

Vergleich des Kreiskolbenmotors System NSU-Wankel mit dem Hubkolbenmotor

Dr.-Ing. H. Dietrich (KDT), Wissenschaftlicher Assistent im Bereich Verbrennungsmotoren und Kraftfahrzeuge, TU Dresden

Um die oszillierenden Massen der Hubkolbenmotoren (HKM) zu vermeiden, sind in der Vergangenheit immer wieder Rotationskolbenmotoren vorgeschlagen worden. Aus der Vielfalt der Bauformen [1] erschienen die mit epitrochoidenförmigem Außenteil und innerem Gegenläufer am geeignetsten und davon wiederum die von Wankel vorgeschlagene Form mit zweibogiger Epitrochoide und Gegenläufer, der die Form der zugehörigen inneren aus 3 Sektoren bestehenden Hüllkurve hat. Andere Bauformen schieden wegen zu geringer Verdichtungsmöglichkeit, wegen zu schwieriger Abdichtung oder wegen der für ein Viertaktverfahren ungenügenden Steuerquerschnitte aus.

Die Arbeitsweise eines solchen Kreiskolbenmotors (KKM) ist schematisch im Bild 1 dargestellt. Im epitrochoidenförmigen Gehäuse *G* bewegt sich der Kolben *Ko* so, daß seine 3 Ecken *J* bis *III* stets gleichzeitig die innere Gehäusekontur berühren. Die Bedingung dafür ist das Radienverhältnis der Wälzkreise C_f zu $C_R = \frac{2}{3}$, wobei der Festkreis C_f fest mit dem Gehäuse und der Rollkreis C_R fest mit dem Kolben verbunden ist. Auf diese Weise wird erreicht, daß der Kolben sich mit $\frac{1}{3}$ der Winkelgeschwindigkeit der Welle *W* dreht, mit der der Exzenter E_x fest verbunden ist. Das durch zwei ebene Stirnflächen abgeschlossene Gehäuse bildet mit dem Kolben die voneinander getrennten Räume 1 bis 3, die bei der Wälzbewegung des Kreises C_R auf dem Kreis C_f und der damit verbundenen Drehung von Kolben und Exzenterwelle ihre Volumina periodisch verändern.

Der Raum 1 ist im Bild 1a am kleinsten; mit der Drehbewegung vergrößert sich sein Volumen, und durch den entsprechend angebrachten Einlaßkanal *E* strömt Kraftstoff-Luft-Gemisch ein (Bild 1b und c), bis der Raum 1 sein größtes Volumen erreicht hat und beginnt, die Einlaßöffnung zu schließen. Dieses Stadium hat der

Raum 2 im Bild 1a schon überschritten. Das Volumen dieses nun abgeschlossenen Raumes 2 verringert sich (Bild 1b) bis zu seinem Minimum (Bild 1c), wobei das so verdichtete Gemisch mit der Zündkerze *Zk* entzündet werden kann. Bei der

weiteren Bewegung (Bild 1d) vergrößert sich das Volumen des Raumes 2 wieder (Expansion). Der Raum 3 im Bild 1a befindet sich schon in einem fortgeschritteneren Stadium der Expansion und erreicht im Bild 1b sein Maximum, wobei der

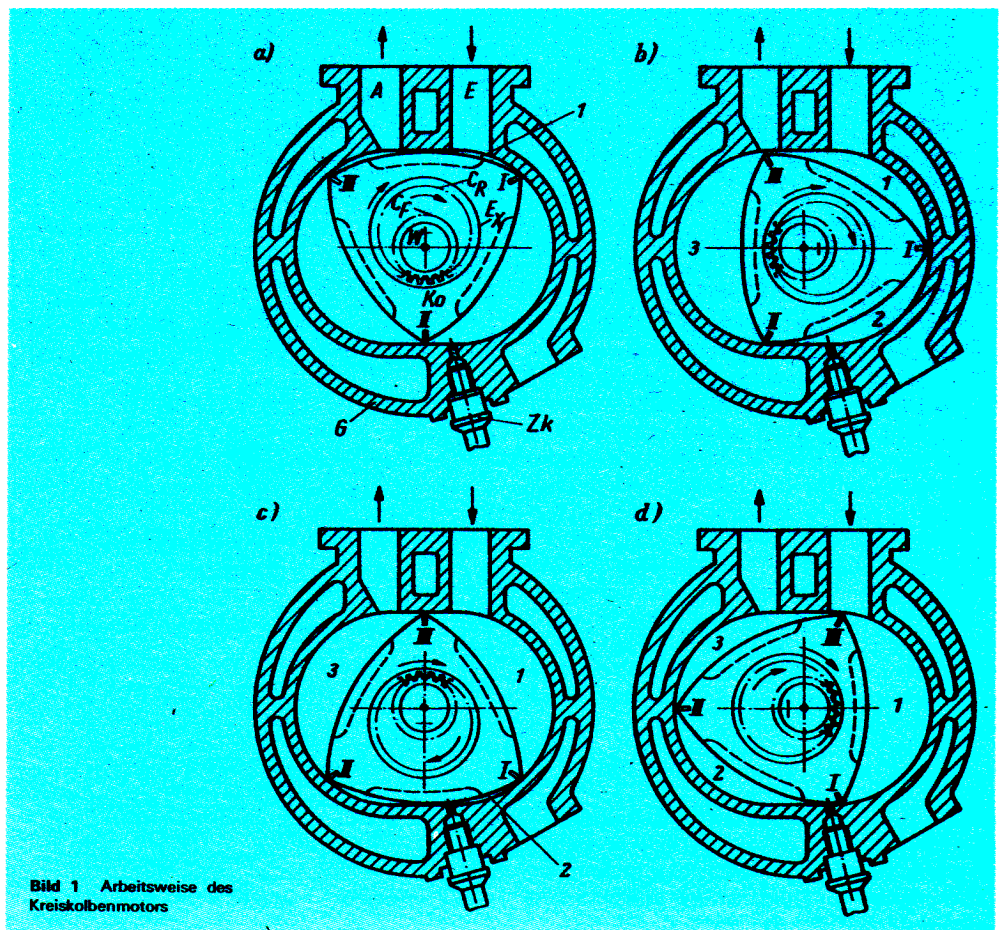


Bild 1 Arbeitsweise des Kreiskolbenmotors

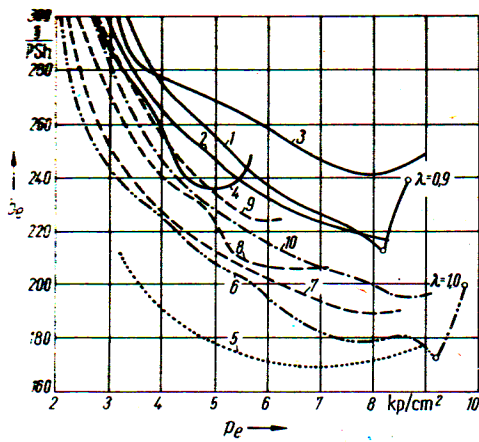


Bild 2 Spezifischer Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit von der Belastung bei der Drehzahl des minimalen b_e

Nr.	Typ	n_v U/min	λ	ϵ	Zündung	Quelle
1	KKM 550 UE	2 200	1,0...1,1	8,6	optimal	eigene Messung
2	KKM 400 UE	2 500	1,05...1,1	8,4	optimal	VEB AWZ [8]
3	KKM 502	2 000		8,5	projektiert	
4	KKM 507	2 000				[9]
5	MAN FM	1 600	1,1...1,15	15,0		[10]
6	Audi M 118	2 200	1,2	11,2	optimal	[11]
7	EMW-Q (2)	2 000	1,05...1,08	7	optimal	[12]
8	EMW-Q (1)	2 000	1,06...1,09	7,2	optimal	[13]
9	EMW (1)	2 000	1,08...1,11	6	optimal	[13]
10	Simca 1500	2 500		9,1		VEB BVF

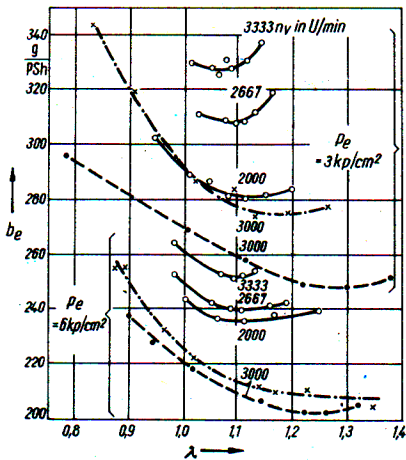


Bild 3 Spezifischer Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit vom Luftverhältnis bei Teillast
 --- KKM 550 UE
 - - - Audi M 118
 - - - EMW 340-Q

Auslaßkanal A geöffnet wird. In der Folge (Bilder 1c und d) wird durch Volumenverkleinerung das verbrannte Gemisch ausgeschoben. Der Raum 3 verkleinert sich bis auf das Minimum, das der Raum 1 im Bild 1 gerade erreicht hat. Es zeigt sich also, daß während einer Umdrehung des Kolbens, das sind gleichzeitig 3 Umdrehungen der Exzenterwelle, in jedem Arbeitsraum ein vollständiger Arbeitsprozeß nach dem Viertaktverfahren abläuft. Beim Hubkolbenmotor hingegen wird ein Viertaktprozeß während zweier Umdrehungen der Kurbelwelle durchlaufen. Um nun die beiden Motorenarten bei gleicher Anzahl der Arbeitsspiele je Arbeitsraum und Zeiteinheit beurteilen zu können, wurde die Viertaktvergleichsdrehzahl

$$n_v = n_k = \frac{2}{3} n_\epsilon$$

eingeführt, d. h., bei gleicher Vergleichsdrehzahl und damit gleicher Anzahl der Arbeitsspiele je Arbeitsraum und Zeiteinheit beträgt die Exzenterwellendrehzahl des KKM das Anderthalbfache der Kurbelwellendrehzahl des HKM.

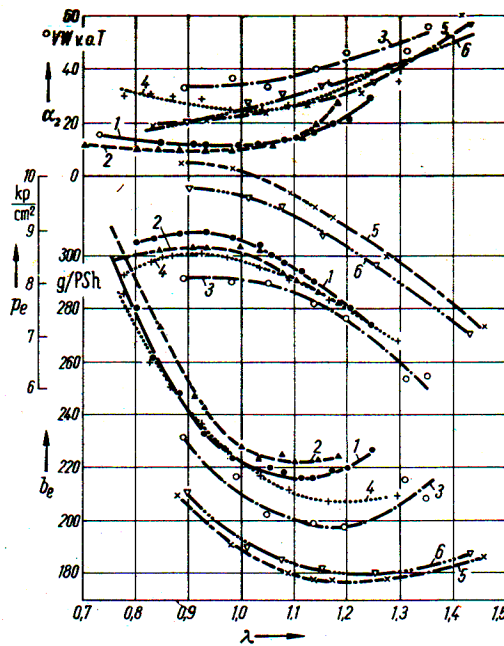


Bild 4 Spezifischer Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit vom Luftverhältnis bei Vollast

Nr.	Typ	n_v U/min	n_ϵ U/min
1	KKM 550 UE	2 300	3 450
2	KKM 550 UE	2 950	4 400
3	EMW 340-Q	3 000	
4	VW 1200	2 000	
5	Audi M 118	2 600	
6	Audi M 118	3 000	

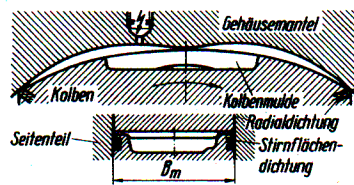


Bild 5 KKM-Arbeitsraum im Zündtotpunkt

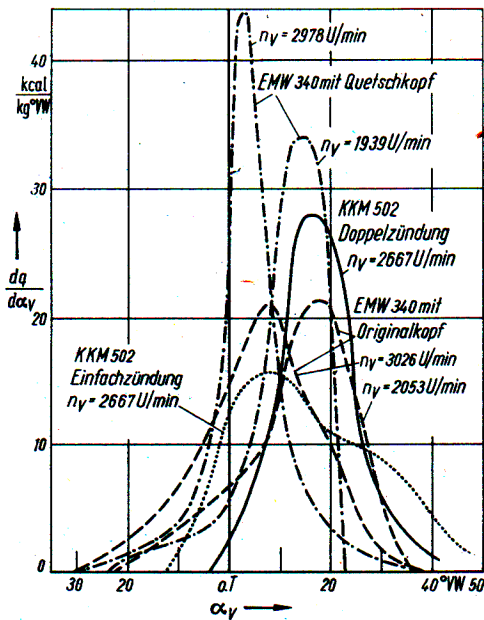


Bild 6 Vollastheizverläufe als Funktion des Kurbelwinkels

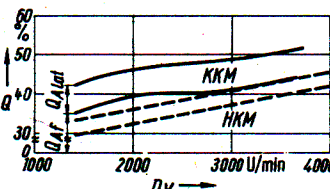


Bild 7 Abgaswärme in Abhängigkeit von der Drehzahl

Die augenscheinlichen Möglichkeiten des KKM, wie vollkommenes Auswuchten des Triebwerks und die dadurch mögliche Erreichung hoher Drehzahlen, geringe Anzahl der Bauteile und kleiner Raumbedarf, gaben und geben immer wieder Anlaß zu optimistischen Prognosen für die Zukunft des KKM. Bei der Entwicklung des Verbrennungsmotors zu höherer Wirtschaftlichkeit bei Betrieb und in der Herstellung wird jedoch, wie auf allen Gebieten der Technik, der Wert einer Neuerung oder Verbesserung in erster Linie aus einem Vergleich mit dem Bisherigen ersichtlich.

1. Vergleich des effektiven Wirkungsgrads von HKM und KKM

Der effektive Wirkungsgrad bzw. der effektive spezifische Kraftstoffverbrauch kennzeichnet die Wirtschaftlichkeit beim Betreiben des Motors. Der effektive spezifische Kraftstoffverbrauch b_e gibt die je PSH abgegebene effektive Arbeit aufgewendete Kraftstoffmasse an. Im Bild 2 ist die Abhängigkeit des effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauchs b_e vom effektiven Mitteldruck p_e (jetzt Hubraumarbeit w_e , s. KFT 4/70, S. 106) für einige Kreis- und Hubkolbenmotoren aufgezeichnet [8]. Die Kreis- und Hubkolbenmotoren, durch die Ziffern 1 bis 4 gekennzeichnet, haben einen etwa 10% höheren Verbrauch als normale Hubkolbenmotoren (Ziffern 7 bis 10). Gegenüber HKM, bei denen die Verbrennung in einem Drall erfolgt, wie dem MAN-FM-Motor oder dem Audi-Motor M 118, liegen die KKM sogar um 20% höher im Verbrauch. Zur

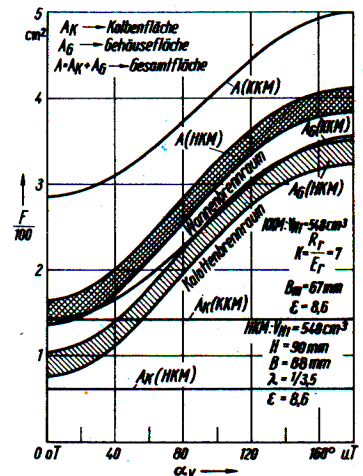


Bild 8 Oberflächen der Arbeitsräume (KKM 550 und HKM 90/88)

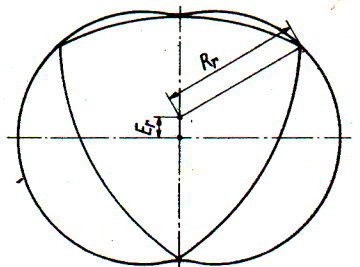


Bild 9 Zur Definition der Kennzahl $K = R_r/E_r$

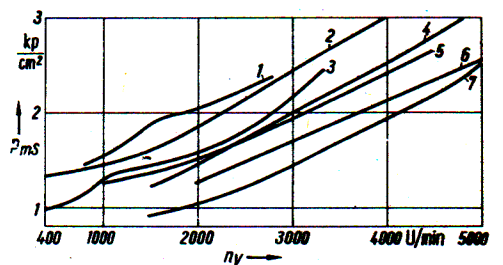


Bild 10 Schleppmitteldruck von HKM und KKM in Abhängigkeit von der Vergleichsdrehzahl
 1 KKM 550 2 KKM 502 3 OM 6 4 Fiat 1500 5 Ford Taunus 12 M 6 Alfa-Romeo Giulietta 7 Ford-Classic

Erklärung dieses Ergebnisses sollen die Vorgänge im Motor näher betrachtet werden. Zwischen beiden Motorenarten bestehen keine grundlegenden Unterschiede bei der Gemischbildung und Füllung des Arbeitsraums. Durch geeignete Maßnahmen an der Sauganlage und am Vergaser kann bei beiden Motorenarten erreicht werden, daß im gesamten Betriebsbereich ein verbrauchsgünstiges Kraftstoff-Luft-Gemisch vorhanden ist.

Das Luftverhältnis λ , welches das Verhältnis der tatsächlich im Gemisch vorhandenen Luftmasse zu der zur vollständigen Verbrennung des im Gemisch vorhandenen Kraftstoffs stöchiometrisch notwendigen Luftmasse angibt, hat bei beiden Motorenarten einen großen Einfluß auf den effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch (Bilder 3 und 4). Doch fällt neben dem höheren Verbrauch des KKM auf, daß das Minimum des spezifischen Kraftstoffverbrauchs für den KKM bei einem Luftverhältnis $\lambda \approx 1,1$ erreicht wird, während bei Hubkolbenmotoren dieses Minimum erst bei einem Luftverhältnis $\lambda \geq 1,1$ liegt. Zwar wird dieses Minimum durch schlechte Gemischverteilung auf die einzelnen Arbeitsräume eines Motors zu kleinerem λ hin verschoben, doch ist bei einem Einscheiben-KKM im Gegensatz zu einem Dreizylinder HKM nicht mit Gemischverteilungsschwierigkeiten zu rechnen, da beim KKM die 3 Arbeitsräume durch eine unverzweigte Saugleitung versorgt werden können. Der Unterschied in der Lage des Verbrauchsminimums kann nur auf die unterschiedlichen Bedingungen für die Verbrennung und Entzündung im Arbeitsraum zurückgeführt werden.

Beim KKM kann wegen der am Gehäuse entlanggleitenden Dichtelemente die Zündkerze nicht direkt in den Arbeitsraum hineinragen. Sie sitzt in einer separaten Kammer (Kerzenkammer), die nur über einen Schußkanal mit dem eigentlichen

Arbeitsraum verbunden ist (Bild 5). Das führt zu einer erhöhten Nebenschlußbildung an der Zündkerze und zu einem höheren Abgasgehalt der Ladung in der Kerzenkammer im Gegensatz zum HKM, bei dem die Zündkerze direkt in den Brennraum hineinragt. Die Zündbedingungen, insbesondere für magere Gemische, sind dadurch beim KKM ungünstiger als beim HKM. Das wirkt sich im wesentlichen als ein verlängerter Zündverzögerung aus. (Als Zündverzögerung wird in [2] die Zeit berechnet, die zwischen dem Beginn der Funkenentladung und dem Beginn des Druckanstiegs über den Kompressionsdruck hinaus vergeht.) Beim Abmageren des Gemischs gelingt es deshalb beim KKM schon bei einem kleineren Luftüberschuß als beim HKM nicht mehr, den verlängerten Zünd-

verzögerung durch Vorverlegen des Zündzeitpunkts so auszugleichen, daß der rechtzeitige Beginn der Hauptverbrennungsphase (sie schließt sich unmittelbar an den Zündverzögerung an) und damit der Ablauf eines optimalen Arbeitsspiels gewährleistet ist.

Der Ablauf der Hauptverbrennung ist in beiden Motorenarten ebenfalls unterschiedlich. Im Bild 6 sind Heizverläufe verschiedener Motoren eingetragen, die durch Auswertung von Indikatorgrammen gewonnen wurden. Den Heizverläufen des KKM 502 [3] wurden Heizverläufe des EMW 340 [4] und [5] gegenübergestellt. Wegen der möglichen Fehler bei der Aufnahme und Auswertung der Indikatorgramme gestattet das Bild 6 nur qualitative Aussagen. Beim KKM mit Einfachzündung ist der maximale Energieumsatz kleiner als beim EMW 340 mit Scheibenbrennraum. Durch die Anordnung von 2 Zündkerzen im KKM-Arbeitsraum kann die Wärmezufuhrgeschwindigkeit deutlich erhöht werden. Sie erreicht aber nicht die Werte, die der EMW 340 mit Quetschkopf erreicht. Beim HKM mit Verbrennung im Drall (z. B. Audi M 118) liegen die Wärmezufuhrgeschwindigkeiten noch höher. Eine merkliche Erhöhung der Energieumsetzungsgeschwindigkeit durch die Erzeugung eines Dralls im Arbeitsraum kann beim KKM nicht erwartet werden. Der langgestreckte, relativ flache und eckige Arbeitsraum des KKM verhindert, daß ein beim Ansaugen erzeugter Drall bis zum oberen Totpunkt erhalten bleibt, er zerfällt kurz nach dem Eintritt. Die Ergebnisse im Bild 6 weisen auch auf das späte Verbrennungsende im KKM hin.

Die Hauptursache für diese zögernde und verschleppte Verbrennung ist die sehr ungünstige Form des KKM-Brennraums (Bild 5), bei dem die Brennwege doppelt so groß sind wie bei einem vergleichbaren HKM-Brennraum. Durch eine

Besonderheit des KKM wird dieser Nachteil gemindert. Im oberen Totpunkt wird der Arbeitsraum des KKM in 2 Raumteile geteilt, in einen in Drehrichtung voreilenden und einen nacheilenden Raumteil, die nur über die im Kolben vorgesehene Mulde miteinander verbunden sind. Bei der Drehbewegung strömt nun Ladung mit sehr hoher Geschwindigkeit aus dem sich verkleinernden nacheilenden Teil in den sich vergrößernden voreilenden Raumteil, wodurch die Flamme sehr schnell vorwärts geblasen wird. Das führt aber wiederum dazu, daß die Flamme entgegen der Drehrichtung nicht fortschreitet und dieser Gemischrest erst verspätet verbrennt.

Die Folge einer verzögerten Wärmezufuhr ist ein niedriger Wirkungsgrad bei hoher Abgastemperatur. Die Messung der Abgaswärmemenge [6] bestätigt diese Schlußfolgerung. Im Bild 7 ist über der Vergleichsdrehzahl n_v die im Abgas abgeführte Wärmemenge dargestellt. Diese Wärmemenge setzt sich aus der fühlbaren Wärme $Q_{A, f}$ und der latenten Wärme $Q_{A, lat}$ (d. i. die Energie der unverbrannten Bestandteile des Abgases) zusammen. Die fühlbare Abgaswärme ist beim KKM (Sie beträgt bei mittlerer Drehzahl 40% der insgesamt im Kraftstoff zugeführten Energie.) größer als beim HKM (35% bei mittlerer Drehzahl).

Die Energie der unverbrannten Bestandteile des Abgases, es sind im wesentlichen unverbrannte Kohlenwasserstoffe, ist beim KKM etwa doppelt so groß als beim HKM. Das ist nur zum Teil auf die verzögerte Wärmezufuhr zurückzuführen. Eine wesentliche Ursache ist die größere Oberfläche des KKM-Arbeitsraums während der Verbrennung, d. i. in der Nähe des oberen Totpunkts. Darauf wird im Zusammenhang mit den Wandwärmeverlusten näher eingegangen.

Bisher wurde von der zugeführten Wärme gesprochen. Sie ist nur der größere Teil der Wärme,

Bild 11 Länge der Dichtlinie (KKM 550 und HKM 90/88) Anzahl der Stöße der Dichtelemente: HKM 1 KKM 4

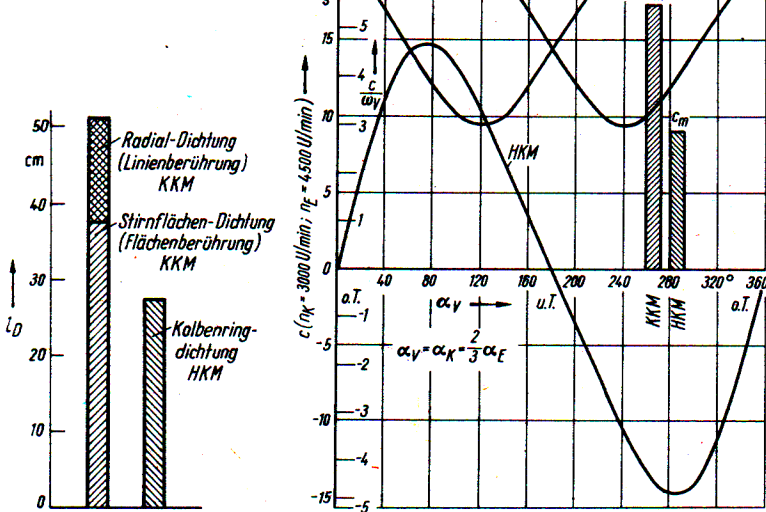
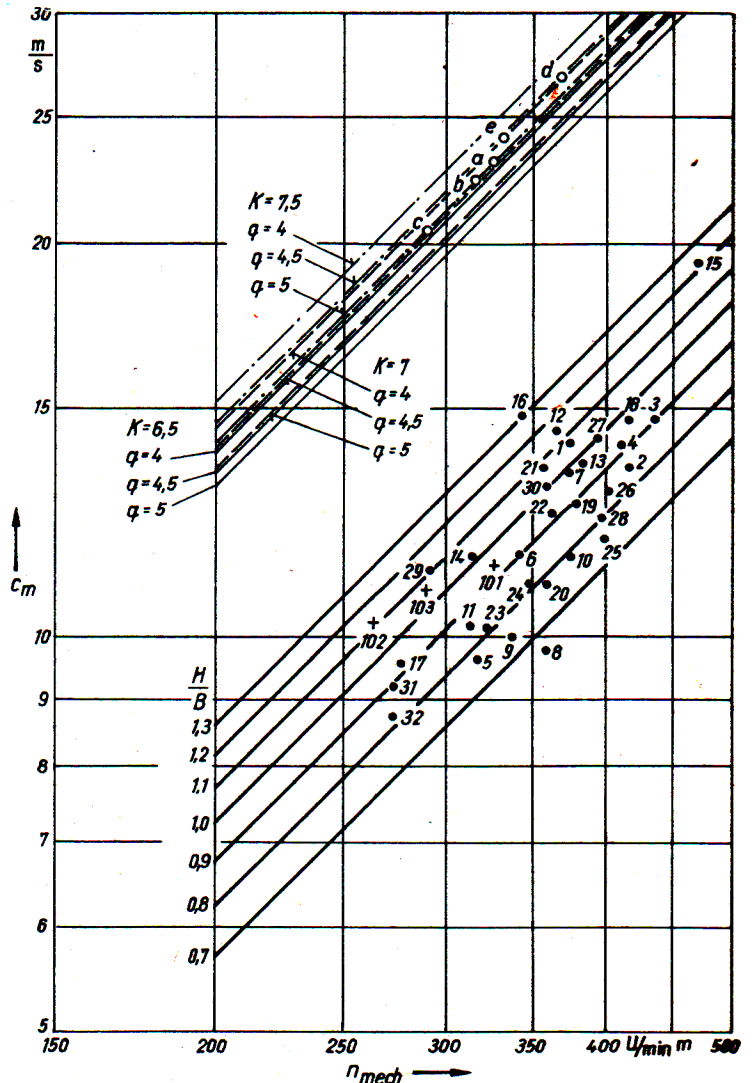


Bild 12 Gleitgeschwindigkeit der Dichtelemente (KKM 550 und HKM 90/88) Voraussetzung: gleiche Anzahl der Arbeitsspiele je Zeiteinheit

Arbeitsraum verbunden ist (Bild 5). Das führt zu einer erhöhten Nebenschlußbildung an der Zündkerze und zu einem höheren Abgasgehalt der Ladung in der Kerzenkammer im Gegensatz zum HKM, bei dem die Zündkerze direkt in den Brennraum hineinragt. Die Zündbedingungen, insbesondere für magere Gemische, sind dadurch beim KKM ungünstiger als beim HKM. Das wirkt sich im wesentlichen als ein verlängerter Zündverzögerung aus. (Als Zündverzögerung wird in [2] die Zeit berechnet, die zwischen dem Beginn der Funkenentladung und dem Beginn des Druckanstiegs über den Kompressionsdruck hinaus vergeht.) Beim Abmageren des Gemischs gelingt es deshalb beim KKM schon bei einem kleineren Luftüberschuß als beim HKM nicht mehr, den verlängerten Zünd-

Bild 13 Mechanische Schnellläufigkeit, mittlere Kolben- und Gleitgeschwindigkeit von HKM und KKM

Die Kennzeichnung der Meßwerte bezieht sich auf die Angaben in Tafel 1



die bei der Verbrennung des Kraftstoffs entwickelt wird. Infolge Wärmeübergangs an die Wand geht ein Teil dieser entwickelten Wärme verloren, ohne daß sie mechanische Arbeit leistet. Je größer dieser Verlust ist, um so schlechter wird der Wirkungsgrad des Motors.

Die Wärmemenge, die zur Wand strömt, kann nach der äußerlich recht einfachen Beziehung $\dot{Q}_w = \alpha_w (T - T_w) A$

berechnet werden. Dabei ist α_w die zeitlich und örtlich veränderliche Wärmeübergangszahl, $(T - T_w)$ die ebenfalls zeitlich und örtlich veränderliche Temperaturdifferenz zwischen Gas- und Wandtemperatur und A die zeitlich veränderliche gasberührte Oberfläche im Arbeitsraum. In [7] wurde nachgewiesen, daß die Wärmeübergangszahl im KKM keinesfalls kleiner ist als im HKM:

$$\alpha_{w\text{KKM}} \geq \alpha_{w\text{HKM}}$$

Die Temperaturdifferenz $(T - T_w)$ liegt bei beiden Motorenarten ebenfalls in der gleichen Größenordnung

$$(T - T_w)_{\text{KKM}} \approx (T - T_w)_{\text{HKM}}$$

so daß die übergehende Wärmemenge durch die Größe der gasberührten Oberfläche bestimmt wird.

Über dem Vergleichswinkel ist im Bild 8 die Oberfläche des Arbeitsraums eines HKM und eines KKM bei gleichem Hubvolumen aufgetragen. Für den HKM wurde ein Hub-Bohrungs-Verhältnis

von etwa 1 und für den KKM eine Kennzahl $K = 7$ und ein Breitenverhältnis $q = 4,5$ gewählt. Die Kennzahl K ist das Verhältnis des erzeugenden Radius R_1 [das ist die Strecke vom Mittelpunkt des Kolbens zu einer Ecke (Bild 9)], zur Exzentrizität E_r . (Das ist die Strecke vom Kolbenmittelpunkt zum Gehäusemittelpunkt.) Das Breitenverhältnis q ist der Quotient aus Breite der Scheibe (Bild 5) zur Exzentrizität E_r . Diese Werte des KKM entsprechen etwa denen der zur Zeit hergestellten Motoren.

Die Form des KKM-Arbeitsraums ist weitgehend durch die kinematischen Gesetzmäßigkeiten festgelegt. Nur die Kolbenmulde ist in engen Grenzen variierbar, d. h., die Oberfläche des KKM-Arbeitsraums kann bei konstanter Kennzahl K und konstantem Breitenverhältnis q praktisch nicht verändert werden, deshalb ist nur eine Linie für die KKM-Oberfläche angegeben.

Beim HKM ist man nicht in so engen Grenzen festgelegt. Je nach Form des Kompressionsraums ändert sich die Oberfläche des HKM-Arbeitsraums in den dargestellten Grenzen. Aus Bild 8 ist eindeutig zu entnehmen, daß der KKM-Arbeitsraum im o. T. eine etwa doppelt so große Oberfläche wie der HKM-Arbeitsraum hat. Auf dem Weg zum u. T. hin ist die Oberflächenzunahme bei beiden Motoren etwa gleich groß, so daß im u. T. die Oberfläche des KKM-Arbeitsraums noch etwa 25% größer ist, als die des HKM-Arbeitsraums.

Da nun sowohl die Temperaturdifferenz $(T - T_w)$ als auch die Wärmeübergangszahl α_w in der Nähe des o. T. wesentlich größer sind, als bei weiter fortgeschrittener Expansion, würde für den KKM ein fast doppelt so großer Wärmeverlust durch Wandwärme und damit auch Verlust an Wirkungsgrad errechnet als für den HKM. Dabei ist zu erwähnen, daß durch Verkleinern der Kennzahl K und Vergrößern des Breitenverhältnisses q die Oberfläche des KKM-Arbeitsraums bei gleichem Hubvolumen verkleinert werden kann. Doch ist die Veränderung dieser Größen nur in geringem Umfange möglich, denn wegen des notwendigen Verdichtungsverhältnisses kann K höchstens auf $K = 6,5$ gesenkt werden, und auch das Breitenverhältnis kann mit Rücksicht auf die Durchbiegung der Exzenterwelle und die Lagerneigung nicht über $q = 5,0$ vergrößert werden. Die hier dargestellten Tatsachen der in größerem Maße unvollständigen Verbrennung, der kleineren Wärmezufuhrgeschwindigkeit, der später beginnenden Verbrennung und der größeren Wandwärmeverluste im KKM führen dazu, daß die Umwandlung der chemischen Energie des Kraftstoffs in die Gasarbeit oder indizierte Arbeit beim KKM mit größeren Verlusten behaftet ist als beim HKM und daß aus Gründen, die im System des KKM liegen, eine Beseitigung dieses Unterschieds nicht möglich erscheint, zumal auch der Hubkolbenmotor in dieser Beziehung noch nicht am Ende seiner Entwicklung angelangt ist.

Motortyp	Zylinderanzahl und -anordnung	Gesamt- / Zylinder- hubraum		Bohrung B mm	Hub H mm	Maximale Leistung P _e PS	Drehzahl n _k U/min	Mittlere Kolbengeschwindigkeit c _m m/s	Trockenmasse m kg	Bau- raum V _B dm ³
		V _H dm ³	V _{H1} dm ³							
Audi	4 Reihe	1,697	0,424	80	84,4	72	5000	14,1	130	144
BMW 1600-2	4 Reihe	1,573	0,393	84	71	85	5700	13,5	130	—
BMW 2000 TI	4 Reihe	1,990	0,498	89	80	120	5500	14,7	145	—
BMW 503/160	8 V	3,168	0,396	82	75	160	5600	14,0	207	270
Chevrolet Corvair	6 Boxer	2,29	0,382	85,8	66	81,1	4400	9,7	—	124
Chrysler Valiant	6 Reihe	2,785	0,464	86,36	79,37	90	4400	11,6	—	235
Fiat 124	4 Reihe	1,197	0,299	73	71,5	60	5600	13,4	—	100
Ford Taunus 15 M	4 V	1,498	0,374	90	58,86	55	5000	9,8	121	—
Ford 17 M	4 V	1,699	0,425	90	66,80	70	4500	10,0	121	—
Ford Zodiac	6 V	2,994	0,499	93,663	72,415	138	4750	11,5	172	150
Glas 1004	4 Reihe	0,993	0,248	72	61	42	5000	10,2	105	126
Glas 1700	4 Reihe	1,682	0,421	78	88	85	4900	14,4	120	—
Glas 2600	8 V	2,576	0,322	75	73	140	5600	13,6	192	240
Hillman Minx VI	4 Reihe	1,725	0,431	81,5	82,55	59	4200	11,6	141	—
Jaguar Mark X	6 Reihe	3,781	0,630	87	106	268	5500	19,4	—	308
Kaiser Jeep 6-230	6 Reihe	3,769	0,628	84,8	111,2	142	4000	14,8	—	235
Lloyd 900	4 Boxer	0,897	0,224	69	60	38	4800	9,6	80	—
Mercedes 250 SE	6 Reihe	2,496	0,416	82	78,8	170	5600	14,7	190	—
Mercedes 6,3	8 V	6,329	0,791	103	95,5	250	4000	12,7	324	450
Mitsubishi Colt 1500	4 Reihe	1,498	0,375	85	66	70	5000	11,0	131	—
Nissan Datsun Sedan 1300	4 Reihe	1,299	0,325	73	77,6	67 (SAE)	5200	13,5	139	—
NSU Typ 110	4 Reihe	1,085	0,271	72	66,6	53	5600	12,4	80	—
Opel Kadett 1,1 I	4 Reihe	1,078	0,270	75	61	45	5000	10,2	86,5	—
Opel Kadett 1,1 IS	4 Reihe	1,078	0,270	75	61	55	5400	11,0	86,5	—
Opel Rekord 1,9 IS	4 Reihe	1,897	0,474	93	69,8	90	5100	11,9	132	157
Peugeot	6 Reihe	3,769	0,628	98,43	82,55	167	4700	12,9	214	260
Peugeot 2000	4 Reihe	1,980	0,495	85,7	85,7	91,2	5000	14,3	163	172
Peugeot 3,5 I	8 V	3,531	0,441	88,9	71,1	160	5200	12,3	164	—
Skoda Octavia	4 Reihe	1,089	0,272	68	75	42	4500	11,3	103	—
Tovota Crown de Luxe	6 Reihe	1,988	0,331	75	75	110	5200	13,0	168	—
Volkswagen 1300	4 Boxer	1,285	0,321	77	69	40	4000	9,2	110	—
Volkswagen 1500	4 Boxer	1,493	0,373	83	69	45	3800	8,74	110	—

Motortyp	Anzahl der Kammern	Gesamt- / Kammer- hubraum		Exzentrizität, erzeugender Radius E _r × R _r mm	Äquidistanz, Maximale Maschinenbreite a _k × B _m mm	Maximale Leistung P _e PS	Drehzahl n _e U/min	Mittlere Gleitgeschwindigkeit c _m m/s	Trockenmasse m kg	Bau- raum V _B dm ³
		V _H dm ³	V _{H1} dm ³							
Sachsenring KKM 550 UE	3 (1 Sch.)	1,644	0,548	15 × 103	2 × 67	60	6000	23	68	57
NSU Solder KKM 502	3 (1 Sch.)	1,494	0,498	14 × 100	2 × 67	50	6000	22,3	73,8	50
NSU Po 80 KKM 612	6 (2 Sch.)	2,988	0,498	14 × 100	2 × 67	115	5500	20,4	129	80
Tovota Keigo Mazda 110 S	6 (2 Sch.)	2,946	0,491	15 × 101	4 × 60	110	7000	26,8	102	67
Curtiss Wright RC 2-60-U 5	6 (2 Sch.)	5,899	0,983	19 × (131) ¹⁾	× 76	187,5	5000	24,0	107,5	141,6

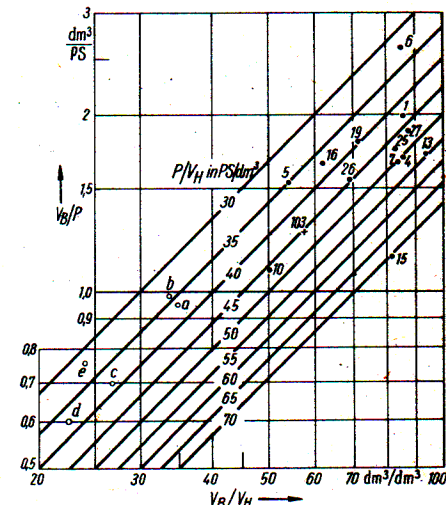


Bild 14 Bau- und Hubraum je Leistungseinheit, Leistung je Hubvolumeneinheit, Hubvolumenleistung und Bau- und Hubraum je Hubvolumeneinheit von HKM und KKM

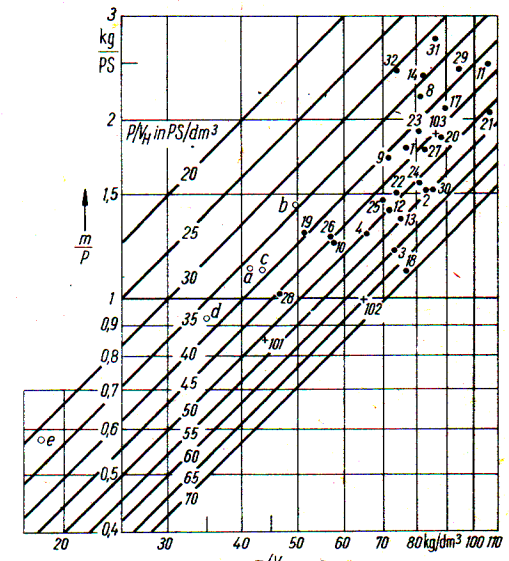


Bild 15 Masse-Leistungs-Verhältnis, Leistung je Hubvolumeneinheit und Masse je Hubvolumeneinheit von HKM und KKM

Bei der Umwandlung der indizierten Arbeit in die vom Motor abgegebene effektive Arbeit müssen die mechanischen Verluste in Kauf genommen werden.

Eine Methode, die mechanischen Verluste zu ermitteln, ist der Schleppversuch, bei dem der ungezündete Motor fremd angetrieben wird. Im Bild 10 ist über der Vergleichsdrehzahl n_v der durch Schleppen ermittelte Verlustmitteldruck p_{ms} aufgetragen für zwei KKM (Ziffer 1 und 2) und fünf Hubkolbenmotoren (Ziffer 3 bis 7). Ganz eindeutig liegt der Schleppmitteldruck bei gleicher Vergleichsdrehzahl für die KKM höher als für die HKM. Da aber im Schleppmitteldruck neben den eigentlichen mechanischen Verlusten auch die Ladungswechselerbeit, die Wärmeverluste und die Verluste infolge Gaslässigkeit miteinfaßt werden, kann man daraus nicht unmittelbar auf höhere mechanische Verluste beim KKM schließen.

Die Untersuchungen in [7] zeigten, daß der höhere Schleppmitteldruck des KKM zum größten Teil auf die wesentlich höhere Gaslässigkeit des KKM gegenüber dem HKM zurückgeführt werden kann.

Die Länge der Dichtlinie (Bild 11) ist beim KKM etwa doppelt so groß wie beim HKM (gleiches Hubvolumen eines Arbeitsraums), wobei nur die Dichtlinie betrachtet wurde, die zwischen dem bewegten Kolben und dem festen Gehäuse notwendig ist.

Groß sind aber noch die Gaslässigkeitsverluste an den unvermeidbaren Stößen der Dichtelemente, deren Anzahl beim KKM 4 beträgt und beim

HKM 1. Das bedeutet, daß beim KKM etwa der vierfache Durchflußquerschnitt vorhanden ist und bei gleichem Druckgefälle etwa die vierfache Gasmenge verlorengeht.

Aber auch die eigentlichen mechanischen Verluste liegen beim KKM geringfügig über den Verlusten beim HKM. Dieses Ergebnis folgt aus einer Vergleichsrechnung unter der Voraussetzung, daß beim HKM die Kolbenringreibung etwa 50% der gesamten mechanischen Verlustleistung ausmacht. Es ist im wesentlichen auf die sehr großen Gleitgeschwindigkeiten der Dichtelemente beim KKM zurückzuführen (Bild 12).

Bei gleicher Vergleichsdrehzahl, d. h. gleicher Anzahl der Arbeitsspiele je Arbeitsraum (gleiches Hubvolumen eines Arbeitsraums) und Zeiteinheit, sind sowohl das Maximum als auch der Mittelwert der Kolbengeschwindigkeit c_m beim KKM größer als beim HKM. Dabei kennzeichnet die Kolbengeschwindigkeit des KKM die Geschwindigkeit der Kolbenecke.

Die etwa doppelt so große mittlere Gleitgeschwindigkeit der KKM-Kolbenecke gegenüber dem HKM-Kolben kommt auch im Bild 13 zum Ausdruck, in dem in einem doppeltlogarithmischen Diagramm die mittlere Kolbengeschwindigkeit und die mittlere Geschwindigkeit der Kolbenecke für ausgeführte HKM und KKM über der mechanischen Schnellläufigkeit aufgetragen worden ist.

Die als Abszisse verwendete mechanische Schnellläufigkeit ist im Sinne der Ähnlichkeitsmechanik eine Modellgröße, d. h., sie ist ein von der Größe des Hubvolumens unabhängiger Kennwert. Sie ist das Produkt aus Vergleichs-

drehzahl und dritter Wurzel aus dem Hubvolumen eines Arbeitsraums

$$n_{\text{mech}} = n_v \sqrt[3]{V_{H1}}$$

In dieses Diagramm können für den HKM Linien konstanten Hub-Bohrungs-Verhältnisses und für den KKM Linien konstanten Breitenverhältnisses $q = B_m/E_r$ bei konstanter Kennzahl $K = R_r/E_r$ eingezeichnet werden. Für den Hubkolbenmotor kommt dabei die bekannte Tatsache zum Ausdruck, daß für konstante Schnellläufigkeit die mittlere Kolbengeschwindigkeit mit dem Verhältnis H/B steigt.

Beim KKM sinkt die mittlere Kolbengeschwindigkeit mit steigendem Breitenverhältnis und kleiner werdender Kennzahl K . Es wurde schon im Zusammenhang mit der Oberfläche des KKM-Arbeitsraums erwähnt, daß wegen des notwendigen Verdichtungsverhältnisses K nicht kleiner als 6,5 und wegen der Wellendurchbiegung und Lagerneigung q nicht größer als 5,0 gewählt werden kann. Das bedeutet, daß es außer niedriger, mechanischer Schnellläufigkeit keine Möglichkeit gibt, die hohen Gleitgeschwindigkeiten des KKM zu senken.

Die im Diagramm markierten Punkte kennzeichnen die entsprechenden Kennwerte ausgeführter Kreis- und Hubkolbenmotoren bei Höchstleistung (Tafel 1). Es bestätigt sich das vorhin abgeleitete Verhältnis, daß die mittleren Kolbengeschwindigkeiten der KKM rund doppelt so groß sind als die mittleren Kolbengeschwindigkeiten durchschnittlicher HKM.

Fortsetzung auf S. 381

Fortsetzung von S. 363

Der schlechtere effektive Wirkungsgrad bzw. effektive spezifische Kraftstoffverbrauch des KKM folgt zum größten Teil aus dem schlechteren indizierten Wirkungsgrad. Auch die mechanischen Verluste sind beim KKM geringfügig größer als beim HKM.

2. Vergleich des Bauraums und der Trockenmasse von HKM und KKM

Im Bild 14 ist in einem logarithmischen Diagramm über dem Bauraum je Hubvolumeneinheit V_B/V_H in dm^3 Bauraum je dm^3 Hubvolumen der Bauraum je Leistungseinheit V_B/P in dm^3/PS aufgetragen. In dieses Diagramm lassen sich Linien konstanter Leistung je Hubvolumeneinheit P/V_H in PS/dm^3 einzeichnen. Für mehrere ausgeführte HKM und KKM sind diese Kennwerte des Raumbedarfs eingetragen.

Es zeigt sich, daß die Mehrscheibenbauweise beim KKM zu einer Verringerung des Raumbedarfs führt. Auch für den HKM läßt sich der Vorteil der Mehrzylindermotoren erkennen. Der auf einen Arbeitsraum bezogene Bauraum verringert sich mit zunehmender Zahl der Arbeitsräume, da verschiedene Motorteile (Zubehör, Schwungmasse u. ä.) nicht proportional mit der Zahl der Arbeitsräume anwachsen.

Deutlich kommt im Bild 14 der geringe Raumbedarf des KKM zum Ausdruck. Bei gleicher Leistung benötigen HKM durchschnittlich etwa den doppelten Bauraum wie Kreiskolbenmotoren. Dieser Vorteil des KKM ist im wesentlichen dadurch bedingt, daß die Gaskräfte in den sternförmig um die Exzenterwelle gruppierten Arbeitsräumen über den Mehrflächenkolben ohne Übertragungsglied (Pleuel) direkt auf den Exzenter wirken. Da der Gaswechsel über kolbengesteuerte Schlitze erfolgt, hat die Ladungswechselsteuerung keinen Raumbedarf, obwohl in den Arbeitsräumen ein Viertaktprozeß abläuft. Beim KKM fehlen größere luftgefüllte Hohlräume (z. B. HKM-Kurbelgehäuse). Dadurch ist hinsichtlich der Trockenmasse der Vorteil des KKM nicht so deutlich wie beim Raumbedarf. HKM haben bei gleicher Leistung etwa 50% mehr Masse als KKM (Bild 15).

Zusammenfassung

Der KKM hat gegenüber dem HKM einen 10 bis 20% höheren spezifischen Kraftstoffverbrauch. Das ist im wesentlichen auf die langsamere Verbrennung und auf die höheren Wandwärme-

verluste zurückzuführen. Bei vergleichbaren Betriebszuständen ist der Gehalt an unverbrannten Bestandteilen im Abgas (im wesentlichen Kohlenwasserstoffe) beim KKM fast doppelt so groß wie beim HKM. Der geringere Raumbedarf und die geringere Masse des KKM (jeweils bezogen auf die Leistung) sind Vorteile gegenüber dem HKM.

Insgesamt gesehen ist der KKM System NSU-Wankel eine technisch interessante Lösung für einen Verbrennungsmotor. Doch wird er auf dem Hauptanwendungsgebiet, beim Kraftfahrzeug, den Otto-HKM nicht verdrängen können. Einsatzmöglichkeiten für den KKM sind nur auf solchen Gebieten denkbar, wo der geringe Raumbedarf und die geringe Masse von überragender Bedeutung sind (z. B. Baumsägemotoren, Bootsmotoren u. ä.).

Als Dieselmotor hat der KKM noch geringere Aussichten, da das notwendige Verdichtungsverhältnis nur bei einer großen Kennzahl K verwirklicht werden kann, wodurch aber der Brennraum noch länger, die wärmeabführende Fläche und die Dichtlänge noch größer werden und der Vorteil des geringeren Raumbedarfs und der geringeren Masse verlorengeht.

(10544)

Literatur

- [1] Wankel, F.: Einteilung der Rotationskolbenmotoren. Stuttgart: Deutsche Verlags-Anstalt 1963.
- [2] Müller, Fr.: Die Einflußfaktoren auf den Zündverzögerung beim Otto-Motor. Dissertation 1969, Technische Universität Dresden.
- [3] Froede, W.; Jungbluth, G.: Der Kreiskolbenmotor des NSU-Spider. ATZ (1966) H. 5, S. 150–155; H. 8, S. 268–272.
- [4] Müller, Fr.: Thermodynamische Untersuchung des EMW 340 mit Quetschkopf. Kraftfahrzeugtechnik (1959) H. 8, S. 308–310.
- [5] Hinze, W.: Verfahren zur thermodynamischen Auswertung von Prüfstandsergebnissen untersuchter Verbrennungsmotoren. Dissertation 1955, Technische Hochschule Dresden.
- [6] Stockmann: Wärmebilanz und Motorkennlinienfeld – Versuchsbericht TFM2–01/66. VEB WTZ Automobilbau, Hohenstein-Ernstthal 1966.
- [7] Dietrich, H.: Vergleich des Kreiskolbenmotors System NSU-Wankel mit dem Hubkolbenmotor. Dissertation 1970, Technische Universität Dresden.
- [8] Jante, A.: Die Entwicklung der Verbrennungsräume von Viertakt-Ottomotoren – Rückblick und Ausblick. Wissensch. Zeitschr. der TU Dresden (1969), H. 2, S. 555–558.
- [9] Jungbluth, G.: Der NSU-Wankel-Kreiskolbenmotor. Automobil-Industrie (1965), H. 3, S. 73–84.
- [10] Rixmann, W.: Der MAN-FM-Motor – Ein neuer Vielstoffmotor für Kraftstoffe unbegrenzt hoher Oktanzahl. ATZ (1965), H. 10, S. 359 u. 360.
- [11] Bormeister, J.: Untersuchungen am Audi-Motor M 118. Wissensch. Zeitschr. der TU Dresden (1969), H. 2, S. 539–546.
- [12] Freche, F.: Der Einfluß des Zündzeitpunktes. Kraftfahrzeugtechnik (1961), H. 6, S. 243.
- [13] Freche, F.: EMW 340 mit eingezogenem Brennraum. Kraftfahrzeugtechnik (1958), H. 11, S. 404–407.