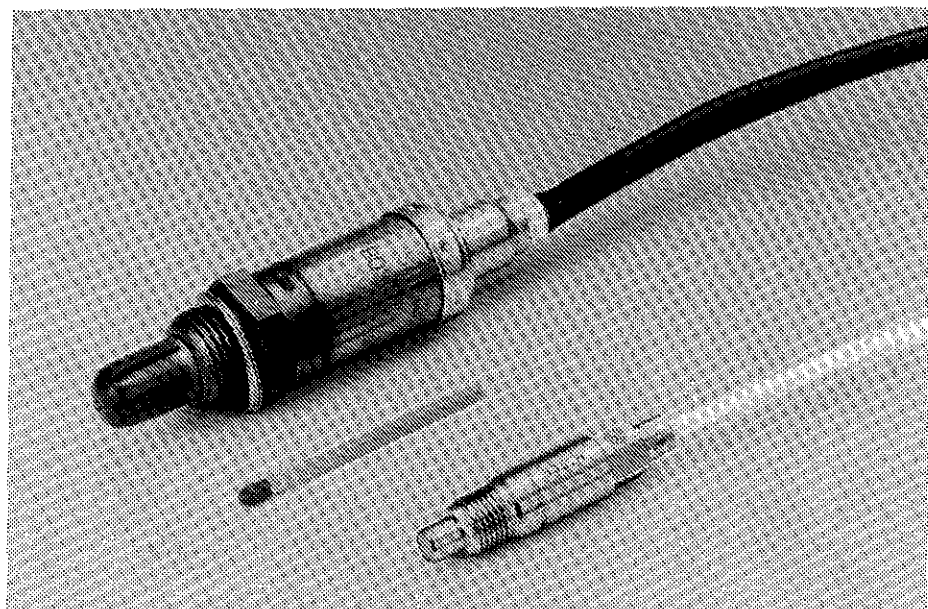


Bild 159: Zwei unentbehrliche Helfer auf dem Weg zur Magerregelung: Die Magesonde und der Brennraumdruckmesser (Bosch-Pressebild 7952).

Magermotor

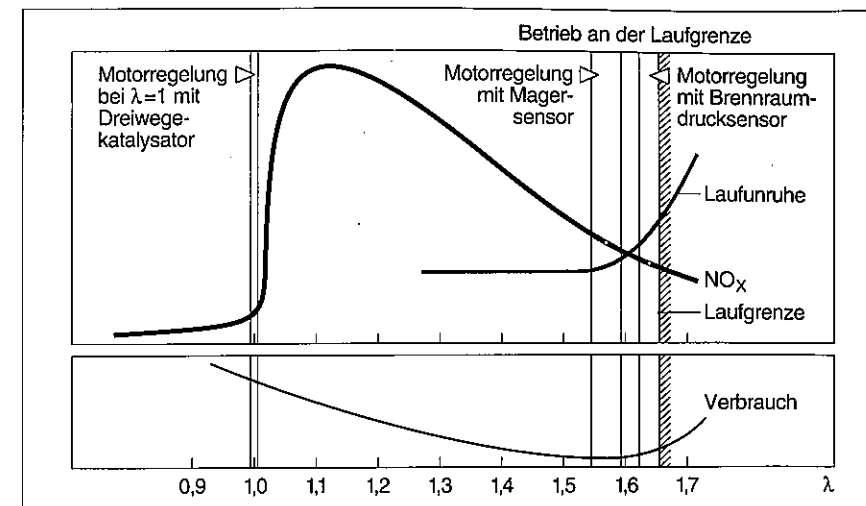


Bild 160: Der Magermotor und seine Grenzen (Bosch-Pressebild 7925).
Der Dreiwegekatalysator arbeitet in einem sehr engen Regelbereich um den für die höchste Leistung idealen λ Wert 1,0, aber damit auch in der Nähe des höchsten Anfalles von NO_x. Mit dem Magersensor ist eine Regelung bis zu einem λ Wert 1,55 möglich, bei dem der Verbrauch gegenüber λ 1,0 um 15–20 % vermindert wird und seinen Tiefstand erreicht. Der NO_x-Ausstoß ist weitgehend abgebaut, aber der Motor beginnt zu stottern. Mit immer magerer werdendem Gemisch nimmt die Laufunruhe schnell zu und erreicht bei λ 1,65 die Laufgrenze. Hier bewahrt dann die Regelung durch den Brennraumdrucksensor den Motor vor dem Aus.

Kraftstoffverbrauch und NO_x - Emission

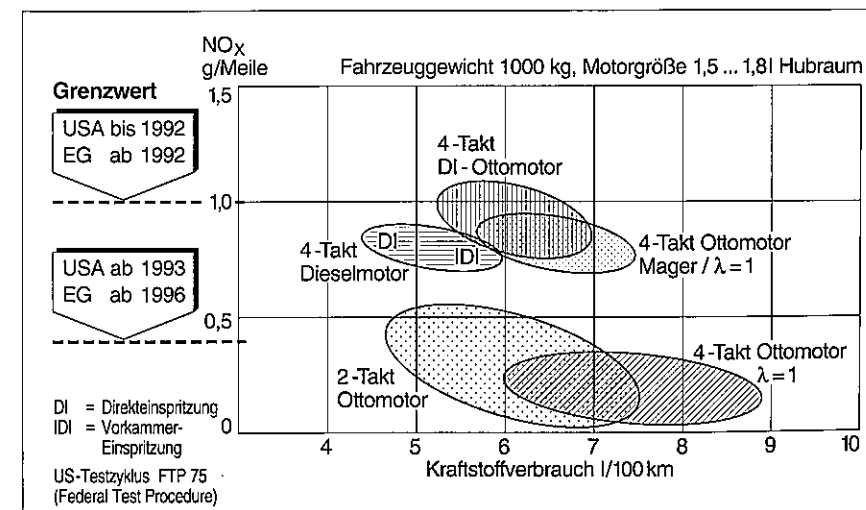


Bild 161: Kraftstoffverbrauch und NO_x-Emission (Bosch-Pressebild 7927).
Stand der Technik und gesetzliche Forderungen.

werden dem künftigen Motorenbau noch unschätzbare Dienste leisten und ihm den Weg zu einer qualitativen Regelung freimachen: Der Otto-Motor der Zukunft – Zweitakt und Viertakt – muß nicht mehr durch Drosselung der Ansaugluft, sondern kann wie der Dieselmotor durch die Dosierung der – wahrscheinlich durch Druckluft aufgemischten – Kraftstoffmenge der Belastung angepaßt werden. Er wird also auch im Teillastbereich mit vollem Verdichtungsdruck arbeiten und damit die Voraussetzung für niedrigen Verbrauch sicherstellen.

Kennzeichnend für das radikale Umdenken ist die Feststellung, daß außer Sa- rich kaum noch einer der Newcomer auf die durch ihre Einfachheit und Betriebssicherheit überzeugende Kurbelkammerpumpe setzt. Alle kreiden ihr den mäßigen Füllungsgrad, die starke Abhängigkeit der Frischgasladung von den Schwingungen des Auslaßsystems, den Zwang zur Verwendung der lauten und teuren Wälzlager und die unvermeidliche Ölbelastung der Verbrennungsgase an, die dem Langzeitbetrieb des Katalysators nicht bekommt. Sie gehen zur Fremdaufladung durch Rotationsgebläse oder durch Abgasturbolader über. Es gibt offenbar keine Tabus mehr, und so wird munter an allen überkommenen Traditionen gerüttelt.

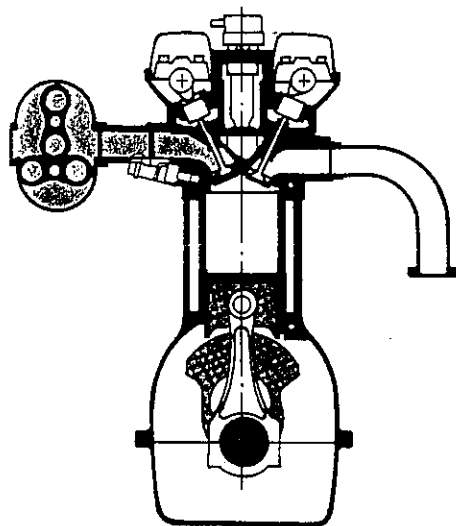


Bild 162

Der von Toyota vorgestellte Prototyp steuerte Spülung und Auslaß mit je zwei Ventilen und wurde von einem Rootsgebläse aufgeladen. Er paßte nahtlos in der Fertigung auf die vorhandenen Maschinen, mit seiner begrenzten Drehzahl und der Neigung zu Kurzschlüssen der Querspülung aber nicht mehr in unsere Zeit.

So erfreulich der nun eingesetzte revolutionäre Schwung in der Zweitaktwelt ist – bei der abenteuerlichen Vielfalt der vorgeschlagenen Systeme kann sich der kritisch analysierende Beobachter des Eindrucks nicht erwehren, daß viele der in Jahrzehnten gewonnenen Erkenntnisse recht unbekümmert in den Wind geschlagen werden. Was konnte etwa Toyota von dem vor einigen Jahren als Prototyp vorgestellten Vier-Ventilmotor mit Rootsgebläse und einer auf den Kopf gestellten Umkehrspülung er-

warten? Subaru arbeitet bei seinem V 4-Motor mit Flügelkolben-Lader und Umkehrspülung, die ja beim klassischen Saug-Motor zu einem sehr hohen quantitativen Spülwirkungsgrad erzogen wurde, und sorgt mit einem Walzendrehschieber, der seine thermische Belastbarkeit wohl noch beweisen muß, zwar für ein unsymmetrisches Steuerdiagramm, verzichtet aber auf eine Verstellung der Zeiten zur Anpassung an Last und Drehzahl.

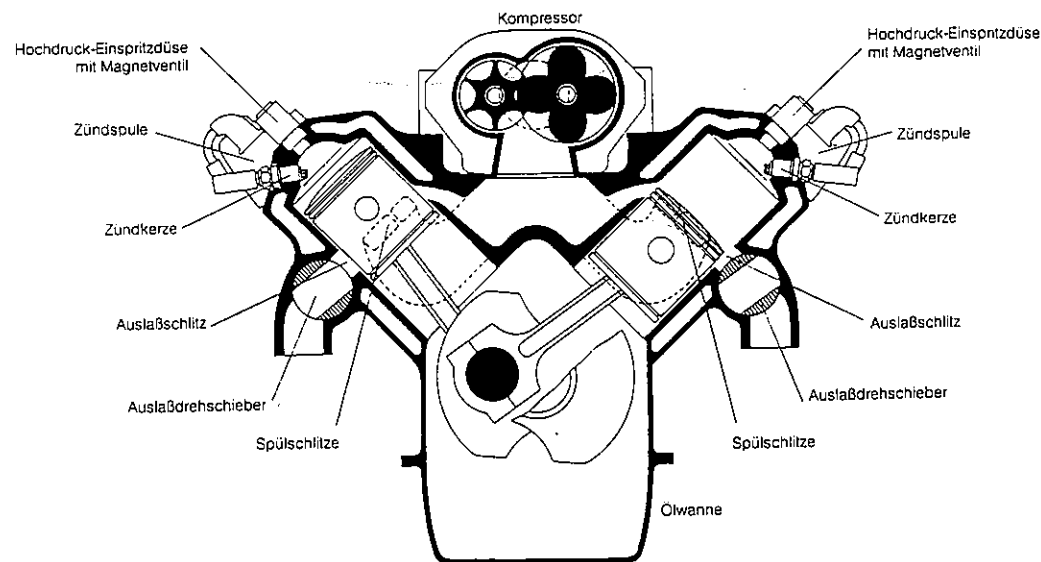


Bild 163: V Vierzylinder Zweitaktmotor von Subaru.

Der von einem Flügelgebläse belieferte Prototyp von Subaru arbeitet mit Umkehrspülung und einem Walzendrehschieber für den Auslaß. Das Steuerdiagramm ist unsymmetrisch, aber nicht variabel.

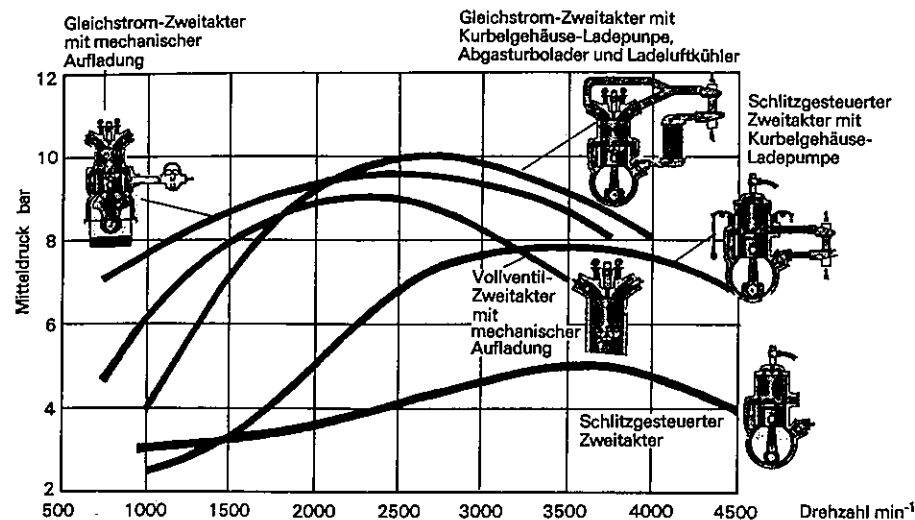


Bild 164: Fünf Diesel-Modelle der AVL Graz im Vergleich.
Der von einem Rootsgebläse aufgeladene Prototyp mit Längsspülung und Ventilsteuerung für den Auslaß kommt zwischen $n = 1200\text{--}3750\text{ min}^{-1}$ auf einen Mitteldruck über 8 bar und steht vor der Serienreife.

Längsspülung

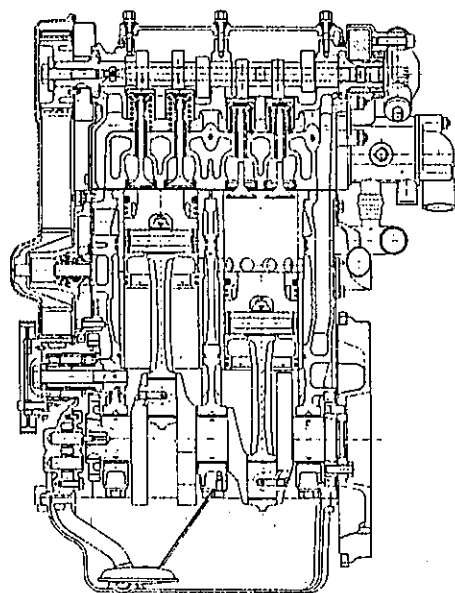


Bild 165
AVL Zweizylinder Zweitakt mit Fremdaufladung, Längsspülung, Ventilsteuerung für den Auslaß, druckfreiem Kurbelgehäuse und gleitgelagerter Kurbelwelle. Bauraum, Gewicht und Aufwand für die Bearbeitung entsprechen einem gleichgroßen Viertaktmotor – die höhere Leistung und der bessere Rundlauf bis in die niedrigere Leerlaufdrehzahl sprechen aber immer noch für den Zweitakt.

Sehr aufschlußreich war eine auf einer Tagung in Essen vorgestellte Untersuchung der AVL Graz an 5 verschiedenen Diesel-Zweitakttern; Ein mit mechanisch von der Kurbelwelle angetriebenem Gebläse aufgeladener Prototyp mit Längsspülung und je zwei Auslaßventilen hatte den besten Drehmomentverlauf und lag mit dem Mitteldruck zwischen $n=1200\text{--}3750\text{ min}^{-1}$ über 8 bar. Für den Otto-Motor könnte der Vergleich anders ausfallen: Die mit dem höheren Drehzahlniveau schnell wachsenden Massenkräfte lassen nur ein zögerndes Abheben der Ventile zu, und das ist bei den Spülventilen leichter zu verkraften. Andererseits drohen Auslass-Kanäle durch ihre hohen Temperaturen mit Zylinderverzug, wenn sie nicht über den ganzen Umfang verteilt werden – und das wird dann räumlich zum Puzzle. Ein hoher Mitteldruck über ein breites Drehzahlband bei minimalen Frischgasverlusten ist nur zu erwarten, wenn Spülung und Auslaß last- und drehzahlabhängig gesteuert werden. Für den hochdrehenden Otto-Zweitakter legen Massenkräfte und Beschleunigungen von Ventilen die Drehzahlgrenze wohl zu niedrig. Gehen wir aber von der bewährten Umkehrspülung oder einer leicht modifizierten, auf Fremdaufladung abgestimmten Querspülung aus, stellen Temperaturen und Drücke beim heutigen Stand von Werkstoff- und Bearbeitungstechnik weder Walzen- noch Flachschieber vor unüberwindliche Probleme. Der Schieber für die Spülung wird ausreichend gekühlt, und der stärker gefährdete Schieber für den Auslaß

kann zeitversetzt arbeiten: Bevor die Kolbenoberkante den Auslaßkanal freigibt, hat der Schieber schon die Winkelstellung für den freien Durchgang erreicht, wird also von den heißen Gasen nicht voll beaufschlagt, sondern nur beim Durchlauf erhitzt. Er kann bei niedriger Drehzahl schon kurz vor dem u.T., bei hoher Drehzahl schon im oder wenige Grade nach dem u.T. schließen. Eine sorgfältige Abstimmung des Auslaßtraktes muß auch bei Fremdaufladung zu optimalen Druck- und Strömungsverhältnissen für die Spülung beitragen. Es wird angestrebt, daß der Schieber für die Spülung den von der Kolbenoberkante ja längst geöffneten Spülkanal erst unmittelbar vor dem Schließen des Auslaßkanals freigibt. Gefordert sind also ungewohnt großbemessene Spülkanäle, wenn der Zeitquerschnitt für höhere Drehzahlen reichen soll. Die Hintereinanderschaltung von Kolben- und Schiebersteuerung eröffnet die Möglichkeit, auch bei Teillast einen weitaus größeren Teil des Hubes zu höherer Verdichtung und späterem Einspritzbeginn oder längerer Einspritzdauer zu nutzen. Beides kommt der sauberen Verbrennung, dem stotterfreien Rund- und Leerlauf und vor allem dem Verbrauch zugute. Der Countdown für den Zweitakter der neuen Generation ist noch nicht eingeläutet, aber er wird nun wieder weltweit als hochinteressantes Forschungsobjekt anerkannt – und behandelt.

Stichwort-Register

Abgastemperatur 72
 Ansaugleitung 21
 Ansaugrohrlänge 23
 Ansaugschwingung 20
 Ansaugvorgang 19
 ATAC-System 170 u.f.
 Auslaßschlitz 15
 Auspuffvorgang 72
 Auswuchtung 125
 AVL 189

 Blende 74
 Brennraum 59
 Brennraumdrucksonde 197
 Brennraumwand 143

 Dieseln 58
 Diffusor 73
 Digital Control Zündsystem 188
 Direkte Einspritzung 102
 Doppelkolben-Motor 18
 Doppelzündung 143
 Drehflügelgebläse 155 u.f.
 Druckgesteuerter
 Auslaßquerschnitt 179
 Druckverlauf Auspuffanlage 75 u.f.
 Druckverlauf Kurbelgehäuse 22 37
 Druckwelle 73 77
 Druckflußkoeffizient 34

 Eckenrundung 35
 Eigenfrequenz 20
 Einlaßkanal 20
 Einlaßmembran 50
 Einspritzdüse 104 u.f.
 Einspritzpumpe 113 u.f.
 Einspritzung 102 u.f.
 Einspritzung Regelfeld 111
 Einspritzung Verbrauchsfeld 108 u.f.

Einspritz-Zeitpunkt 107
 Expansionskammer 73

 Flachschieber, kurbelgesteuert 176
 Flüssigkeitskühlung 148
 Fontänenspülung 17
 Fotozellensteuerung 124
 Frischölschmierung 141
 Froede 110 117
 Füllung 24
 Füllungsgrad 24

 Gaskern 58
 Gegenkolbenmotor 18 155
 Gegenkonus 75
 Geräuschentwicklung 133
 Gewichts- und Raumbedarf 196
 Gleichdruckvergaser 134
 Gleichstromspülung 17

 Hub-Bohrungsverhältnis 27
 Hubraumleistung 132

 Katalysator 191
 Kerzentemperatur 142
 Kind-Patent 17
 KIPS-System 178 176
 Klopfen 141
 Kolbenladepumpe 154 u.f.
 Kolbenweg-Kurbelwinkel 100
 Kondensatorenrentladung 119
 Kühlmittelumlauf
 Pumpe 150
 Thermosyphon 151
 statisch 151
 Kraftstoffdurchlauf 64
 Kreuzspülung 16
 Kurbelgehäusefüllung 24
 Kurbelgehäusevolumen 25

Ladegrad 29 70 u.f.
 Ladepumpe 154 u.f.
 Ladungstemperatur 29
 Lamellenventil 50 51
 Leichtmetallzylinder 144
 Leistungsverlauf 130 u.f.
 Liefergrad 43 70 u.f.
 Lochdüse 115
 Luftdurchsatz 29
 Luftummantelung 199
 Luftvorlagerung 66

 Magermotor, Magersonde 201
 Maßsystem 12
 Mehrlagen-Lamellen-Einlaß 181
 Mehrzylindermotoren 125
 Mischungsschmierung 138
 Mischungsverhältnis 141
 Muldenkolben 16

 Nachladewinkel 18
 Nachladung 18
 Nasenkolben 16 57
 Nebenschluß-Lamellensteuerung 53
 Nice-Verfahren 67
 Nutzladegrad 71

 Öffnungsdiagramm 44
 Oberflächenzündung 141

 Power Valve 95

 Querspülung 16
 Quetschkopf 67
 Quetschzone 66

 RAVE-System 178
 Reed Valve 51
 Reflexion 73
 Reflexionslänge 90
 Reibungsverluste 128
 Resonanzdrehzahl 21
 Rippenabstand 144
 Rippentiefe 144
 Rohrdrehschieber 38
 Rohrmündung 36

SAEC-System 178
 Sarich 194
 Schadstoffe 69 117 124
 Schallgeschwindigkeit 20 72
 Schallwellen 72
 Scheibendrehschieber 39 u.f.
 Schichtladung 11 66
 Schieber-Vergaser 134
 Schlitzabmessungen 27
 Schlitzformen 31
 Schnürle 57
 Schwingkammer 54
 Seitenverhältnis 32

 Spülkanäle 60 u.f.
 Spülmittelaufwand 70
 Spülwirkungsgrad 70
 Spülung 56

 Steuerdiagramm 15
 Strömungswiderstand 36
 Stützkanäle 58
 Symmetrisch, asymmetrisch 41 u.f.

 takten 193
 Torque Induction System 51
 Tandem-Motor 167

 Umkehrspülung 17 57
 Unterbrecher-Einspritzanlage 119
 Unterdruckwelle 73 77
 U-Zylinder 18 154

 Venediger 71
 Verdichtungsverhältnis 17 102 u.f.
 Vergaserquerschnitt 133
 Verlustleistung 128
 Vorauslaß 15 63 u.f.
 Vorverdichtung 15

 Walzendrehschieber 39
 Wärmeabstrahlung 147
 Winkelquerschnitt 98 u.f.

 YOCP-Verfahren 68
 YVPS 95

YTIS 52

Zapfendüse 117
Zeitquerschnitt 97 u.f.
Zündkerzen-Temperatur 141

Zündzeitpunkt 141
Zwangskühlung 147
Zweitaktverfahren 14
Zylinderlaufbahn 143

NACHLESE

Berichte 2. Grazer Zweiradtagung 1986.
Dr. F. Laimböck, Ing. G. Gaberscik: Optimierung der Gemischbildung von kleinvolumigen Zweitakt-Otto-Motoren mit Hilfe elektronischer Steuerungen.
Dr. M. Nuti: Direkt fuel injection for two-stroke S.I. engines exhaust emissions abatement.
Ing. W. Riedler: 250 cm³ Motocross Zweitaktmotor mit Digital-Control-Zündanlage und Auslass-Steuerung.

Otto Glöckler, Bosch: Motorsteuerung für verbrauchsgünstige Motorkonzepte. Referat Schwieberdingen 1992.
Dr. Manfred Königs: Der Zweitakt-Motor. Referat Köln-Merkenich 1992.
Christian Bartsch: Hat der Zweitakter eine Zukunft?
Krafthand 1993, Heft 7.
Christian Bartsch: Der Zweitaktmotor als Automobylantrieb.
Antriebstechnik 1993, Heft 3.
Wolfgang Schnepf: Bunte Mischung · MOTORRAD 1986, Heft 6.

Literaturverzeichnis

ZEITSCHRIFTEN

»Automobiltechnische Zeitschrift« (ATZ)

H. Mehlig und R. Schütz: *Tafeln für Kolbenweg und -geschwindigkeit beim Kurbeltrieb*, ATZ 1933, Heft 22.
H. Mehlig: »Ermittlung von Zeitquerschnitten für Zweitaktverbrennungskraftmaschinen«, ATZ 1933, Heft 24.
Dr.-Ing. Herbert J. Venediger: »Wertung der Spülung von Zweitaktmotoren«, ATZ 1933, Heft 12.
Dr. Ing. Herbert J. Venediger: »Grundsätzliche Betrachtungen zum Zweitaktverfahren«, ATZ 1936, Heft 11.
Dr.-Ing. Herbert J. Venediger: »Betrachtungen über das Verdichtungsverhältnis«, ATZ 1939, Heft 2.
Dr.-Ing. W. Froede: »Benzineinspritzung für kleine Zylinder von Otto-Motoren«, ATZ 1955, Heft 8.
H.W. Bönsch: »Luftkühlung an Motorrad-Motoren«, ATZ 1955, Heft 5.
Dr.-Ing. Eberhard Kohl: »Über die äußere und innere Kühlung von Zweitakt-Motorrad-Motoren«, ATZ 1957, Heft 7 und Heft 8.

»Motortechnische Zeitschrift« (MTZ)

Dr.-Ing. R. Stier: »Die Berechnung des Gaswechsels eines Zweitaktmotors mit Kurbelkastenspülung«, MTZ 1950, Heft 6.

Prof. Dr.-Ing. Kurt Löhner: »Die Grundlagen der Luftkühlung der Brennkraftmaschinen«, MTZ 1951, Heft 3.
Dr.-Ing. W. Stegemann: »Einige Erörterungen über das Kühlungsproblem von luftgekühlten Motoren«, MTZ 1951, Heft 3.

O. Klüsener und W. Schröder: »Versuche an Zweitaktmaschinen mit Kurbelkastenspülung«, MTZ 1952, Heft 3.

»Zweitaktbenzineinspritzung bei Gutbrod und Goliath«, MTZ 1952, Heft 10.

Dipl.-Ing. Wilhelm Hülße: »Leistungssteigerung bei Zweitakt Schnellläufern«, MTZ 1959, Heft 8.

Prof. Dr. E. Fiala und Dipl.-Ing. H.P. Willumeit: »Schwingungen in Gaswechselleitungen von Kolbenmaschinen«, MTZ 1967, Heft 4.

Dr. Ing. Heinz Lippitsch: »Variable Auslaßsteuerzeit bei Zweitaktmotoren«. Berichte »Grazer Zweiradtagung 1984«.

»DKW-Zweitakt-Rennmotor URe 250«, MTZ 1941, Heft 6.

»Zeitschrift des Vereins Deutscher Ingenieure«

Dr.-Ing. Herbert J. Venediger: »Stand und Entwicklung der Zweitaktmotoren für Kraftwagen«, Z.VDI, Band 81 (1937), Seite 187.

»Kraftfahrzeugtechnik«

Dipl.-Ing. H. Seyfert: »Beeinflussbarkeit des Ladungswechsels an Einzylinder-Zweitaktmotoren durch die Abgasanlage«, Jgg. 1965, Heft 4.

F. Freche: »Versuche zur Beeinflussung des Luftverhältnisses bei Zweitakt-Otto-Motoren«, Jgg. 1960, Heft 8, 9 und 10.

»Motorrundschau«

Ernst Ansorg: »Leistungssteigerung bei Zweitaktmotoren«, Jgg. 1965, Heft 24, bis Jgg. 1967, Heft 4.

»Cycle«

Gordon Jennings: »Do you really want to know about Expansion Chambers«, Mai 1972.

Kevin Cameron: »YAMAHA 250 Road Racers«, August 1974.

»Kraftfahrtechnische Forschungsarbeiten«

A. Reinsch und U. Schmidt: »Untersuchungen an Zweitaktmotoren« 1. Bericht: »Untersuchung der Spülung eines Zweitaktmotors mit Umkehrspülung«, 1936, Heft 5, Seite 6.

A. Reinsch und U. Schmidt: »Untersuchungen an Zweitaktmotoren«, 2. Bericht: »Spülung und Brennstoffverbrauch«, 1936, Heft 5, Seite 18.

U. Schmidt: »Untersuchungen an Zweitaktmotoren«, 3. Bericht: »Zusammenhang zwischen Spülung und Leistung bei dem gemischgespülten Zweitaktmotor«, 1937, Heft 7, Seite 14.

U. Schmidt: »Untersuchungen an Zweitaktmotoren«, 4. Bericht: »Größe und Verlauf des Füllungsgrades«, 1937, Heft 8, Seite 1.

»Society of Automotive Engineers«

Dipl.-Ing. Claus Waker: »The Present-Day Efficiency and the Factors Governing the Performance of Small Two-Stroke-Engines«, Paper 660009.

Dipl.-Ing. Wilhelm A. Huelss: »Investigation and Tuning of the Exhaust System of Small Two-Stroke-Cycle Engines«, Paper 680469.

F. J. Wallace and P. V. Langell: »Theoretical and Experimental Analysis of Air and Gas Flows in a Crankcase Scavenged Two-Stroke Engine Employing Boost Ports«, Paper 690134.

Roger B. Krieger, Richard R. Booy and P. S. Myers and O. A. Uyehara: »Simulation of a Crankcase Scavenged, Two-Stroke, SI Engine and Comparisons with Experimental Data«, Paper 690135.

Kazunari Komotori and Eiichi Watanaabe: »A Study of the Delivery Ratio Characteristics of Crankcase-Scavenged Two-Stroke Cycle Engines«, Paper 690136.

Saburo Yui and Shigeru Ohnishi: »A New Concept of Stratified Charge Two Stroke Engine Yui and Ohnishi Combustion«, Paper 690468.

Gordon P. Blair and Mervyn B. Johnston: »Simplified Design Criteria for Expansion Chambers for Two-Cycle Gasoline Engines«, Paper 700123.

H. Naitoh and K. Nomura: »Some New Development Aspects of 2-Stroke Cycle Motorcycle Engines«, Paper 710084.

Giichi Yamagishi, Tadanori Sato and Hiroyoshi Iwasa: »A Study of Two-Stroke Cycle Fuel Injection Engines for Exhaust Gas Purification«, Paper 720195.

»Radmarkt«

R. S.: »Membran-Einlaß aus den USA«, 1985, Heft 3.

Tetsuzo Fujikawa: »Technical Aspects of 2-Stroke Cycle Snowmobile Engines«, Paper 720747.

R. E. Kollman, S. S. Lestz and W. E. Meyer: »Exhaust Emission Characteristics of a Small 2-Stroke Cycle Spark Ignition Engine«, Paper 730159.

Souk Hong Jo, Pan Do Jo, Tsutomu Gomi and Shigeru Ohnishi: »Development of a Low-Emission and High-Performance 2-Stroke Gasoline Engine«, (NICE), Paper 730463.

BUCHVERÖFFENTLICHUNGEN

H. Ledertheil: »Die Zweitaktmotoren und ihr Anwendungsgebiet«, 3. Auflage, 1925, Berlin

H. J. Venediger: »Zweitaktspülung, insbesondere Umkehrspülung«, Stuttgart, 1947.

Vic Willoughby: *The Racing Motorcycle*, London.

Siegfried Rauch: *DKW*.

Die Geschichte einer Weltmarke, Stuttgart.

Michael Heyse: »Zweitakt-Fahrzeug-Motoren«, Leipzig 1955.

Pavel Husák: »Zweitakt-Motorräder«, Stuttgart, 1980.

Dipl.-Ing. Karl-Heinz Menzl: (ZÜNDAPP) »Maßnahmen zur Absenkung des Geräusches von Kleinkraft-rädern und Verminderung der subjektiven Lästigkeit«, Forschungsbericht 80—105 05 107, Umwelt-Bundesamt, Berlin.

Dipl.-Ing. Helmut Hütten: »Schnelle Motoren, seziert und frisiert«, Braunschweig.

Dipl.-Ing. Helmut Hütten: »Motoren«, Stuttgart.

Helmut Werner Bönsch: »Einführung in die Motorradtechnik«, Stuttgart.

Vic Willoughby: *The Racing Motorcycle*, London.

Ey Acun...

çinle !!

Türk ulusu
yarınlar da gelişmiş
insanlık ve aile için
bir biray i bulsun

sevda an örnek gösterilecek
bunun en önemli
nedeni Türk in
onkoye cıvıkanlık,
geminin ekini
ve dilidir

Fatih
Baltacı

Acun her yprinde
Türk ürünleri yen
tutacak aranacak ve
beni çekecek.
« Türk davetçileri »