

Verschiedene Hochdruck-Brennkammern für Turbinen- und Strahltriebwerke vom Standpunkt des Wirkungsgrades aus¹⁾

Von Franz Neugebauer

Über die Wirkungsgrade zu reden, welche man von verwickelt aufgebauten Maschinenaggregaten erwarten darf, ist mitunter eine recht undankbare Aufgabe. Hält man seine Ausführungen so gründlich, wie die Materie es eigentlich erfordert, so gerät man leicht in Gefahr, langweilig zu wirken. Will man sich kurz fassen, so muß man über manche Einzelheit, in welche der näher Interessierte mit Recht Einblick wünscht, hinweghuschen, und so kann man es schließlich keinem recht machen. Nach Besprechung mit dem Generalsekretariat werde ich den Weg einschlagen, daß ich den Vortrag in kurzer Fassung, aber unter Aufzeigung des gesamten Bildmaterials bringen werde, daß dagegen die Drucklegung in größerer Ausführlichkeit erscheinen wird. Auf diese Weise hoffe ich, allen Wünschen Rechnung zu tragen.

Als Professor Junkers vor mehreren Jahrzehnten seine Pläne zur Schaffung einer Verbrennungsmaschine mit freistiegenderm Kolben faßte und nach dem Kriege 1914—18 mit den praktischen Arbeiten auf diesem Gebiete begann, hatte er u. a. die Entwicklung einer Hochdruckbrennkammer für Gasturbinen im Sinn, wovon er sich auch einen brauchbaren Antrieb für Flugzeuge versprach. Das Schema einer solchen Hochdruckbrennkammer zeigt die Abbildung I.

Selbstverständlich kann man sich für den gleichen Zweck auch Kombinationen von anderen Motor- und Kompressorbauarten, z. B. Kurbelmotor mit Kurbelkompressor oder Kurbelmotor mit Kreiselkompressor denken. Professor Junkers entschied sich für die Freikolbenmaschine, weil er von ihr eine ganze Reihe von Vorteilen erwartete, von denen ich

¹⁾ Bei den Versuchen und ihrer Auswertung unterstützte mich Herr Heinrich Reindorf, München.

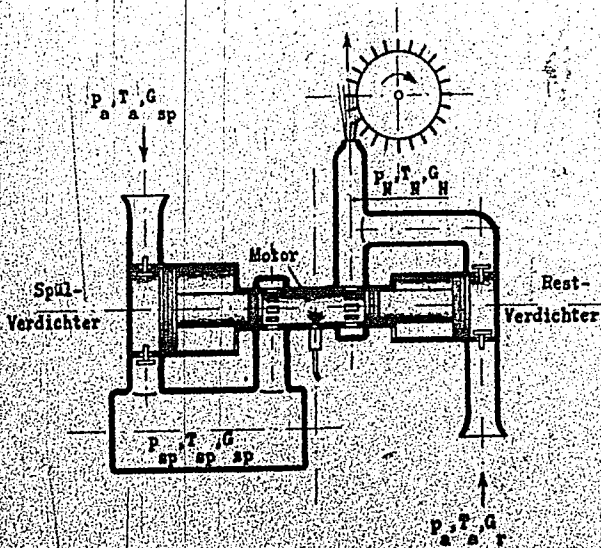


Abb. 1
Schemata einer Freikolben-Hochdruck-Brennkammer

an dieser Stelle, um den Rahmen des Themas nicht zu überschreiten, nur diejenigen nenne, welche den Wirkungsgrad betreffen:

1. Fortfall des Motortriebwerks und der von ihm verursachten Verluste,
2. Fortfall des Kompressortriebwerks und der von ihm verursachten Verluste,
3. Höhere Verdichtungsmöglichkeit im Motor, da Festigkeitsrück-sichten auf Triebwerksteile entfallen.
4. Höhere Kolbengeschwindigkeit beim Expansionshub als beim Kom-pressionshub, damit Verkürzung der Zeit, während welcher hohe Temperaturen wirksam sind, also Verminderung des Wärme-verlusts.

Man erhoffte — dem Stand der Technik der damaligen Zeit entsprechend — wohl einen Wirkungsgradgewinn in der Höhe von etwa 25% gegenüber einer Anordnung mit Kurbelmaschinen.

Die praktischen Schritte, welche zur Entstehung dieser Brennkammer führen sollten, begannen naturgemäß mit dem Versuchsbau möglichst einfacher, vorerst nur für Druckluftzerzeugung ausgelegter Motorkompressoren, an denen zunächst einmal die vielen, damals noch unbekanntenen Fragen des Freikolbenbetriebs studiert werden sollten. Das Problem wurde von hervorragenden Köpfen in Angriff genommen: Die Leitung lag in den bewährten Händen von Herrn Mader, die Durchführung in den letzten Jahren dieser Vorentwicklung bei Herrn Gasterstädt. Es entstand denn auch in verhältnismäßig kurzer Zeit ein Motorkompressor, welcher an Gewicht, Raumbedarf, Aufwand an Baustoffen und Werkstattarbeit die normale Kurbelbauart unterbietet (Abbildung 2) und für welchen sich um dieser Vorteile willen auch sehr

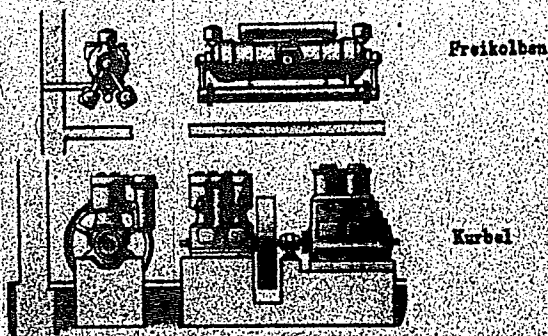


Abb. 2
Größenvergleich Freikolbenbauart-Kurbelbauart

bald Interessenten einfanden, darunter vor allem die Kriegsmarine, welche die Entwicklung förderte und seitdem Junkers-Diesel-Freikolbenkompressoren in großem Umfang als Torpedoluftpumpen, U-Bootluftpumpen und Anlaßverdichter in Gebrauch hat; ferner hat auch die

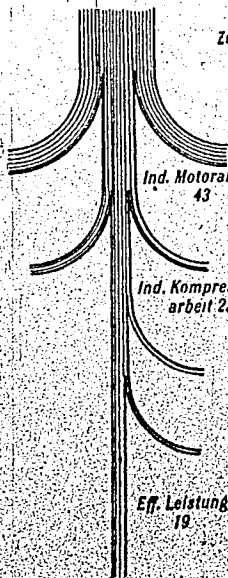
Bodenorganisation der Luftwaffe diese Maschinen in Benutzung genommen, besonders in Anbetracht des Umstands, daß das geringe Gewicht bei dem Bau fahrbarer Anlagen wesentlich zuzustatten kommt.

Soweit verlief also die Entwicklung ganz wunschgemäß. Eines aber enttäuschte die Forschungsingenieure: Ein Wirkungsgradgewinn gegenüber der Kurbelbauart trat nicht in dem erhofften Maße ein. Zwar bringt der Freikolbenbetrieb u. U. wesentliche Brennstoffersparnisse mit sich, vor allem dann, wenn mit stark wechselnder Belastung gearbeitet wird (z. B. bei Straßenbaukompressoren); das liegt jedoch hauptsächlich an der sparsamen Leerlaufregelung, welche die Freikolbenbauart gestattet, weniger an einem überragenden Wirkungsgrad.

Energiebilanz 1 F 100
auf Grund der Versuche
vom 11. II. u. 15. II. 1924

Kühlwasserverlust
31

Mechan. Arbeit
10



Zugef. Brennstoffenergie
100

Auspuffverlust
26

Ind. Motorarbeit
43

Spülarbeit
6

Ind. Kompressorarbeit
23

Wärmeverluste
4

Leitungsverluste
4

Eff. Leistung
19

Abb. 3

Ein Bild aus der ersten Entwicklungszeit des Junkers-Freikolbenkompressors

↳ Aus der Zeit der Vorentwicklung stammt eine Abbildung über die Energiebilanz der Freikolbenmaschine, welche ich hier unverändert zeige (Abbildung 3).

Nur 19% der im Brennstoff zugeführten Energie erschien in isothermischer Verdichtungsarbeit gegenüber rund 17,5% bei Kurbelbauarten ähnlicher Leistungsklassen.

Es folgte eine Zeit, in welcher die Bearbeitung des Freikolbenproblems teils aus Gründen der Arbeitsüberlastung, teils infolge schicksalhafter Verkettungen in andere Hände überging. Die neuen Männer ließen die physikalischen Fragen zunächst einmal etwas in den Hintergrund treten und machten sich mit Eifer und konstruktivem Geschick an den verständlichen und in mancher Hinsicht auch notwendigen Versuch, das bisher Erreichte wirtschaftlich auszuwerten. Aus dieser Periode stammt der vorhin vorgeführte Film.

In neuerer Zeit taucht das Problem der Freikolbenbrennkammer im Zusammenhang mit der Frage der Strahltriebwerke erneut auf, und als ich mich vor etwa vier Jahren mit den Freikolbenmaschinen zu befassen begann, schwebte mir die Klärung des Wirkungsgradproblems als eine der wichtigsten Teilaufgaben vor. Der Ausbruch des Kriegs hat die Arbeit in andere Bahnen gelenkt, als es ursprünglich in meiner Vorstellung und Absicht lag, doch zwang — ich möchte sagen »glücklicherweise« — ein an und für sich bedauerlicher und jetzt auch beseitigter Umstand zu einer gewissen Beschäftigung mit den Wirkungsgraden: Die Serienmaschinen erreichten nämlich nur schwer ihre Abnahmeleistung. Die bei der erfolgreichen Bekämpfung dieses Übelstands gewonnenen Erkenntnisse haben nunmehr dazu geführt, daß das Bild über den erreichbaren Wirkungsgrad an Klarheit und Schärfe zugenommen hat. Zur Förderung und Bestätigung unserer Arbeit beigetragen hat eine im Maschinenlaboratorium der Technischen Hochschule Dresden von Herrn K. Ullmann durchgeführte Untersuchung über die Reibungsverluste in Motoren, auf welche ich im Verlauf des Vortrags öfter zurückgreifen werde. Freilich zeigt das Bild noch Lücken, für deren baldige Schließung ich aus kriegsbedingten Gründen — wenigstens mit den mir gegenwärtig zur Verfügung stehenden Möglichkeiten — wenig Aussicht sehe, doch scheinen die noch nicht geklärten Fragen, wie mehrfache Durchrechnungen unter verschiedenen Voraussetzungen gezeigt haben, wenig Einfluß

auf das Ergebnis zu haben. Im Laufe meines Vortrags werden sich von selbst die Stellen ergeben, an denen Bestätigung durch weitere Versuche wünschenswert erscheint.

Mein Vortrag ist so aufgebaut, daß neben die theoretische und versuchstechnische Analyse der Verluste stets unmittelbar die Ergebnisse der Praxis gehalten werden; erst am Schluß werde ich es auf Grund befriedigender Übereinstimmung zwischen den theoretischen und den praktischen Ergebnissen wagen, die Grenzen der technischen Gegenwart zu verlassen und mit der nötigen Vorsicht in Fragen des wirtschaftlichen Hochgeschwindigkeitsflugs hineinzuleuchten. Die zu Vergleichszwecken zur Verfügung stehenden Freikolbenkompressoren und Freikolben-druckgaserzeuger enthalten durchweg Zweitakt Dieselmotoren mit rund 6 m/s Kolbengeschwindigkeit. Diese Verhältnisse sind daher der gesamten Verlustermittlung zugrunde gelegt, welche also in erster Linie einen Vergleich verschiedener Bauarten bei gleichen Betriebsbedingungen darstellt, in zweiter Linie aber auch Anhaltspunkte für die absolute Höhe der Verluste geben soll:

Wir beginnen mit der Verlustanalyse einfacher Motorkompressoren und wenden uns zunächst der Betrachtung der

Verluste im Motorteil

in Abbildung 4 enthält die Angaben über den Wirkungsgrad eines Zweitaktmotors.

$$\eta_M = \eta_{iM} \frac{P_{iM} - P_{fM} - (P_{iSp} + P_{fSp}) \frac{V_{Asp}}{V_{AM}}}{P_{iM}} \quad (1)$$

η_M = durch das Indikatordiagramm dargestellte Arbeit
im Brennstoff zugeführte Energie

P_{iM} (kg/cm²) indizierter mittlerer Arbeitsdruck des Motors,

P_{fM} (kg/cm²) Verlust-Mitteldruck des Motors,

P_{iSp} (kg/cm²) indizierter mittlerer Arbeitsdruck der Spülpumpe,

P_{fSp} (kg/cm²) Verlust-Mitteldruck der Spülpumpe,

V_{AM} (l) Hubvolumen des Motors,

V_{Asp} (l) Hubvolumen der Spülpumpe

Abb. 4

Wirkungsgrad des Motorteils

Über den indizierten Wirkungsgrad η_{IM} brauche ich nicht viel zu sagen. Bei Motoren der normalen Junkers-Bauart liegt er in der Gegend von 50%. Wir führen in unsere Berechnungen gemäß einer eigenen Messung an einer Freikolbenmaschine

$$\eta_{IM} = 0,48 \quad (2)$$

ein, solange es sich um Normalmotoren handelt. Ein Vergleich zwischen einem theoretisch aufgestellten und an einem Freikolbenmotor aufgenommenen Diagramm (Abbildung 5) brachte das Ergebnis, daß man eine

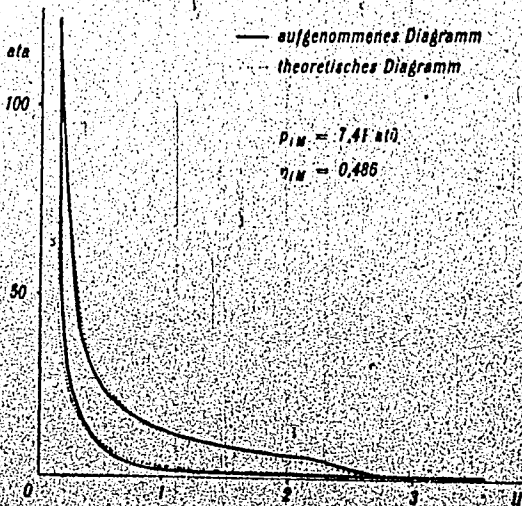


Abb. 5
Vergleich zwischen aufgenommenem und theoretischem Motordigramm

gute Näherung an Mitteldruck und Abgastemperatur erhält, wenn man mit Gleichraumverbrennung rechnet, einen bestimmten, in einer späteren Abbildung 28 festgehaltenen Bruchteil der im Brennstoff zugeführten Energie schon bei der Verbrennung verloren denkt und im übrigen ohne weiteren Verlust nach den IS-Diagrammen von Pfau (VDI-Verlag 1932) arbeitet.

Kolben und Kolbenringe mit konstantem Gasdruck belastet

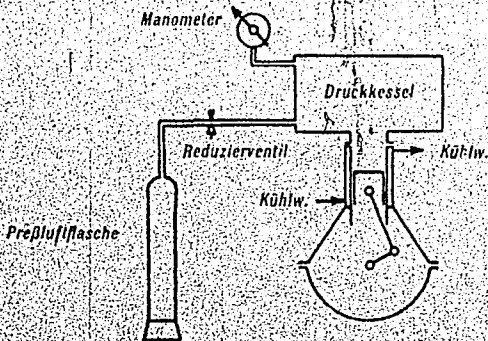


Abb. 6
Versuchsanordnung nach Ullmann

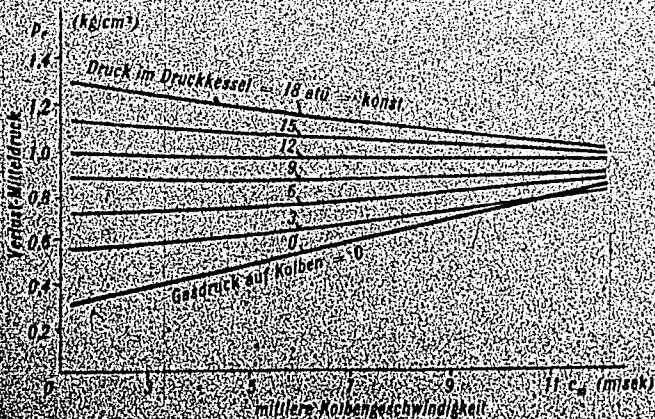


Abb. 7
Veränderung des mittleren Drucks des Zweitakters nach Ullmann

Über den Verlustmitteldruck p_{rM} hat, wie bereits erwähnt, Herr Ullmann Untersuchungen durchgeführt [1, 2, 3].¹ Abbildung 6 zeigt die wichtigste Versuchsanordnung Ullmanns. An Stelle des Zylinderkopfs ist ohne Querschnittsverengung ein großer Kessel angebracht, in welchem ein beliebig wählbarer, konstanter Druck herrscht; die Leckverluste werden aus der Preßluftflasche ersetzt. Die Kurbelwelle wird von einem Elektromotor gedreht und das Antriebsmoment gemessen. Man ist auf diese Weise in der Lage, die Verlustleistung des Motors bei verschiedenen mittleren Druckbelastungen des Kolbens festzustellen, ohne daß die Messung durch die Ausbildung eines p - v -Diagramms mit zusätzlicher Verlustfläche gestört wird. Die Versuche, welche Ullmann bei einer mittleren Kühlwassertemperatur von 90°C und einer Öltemperatur von 100°C durchführte, ergaben die Abbildung 7 für den Verlustmitteldruck eines Zweitaktmotors.

Durch Messung der Kühlwasserwärme versuchte Ullmann, den Anteil der Kolbenreibung am Gesamtverlust zu ermitteln, allerdings offenbar nur bei der mittleren Druckbelastung Null des Kolbens. Aus den veröffentlichten Schaubildern ist zu entnehmen, daß der Anteil der Kolbenreibung 30 bis 40% betragen dürfte; wir rechnen im folgenden mit 30%; die in diesem Punkt liegende Unsicherheit hat keinen Einfluß auf das grundsätzliche Ergebnis unserer Untersuchung. Durch Vergleichsläufe mit eingebauten und fortgelassenen Kolbenringen hat Ullmann für die Ringreibung einen von Druckbelastung der Kolben und Kolbengeschwindigkeit ziemlich unabhängigen Verlustmitteldruck von nicht ganz $0,1\text{ kg/cm}^2$ für den Zweitaktmotor gefunden. Ferner hat er auch untersucht, welcher Verlustanteil durch Anwendung von Wälzlagern an Stelle von Gleitlagern eingespart werden kann. Legt man bei der gewählten Kolbengeschwindigkeit einen Schnitt durch Abbildung 7, so erhält man Abbildung 8, welche den Verlustmitteldruck eines Zweitaktmotors von 6 m/s mittlerer Kolbengeschwindigkeit in Abhängigkeit von der mittleren Druckbelastung des Kolbens zeigt und welche unseren weiteren Betrachtungen zugrunde gelegt ist.

Für die Ermittlung des zum Antrieb der Spülpumpe benötigten Mitteldruckanteils setzen wir wahlweise einmal eine Kolbenspülpumpe, zum andernmal eine Kreiselspülpumpe voraus, über deren Wirkungsgrade später ausführliche Angaben folgen. Bei der Berechnung des indizierten Mitteldrucks der Kolbenspülpumpe dürfen wir, wie auch später bei der

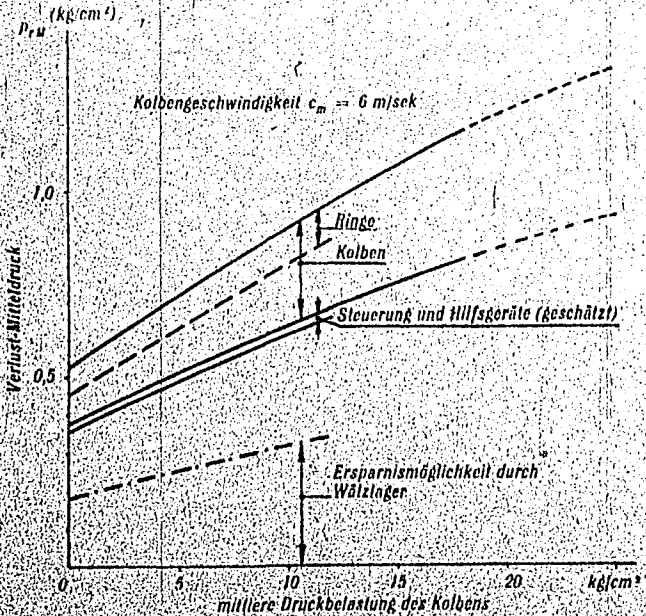


Abb. 8

Verlustmitteldruck eines Zweitakters in Abhängigkeit von der mittleren Druckbelastung des Kolbens

Untersuchung der Kompressoren herausstellen wird, einen auf die isothermische Verdichtung bezogenen Wirkungsgrad von nur etwa 50% anzusetzen; hat die Kolbenspülpumpe — wie z. B. bei den Junkers-Fahrschiffmotoren — kein eigenes Triebwerk, so ergibt sich, da die mittlere Druckbelastung des Spülpumpenkolbens praktisch gleich Null gesetzt werden kann, aus Abbildung 8 der Wert 0,153 (nur Kolbenreibung!) für den Verlustmitteldruck der Spülpumpe. — Für eine Kreiselpülpumpe darf ein auf die adiabatische Verdichtung bezogener Gesamtwirkungsgrad von 70% vorausgesetzt werden.

Damit wären alle Unterlagen zur Berechnung des Motorwirkungsgrads beisammen. Wir wählen in Anlehnung an praktische Ausführungen:

das Verdichtungsverhältnis $\epsilon = 1 : 14$,

den mittleren indizierten Arbeitsdruck $p_{IM} = 7,5 \text{ atü}$.

Der Diagrammentwurf ergibt:

mittlere Druckbelastung des Kolbens $6,65 \text{ atü}$

und damit nach Abbildung 8:

Verlustmitteldruck $p_{rM} = 0,778 \text{ atü}$ für einen Pleuellmotor mit Gleitlagern,

$p_{rM} = 0,515 \text{ atü}$ für einen Pleuellmotor mit Wälzlagern,

$p_{rM} = 0,26 \text{ atü}$ für einen Pleuellmotor.

Wir wählen ferner für die Pleuellspülpumpe:

Spülüberdruck $0,38 \text{ atü}$,

Spülvolumen $1,7$ faches Hubvolumen,

Füllungsgrad der Spülpumpe $0,85$.

Nach den oben angeführten Grundsätzen für die Berechnung des Spülverlustes erhält man damit:

indizierter Mitteldruck der Spülpumpe $0,546 \text{ atü}$,

Verlustmitteldruck der Spülpumpe $0,153 \text{ atü}$,

Hubvolumen der Spülpumpe $= 2 \times$ Hubvolumen des Motors.

Für eine Pleuellspülpumpe ergibt sich unter Voraussetzung des gleichen Spülüberdrucks und Spülluftvolumens:

gesamter Spülverlustmitteldruck bezogen auf die Pleuellfläche des Motors $0,817 \text{ atü}$.

Die Auswertung der Gleichung (1) ergibt dann für den Gesamtwirkungsgrad verschiedener Motorenbauartens die Abbildung 9.

Beim Pleuellmotor ist selbstverständlich eine Pleuellspülpumpe vorausgesetzt, da er ja umlaufende Teile zum Antrieb einer Pleuellspülpumpe nicht besitzt. Da ein besonderer Spülpleuell beim Pleuellkompressor in der Regel nicht benötigt wird, weil die Rückseite eines Kompressorpleuels zur Verdichtung der Spülluft verwendet werden kann, ist beim Pleuellmotor $p_{rS} = 0$ zu setzen.

Die in Abbildung 9 rechts neben die errechneten Wirkungsgrade geschriebenen entsprechenden Brennstoffverbräuche ($H_b = 10000 \text{ Cal/kg}$) liegen im Rahmen der aus der Praxis bekannten Werte. Man erkennt

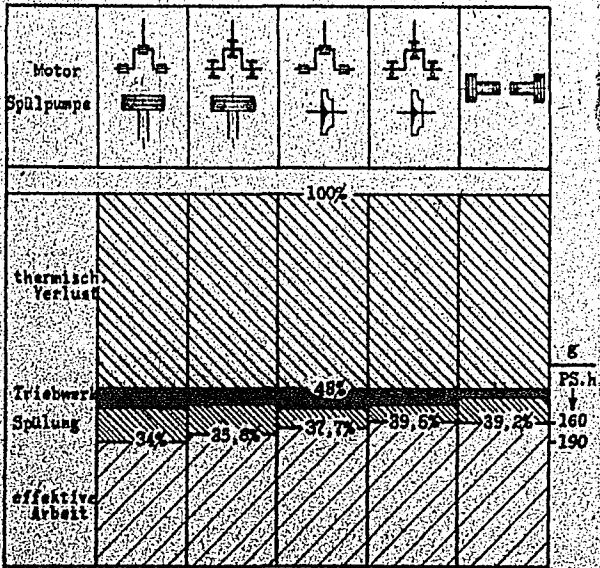


Abb. 9
Wirkungsgrade verschiedener Motorbauarten ($c = 6 \text{ m/sek}$)

schon hier eine Überlegenheit der Kreiselpumpe gegenüber der Kolbenpumpe, welche uns im Laufe unserer Betrachtungen auf Schritt und Tritt verfolgen wird.

Ich komme nunmehr zu dem Punkt, welcher im Grunde genommen der Hauptpunkt meiner Erörterung ist und bei welchem wir gezwungen sind, wesentlich tiefer in die Einzelheiten zu steigen als beim Motorteil, nämlich zur Ermittlung der

Verluste im Kompressorteil

Während für die Verluste in Kreiselerdichtern, insbesondere dank der Arbeiten von Herrn v. d. Nüll bei der Deutschen Versuchsanstalt für Luftfahrt [4, 5] zuverlässige Angaben vorliegen, sind die Unterlagen über die

Wirkungsgrade von Kolbenkompressoren ziemlich dürftig und nicht immer ganz vertrauenerweckend. Die Hütte gilt auf die isothermische Verdichtung bezogene Wirkungsgrade von 72 bis 78% an, betont aber, daß es sich um langsam laufende, große Maschinen handle. Große Kompressorfirmen haben früher für kleinere Maschinen mit 5 bis 6 m/s Kolben Geschwindigkeit, wie sie sich für unsere Vergleichsbetrachtungen eignen, Werte zwischen 60 und 70% angegeben. Offenbar lassen diese Angaben sich aber nicht halten, denn nachdem man sich auf einwandfreie Meßmethoden geeinigt hat, beginnen die Wirkungsgradangaben in die Gegend von 55% zurückzugehen. Beim Freikolbenkompressor wird die Unsicherheit noch durch einen besonderen Umstand vermehrt, nämlich durch die ungewöhnliche Größe des Totraums. Bei der Junkersschen Bauart des Freikolbenkompressors muß der im Kompressortotraum

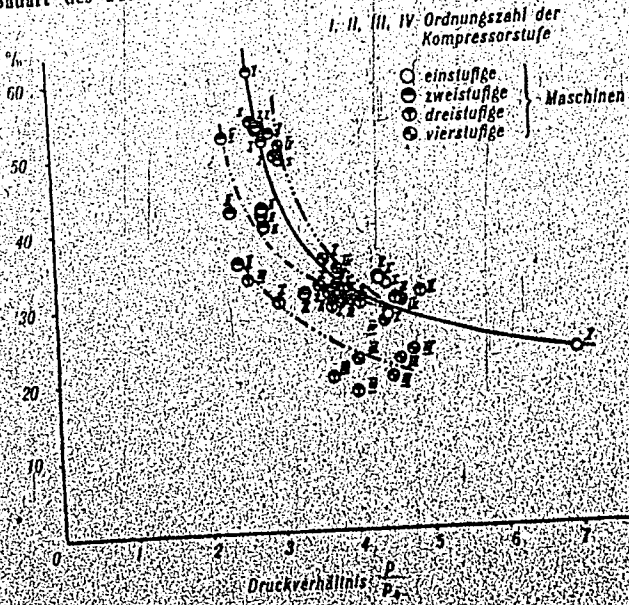


Abb. 10
Verdichtertotraum von Freikolbenkompressoren Bauart Junkers

zurückbleibende Druckluftrest die Energie zur Erzeugung der Motor-
kompression hergeben. Abbildung 10, welche nach den Konstruktions-
daten einer großen Anzahl von Freikolbentypen aufgestellt ist, zeigt die
notwendigen Totraumgrößen in Abhängigkeit vom Druckverhältnis des
Kompressors bzw. der betreffenden Kompressorstufe.

Es tritt die Frage auf, welchen Einfluß der große Totraum auf den
Wirkungsgrad ausübt; qualitativ läßt sich voraussagen, daß zum minde-
sten eine Verschlechterung des mechanischen Wirkungsgrads eintreten
wird, da die Expansion des Totrauminhalts den Füllungsgrad verschlech-
tert und man daher, wie Abbildung 11 angibt, zur Bewältigung der-
selben Luftmenge ein größeres Hubvolumen mit entsprechend größerem
Reibungsverlust benötigt. — Auch ist der Verdacht nicht von der
Hand zu weisen, daß Einflüsse der Totraumgröße auf die thermischen
und die Undichtheitsverluste sich bemerkbar machen könnten. Bei der

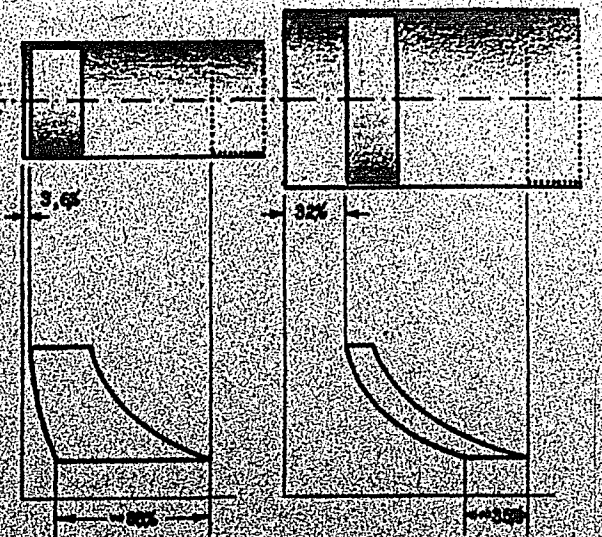
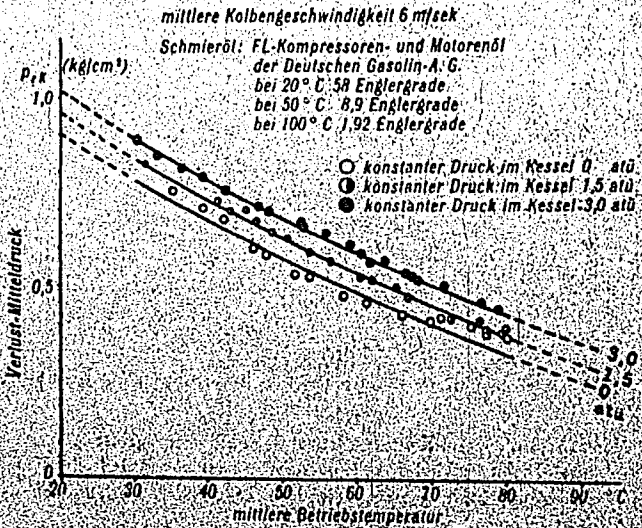


Abb. 11

Vergrößerung des Hubvolumens beim Übergang von 3,6 auf 32% Totraum

Freikolbenbauart nach Pescara kann der Totraum wohl etwas kleiner gehalten werden, da zur Rückführung der Motorkolben besondere Puffer verwendet werden; er kann aber praktisch kaum unter 20% des Hubvolumens sinken, da der Umkehrpunkt der freiliegenden Kolben ja nicht mechanisch festgelegt und daher immer ein gewisser Spielraum für die Kolbenbewegung erforderlich ist; der Verlustersparnis durch den kleineren Totraum tritt ferner wieder eine Verlustvermehrung durch den Puffer gegenüber.

Um all diese Fragen zu untersuchen, wurden an einem mit Gleitlagern ausgerüsteten, elektrisch angetriebenen Kurbelkompressor bei 6 m/s Kolbengeschwindigkeit und verschiedenen Totraumgrößen Messungen vorgenommen. Zwar konnte die Meßanlage aus kriegsbedingten Gründen nicht so eingehend ausgenutzt werden, wie dies normalerweise bei solchen Untersuchungen zu geschehen pflegt, doch hat die Auswertung



der bisherigen Ergebnisse eine so befriedigende Übereinstimmung mit den Zahlen der Praxis ergeben, daß ich glaube, eine Bekanntgabe in diesem Kreise verantworten zu dürfen.

Zunächst wurde der Verlustmitteldruck des Triebwerks nach der von Ullmann angegebenen Methode (Abbildung 6) bestimmt. Da Kompressoren aber im allgemeinen aus bekannten Gründen sehr viel kälter betrieben werden als Motoren, wurde die Messung auf niedrige Betriebstemperaturen ausgedehnt. Die Schmieröltemperatur lag dabei stets in der Nähe der Kühlwassertemperatur. Abbildung 12 zeigt das Meßergebnis.

In Abbildung 13 sind die gefundenen Verlustmitteldrucke mit den von Ullmann an Motortriebwerken festgestellten verglichen.

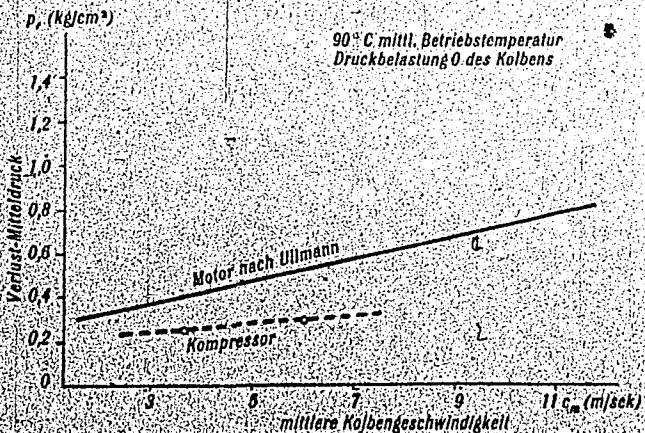


Abb. 13

Vergleich von Messungen des Verlustmitteldruckes an Motor- und Kompressortriebwerk

Man erkennt, daß am Kompressortriebwerk kleinere Verluste gemessen wurden; der Unterschied liegt wohl darin begründet, daß ein Kompressortriebwerk im allgemeinen leichter ausgeführt werden darf als ein Motortriebwerk.

Als nächstes wurden Wirkungsgradmessungen mit einem kleinen Totraum von 3,6% bei verschiedenen mittleren Betriebstemperaturen und

verschiedenen Druckverhältnissen vorgenommen. Die Auswertung der Indikator-Diagramme ergab eine gute Übereinstimmung mit der vorstehend geschilderten Messung der Verlustmitteldrucke, wie beispielsweise Abbildung 14 für eine Versuchsreihe zeigt.

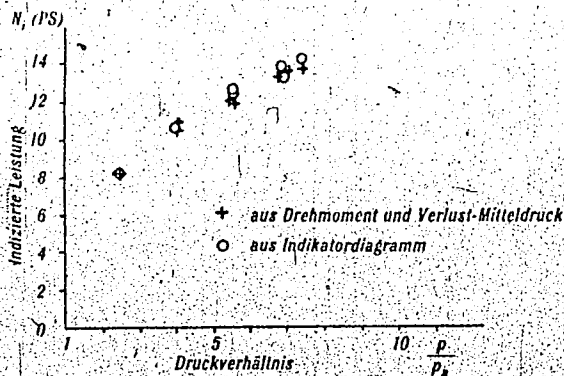


Abb. 14

Indizierte Leistung nach verschiedenen Auswertungsmethoden

Aus den Messungen ergab sich auch der Füllungsgrad (Abbildung 15)

$$\eta_{II} = \frac{\text{Ansaugvolumen bezogen auf Ansaugzustand}}{\text{Hubvolumen}}$$

Den weiteren Betrachtungen sind die in Abbildung 16 zusammengestellten Beziehungen zugrunde gelegt.

Da besonders zuverlässig erscheinende Angaben einer Kompressorenfirma für eine Bauart mit Wälzlagern vorlagen, wurden in Anlehnung an die Ullmannschen Feststellungen (Abbildung 8) für den Verlustmitteldruck nur 65% der am Versuchskompressor mit Gleitlagern gemessenen Verlustwerte eingesetzt. Abbildung 17 zeigt das Auswertungsergebnis.

Man erkennt die Wirkung der einzelnen Verlustquellen und die befriedigende Übereinstimmung mit den Angaben der Praxis.

Wir stellen unsere Vergleichsbetrachtungen auf das Druckverhältnis 1:4 ab, da die zur Verfügung stehenden Freikolbenkompressoren meist ungefähr in dieser Gegend liegen. Unserer Abbildung 17 entnehmen wir

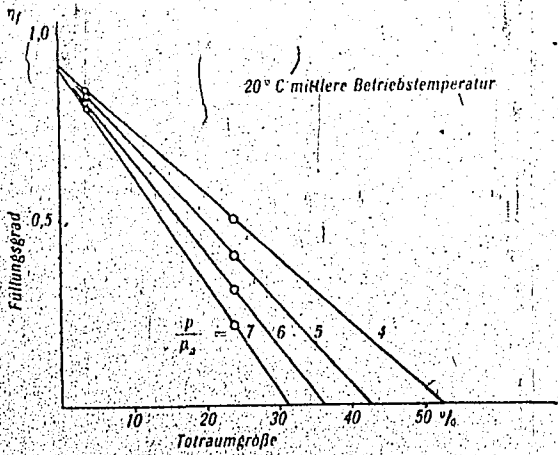


Abb. 15
Füllungsgrad des Versuchskompressors (c = 6 m/sek)

$$\eta_K = \eta_{IK} \frac{P_{IK}}{P_{IK} + P_{rK}} \quad (3)$$

$$P_{IK} = \frac{\eta_I}{\eta_{IK}} P_a \ln \frac{p}{p_a} \quad (4)$$

η_{IK} = theoretischer Arbeitsaufwand für isothermische Verd. durch das Indikatordiagramm dargestellte Arbeit

P_{IK} (kg/cm²) indistorter mittlerer Arbeitsdruck.

P_{rK} (kg/cm²) Verlustmitteldruck des Kompressors.

η_I Füllungsgrad des Kompressors.

P_a (ats) Ansaugdruck des Kompressors.

p (ats) Lieferdruck des Kompressors.

Abb. 16
Wirkungsgrad des Kompressorteils

Totraum 3,6%
 Lagerung: Wälzlager
 Kolbengeschwindigkeit 6 m/sec
 mittlere Betriebstemperatur 20° C (Wasserkühlung)
 Ansaugdruck ~ 1 ata

L nach Versuchen vom 31. 7. und 1. 8. 42.

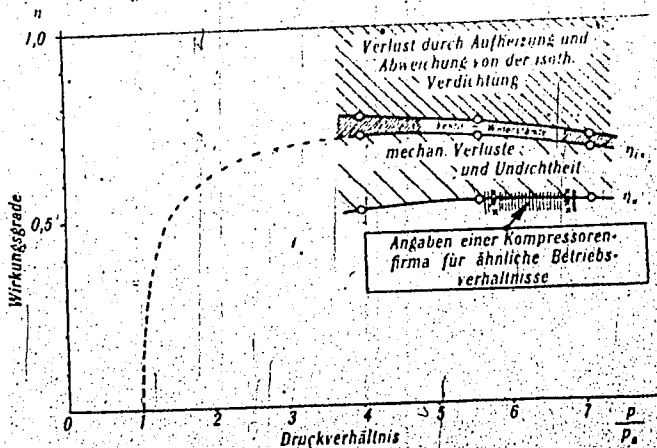


Abb. 17

Wirkungsgrade eines Kurbelkompressors mit kleinem Totraum

den Gesamtwirkungsgrad eines mit Wälzlagern ausgerüsteten Kurbelkompressors mit 3,6% Totraum, bei 1 ata Ansaugdruck, 1:4 Druckverhältnis, 6 m/s Kolbengeschwindigkeit und 20° C mittlerer Betriebstemperatur zu

$$\eta_A = 0,515.$$

Für einen großen Totraum von 23,6% ergaben sich in gleicher Weise die Wirkungsgradkurven nach Abbildung 18.

Man erkennt gegenüber dem vorher gezeigten Bilde, daß die Vergrößerung des Totraums den erwarteten Anstieg der mechanischen Verluste, außerdem aber auch noch eine gewisse Verschlechterung des indizierten Wirkungsgrads nach sich zieht.

Totraum 23,6%
 Lagerung: Wälzlager
 Kolbengeschwindigkeit 6 m/sec
 mittlere Betriebstemperatur 20° C (Wasserkühlung)
 Ansaugdruck ~ 1 ata

nach Versuchen vom 3. 8. und
 4. 8. 42

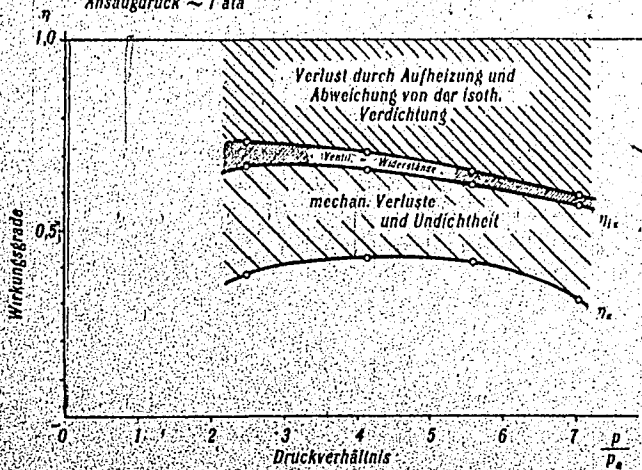


Abb. 18

Wirkungsgrade eines Kurbelkompressors mit großem Totraum

In Abbildung 19 sind nunmehr der indizierte Wirkungsgrad und der Gesamtwirkungsgrad für das Druckverhältnis 1:4 dargestellt.

Leider liegen für dieses Bild nur je zwei Auswertungspunkte vor, da die Kriegsverhältnisse eine weitere Ausdehnung der Versuche bisher nicht gestatteten, doch ist die Extrapolation rechnerisch so vorgenommen worden, daß die beiden Kurven nach den Gleichungen (3) und (4) zueinander passen; außerdem wird nur ein kurzes Stück der Extrapolation benutzt.

Bevor wir nun zur Wirkungsgradberechnung des Kompressorteils einer Freikolbenmaschine übergehen, müssen wir noch zwei Fragen untersuchen, von denen die erste eigentlich schon bei der Betrachtung des

mittlere Kolbengeschwindigkeit 6 m/sek
 mittlere Betriebstemperatur 20° C (Wasserkühlung)
 Ansaugdruck ~ 1 ata
 Druckverhältnis 4

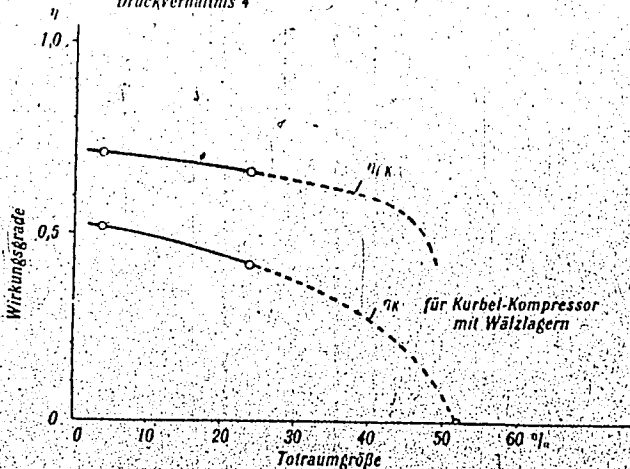


Abb. 19
 Kompressorwirkungsgrade in Abhängigkeit von der Totraumgröße

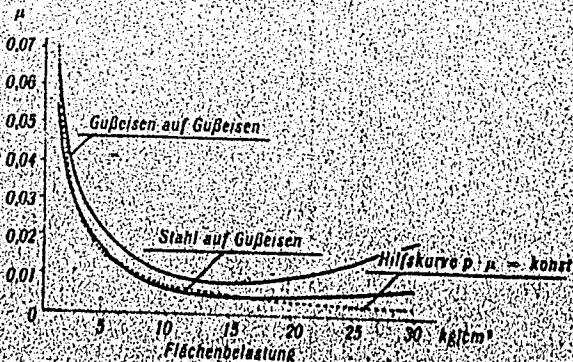


Abb. 20
 Beiwerte der Spurenschleifung nach Neumanns (Z. d. VDI 1918 S. 571)

Motorteils eine Rolle spielt, dort aber stillschweigend übergangen werden ist, da sie sich an dieser Stelle besser behandeln läßt:

1. Hat der Fortfall des Gleithahndrucks eine wesentliche Veränderung der Kolbenreibung zur Folge?
2. Welchen Einfluß hat die nichtgeometrische Vergrößerung des Kompressorkolbens?

Der Reibungsbeiwert μ ist bekanntlich keine Konstante, sondern hängt von der Flächenbelastung ab. Aus einer Arbeit von Neumann (Z. V. 1918 S. 571) über den Reibungsbeiwert von Spurzapfen, welche ähnlich wie die Kolben schlecht geschmierte Flächen darstellen, entnehmen wir die Abbildung 20.

Bei den für die Kolbengleitbahn in Frage kommenden niedrig Flächenbelastungen von wenigen kg/cm^2 nähern sich die gefundenen Reibwerte dem Gesetz $p\mu = \text{konst.} = 0,07$, welches bedeuten würde, daß in diesen Gebieten die Reibkraft nur von der Größe der reibenden Flächen, nicht aber von ihrer Belastung abhängig wäre. In völlige Einklang damit steht die bereits erwähnte Feststellung von Ullmann, daß die Reibung der Kolbenringe praktisch unabhängig von dem Druck im Zylinder ist. Bei zahlenmäßiger Betrachtung zeigt sich, daß nicht nur qualitative, sondern auch quantitative Übereinstimmung besteht. Nimmt man nämlich für die von Ullmann verwendeten Versuchsmotoren von 67,5 bzw. 80 mm Bohrung die übliche Ringzahl von 3 bis 4 Stück und die Ringbreite von 3 bis 3,5 mm an, so führt die Rechnung mit dem Gesetz $p\mu = 0,07$ beim Zweitakter zu einem durch die Kolbenreibung verursachten Verlustmitteldruck von 0,063 bis 0,116, im Mittel also auf $0,09 \text{ kg/cm}^2$, was sich mit den Messungen von Ullmann auf das beste deckt. Der Bruchteil des Anpreßdrucks der Kolbenringe, welcher durch ihre Eigenspannung verursacht ist, beträgt üblicherweise rund 1 kg/cm^2 . Es mag etwas gewagt erscheinen, das Näherungsgesetz $p\mu = \text{konst.}$ auch noch für wesentlich kleinere Flächenbelastungen anzuwenden, wie theoretisch durch die Kolbengewichte allein an den Gleitbahnen der Freikolbenmaschine auftreten. Wenn ich es dennoch tue, so habe ich dafür drei Gründe: 1. deuten die Betriebserfahrungen darauf hin, daß die theoretischen spezifischen Gleitbahndrucke aus verschiedenen Ursachen in Wirklichkeit überschritten werden, z. B. infolge des Durchmesserunterschieds zwischen Kolben und Laufbüchse und damit kleintragender Fläche oder infolge unvermeidlicher Herstellungsgenauigkeiten und Abnutzungserscheinungen; 2. ist auch die Flüssigkeitsreibung

zwischen den geschmierten Flächen linear von der Größe der Flächen abhängig, und 3. kommt man an und für sich schon auf so kleine Verlustmitteldrücke, daß auch ein größerer Fehler das Gesamtergebnis unserer Betrachtungen nicht entscheidend beeinflußt.

Unter Berücksichtigung der bei Freikolbenmaschinen üblichen Verhältnisse zwischen Durchmesser und Schaftlänge des Kompressorkolbens gelangt man schließlich zu der in Abbildung 21 dargestellten Schätzung des Verlustmitteldrucks trichwerksloser Kolbenkompressoren.

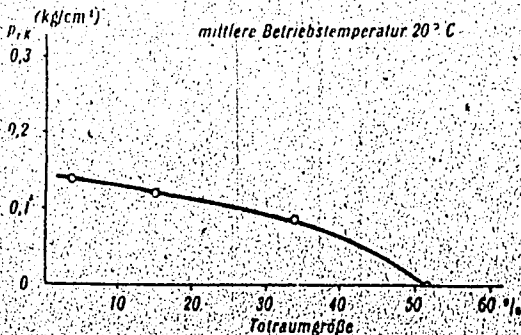


Abb. 21

Verlustmitteldruck des Kompressorteils eines Freikolbenkompressors (ohne Puffer)

Die Schätzung ist im einzelnen wie folgt vorgenommen: Für gleiche Fördermenge müssen die Hubvolumina zweier Kompressoren mit verschieden großen Toträumen sich umgekehrt verhalten wie die zu diesen Toträumen gehörenden, aus Abbildung 15 zu entnehmenden Füllungsgrade. Die Volumenvergrößerung geschieht beim Freikolbenkompressor der hier betrachteten Bauarten im allgemeinen nur durch Durchmesservergrößerung, da der Hub durch den unverändert bleibenden Motorteil festgelegt ist. Es wächst also die Kolbenfläche mit dem Kehrwert des Füllungsgrads und der Kolbendurchmesser mit dem Kehrwert der Wurzel aus dem Füllungsgrad. Die Schaftlänge des Kolbens dagegen kann beim Freikolbenkompressor im allgemeinen klein gehalten werden, da eine Kippgefahr auf andere Weise, z. B. durch starre Verbindung mit dem Motorkolben, ausgeschaltet werden kann. Man kann sich meist auf die zur Aufnahme der Ringe nötige Schaftlänge beschränken und diese

Größe daher unabhängig von dem Zylinderdurchmesser etwa halb so groß wählen wie bei dem Kolben eines normalen Kurbelkompressors für die gleiche Fördermenge. Zusammenfassend kann man so den Verlustmitteldruck eines Kompressors mit großem Totraum (Index 2) aus dem eines Kompressors mit kleinem Totraum (Index 1) berechnen nach

$$p_{r2} \sim p_{r1} \frac{1}{2} \sqrt{\frac{\eta_{f2}}{\eta_{f1}}} \quad (5)$$

Auf diese Weise entstand Abbildung 21. Für p_{r1} wurden, da nur die Kolbenreibung in Anschlag zu bringen ist, wiederum 30% des für Kurbelkompressoren festgestellten Verlustmitteldrucks (Abbildung 12) eingesetzt, wobei eine mittlere Kolbenbelastung von 1 atü zugrunde gelegt wurde.

Nunmehr haben wir die Unterlagen für den Kompressoranteil einer Freikolbenmaschine Junkerscher Bauart beisammen:

Druckverhältnis $\frac{p}{p_a} = 4$, mittlere Betriebstemperatur 20° C,

Totraumgröße (Abbildung 10) 32%, Füllungsgrad (Abbildung 15) 0,345,

indizierter Wirkungsgrad (Abbildung 19) 0,628,

indizierter mittlerer Arbeitsdruck (Gleichung 4) bei $p_a = 1$ atü

$$\bar{p}_{iK} = \frac{0,345}{0,628} \ln 4 = 0,763$$

Verlustmitteldruck (Abbildung 21) 0,09 atü.

Damit wird der Gesamtwirkungsgrad (Gleichung 3)

$$\eta_K = 0,628 \frac{0,763}{0,763 + 0,09} = 0,561$$

Der Vollständigkeit halber sei hier bemerkt, daß Größe und verhältnismäßige Wirkung des Verlustmitteldrucks in den Hochdruckzylindern mehrstufiger Kompressoren zahlenmäßig etwas anders aussehen. Es würde hier zu weit führen, näher darauf einzugehen, zumal die Einflüsse für die vorliegende Betrachtung nicht wesentlich sind.

Es tritt nun die Frage auf, ob sich nicht eine Verbesserung des Wirkungsgrades erzielen läßt, wenn man den Kompressor mit dem kleinsten für Freikolbenbetrieb noch denkbaren Totraum von etwa 20% auslegt und die Speicherenergie für die Motorkompression in einem Puffer unterbringt. Um ein Bild über die Pufferverluste zu erhalten, wurde der Ver-

suehskompressor mit einem Zylinderdeckel versehen, welcher nur ein kleines Saugventil zum Anschließen der durch die Undichtheiten verlorenen Luft enthielt. Der Puffertotraum betrug 23,6%. Bei einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 6 m/sek. wurde aus der durch unvermeidliche Undichtheit und Wärmeverluste hervorgerufenen Diagrammschleife ein indizierter Verlustmitteldruck des Puffers von rund 0,09 kg/cm² ermittelt. Wir erhalten damit für einen Kompressor mit Puffer:

a) Kompressor:

Totraum 20%, mittlere Betriebstemperatur 20° C,

Druckverhältnis $\frac{p}{p_a} = 4$, Füllungsgrad (Abbildung 15) 0,554, Ansaugdruck 1 atn,

indizierter Wirkungsgrad 0,67 (Abbildung 19),

indizierter mittlerer Arbeitsdruck 1,147 atü (Gleichung 4),

Verlustmitteldruck (Abbildung 21) 0,112 atü.

b) Puffer.

Totraum 23,6%. Damit die im Kompressortotraum und im Puffer zur Erzeugung der Motorkompression gespeicherte Arbeit ebenso groß ist wie bei der oben betrachteten pufferlosen Bauart, muß, wie die Entwürfe der Diagramme zeigen, der Puffer bei 23,6% Totraum etwa den 0,195fachen Hubraum des Kompressors haben; dabei ist für die Diagrammlinien des Puffers ein mittlerer Polytropenexponent von 1,35 angesetzt. Zur Abschätzung der Ring- und Schaftreibung des Pufferkolbens ist angenommen, daß er die gleiche Schaftlänge hat wie der Kompressorkolben; der Verlustmitteldruck durch Kolbenreibung ändert sich dann mit dem Kehrwert der Hubvolumina von Kompressor und Puffer. Man erhält also

$$p_{r,p} = p_{r,k} \sqrt{\frac{V_{AK}}{V_{AP}}} = 0,112 \sqrt{\frac{1}{0,195}} = 0,245 \text{ atü.}$$

Der Gesamtwirkungsgrad des Kompressors mit Puffer ist:

$$\eta_K = \eta_{iK} \frac{p_{iK}}{p_{iK} + p_{r,k} + (p_{r,p} + p_{r,p}) \frac{V_{AP}}{V_{AK}}} \quad (7)$$

und nach Einsatz der Zahlen:

$$\eta_K = 0,578.$$

Die Untersuchung ergibt also, daß eine wesentliche Überlegenheit im Wirkungsgrad bei der Pufferbauart nicht zu erwarten ist.

An dieser Stelle ist wiederum ein Vergleich unserer Ermittlungen mit den Erfolgen der Praxis am Platze. Mit dem vorher errechneten Wirkungsgrad des Motorteils einer Freikolbenmaschine von 39,2% (Abbildung 9) ergibt sich für einen Freikolben-Motorkompressor der pufferlosen Bauart der Wirkungsgrad 0,22, für die Bauart mit Puffer 0,226.

Abbildung 22 zeigt die gemessenen Wirkungsgrade einer Anzahl von Freikolbenkompressoren; die angeschriebenen Zahlen geben Stufenzahl und Lieferdruck der Kompressoren an. Keine der Maschinen erreicht den errechneten Wirkungsgrad ganz; am nächsten kommt ihm ein Junkers-Kompressor mit 200 atü Lieferdruck, bei welchem, wie bereits eingangs erwähnt, in der letzten Zeit Fortschritte in Leistung und Wirkungsgrad erzielt worden sind. Eine weitere Steigerung nach den errechneten Werten hin erscheint mir möglich, vor allem durch Verringerung der Ventilwiderstände und Hochzüchtung der Kompressorkühlung.

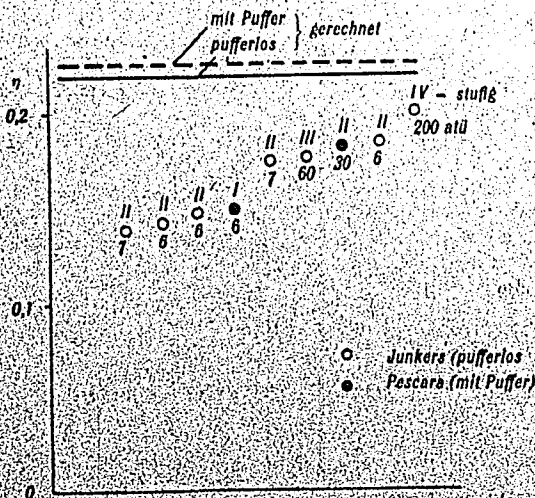


Abb. 22

Von Freikolbenkompressoren praktisch erreichte Wirkungsgrade

jedoch hat der Krieg die praktische Inangriffnahme derartiger Arbeiten bisher nicht erlaubt. In Abbildung 22 ist ein Güteunterschied zwischen den Bauarten mit und ohne Puffer nicht erkennbar.

Jetzt wenden wir uns der Betrachtung der Kreiselkompressoren zu. Am Wirkungsgrad dieser Maschinen ist — besonders durch die bereits erwähnten Arbeiten von Herrn v. d. Nüll bei der DVL — im letzten Jahrzehnt eine erhebliche Verbesserung erreicht worden. Nach den Veröffentlichungen [4, 5] ist ein auf die adiabatische Verdichtung bezogener innerer Wirkungsgrad von 79% erreicht worden. Diese Arbeiten wurden an ungekühlten Verdichtern durchgeführt; Parallelmessungen an gekühlten Kreiselverdichtern, wie wir sie für unseren Vergleich bräuchten, liegen nicht vor. Doch geben die erzielten Fortschritte uns wohl die Sicherheit, daß wir zum mindesten mit den in älterer Literatur

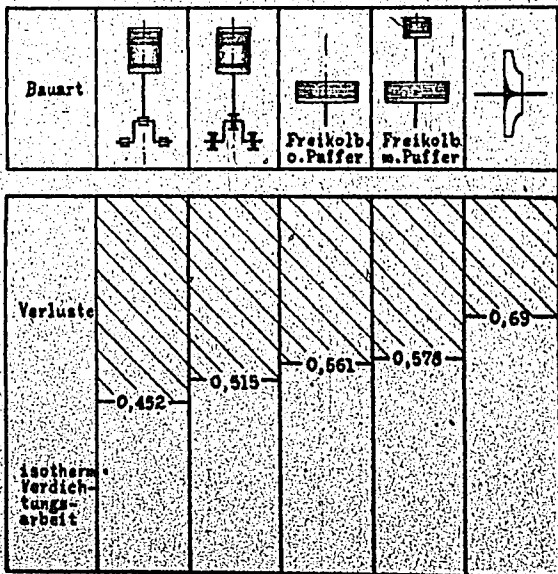


Abb. 23
Wirkungsgrade verschiedener Kompressorbauarten ($c = 6 \text{ m/sek}$)

auffindbaren Bestwerten rechnen dürfen. Die Hütte gibt als obere Grenze einen auf die isothermische Verdichtung bezogenen Wirkungsgrad von 0,69 (Hütte 1923, Bd II, S. 708) an, welchen wir den weiteren Betrachtungen zugrunde legen.

In Abbildung 23 sind nunmehr die Wirkungsgrade der verschiedenen Bauarten von Kompressoren zusammengestellt und in Abbildung 24 die Gesamtwirkungsgrade der wichtigsten Kombinationen von Zweitakt-Dieselmotoren und Kompressoren.

Hier haben wir den zweiten sinnfälligen Hinweis auf die Überlegenheit des Kreisellkompressors. Häufig begegnet man ungläubigen Blicken, wenn man behauptet, daß man mit Kreisellkompressoren bessere Wirkungsgrade erzielen könne als mit Kolbenkompressoren. Meist wird nämlich an einen Umstand nicht gedacht, welcher den Wirkungsgrad
















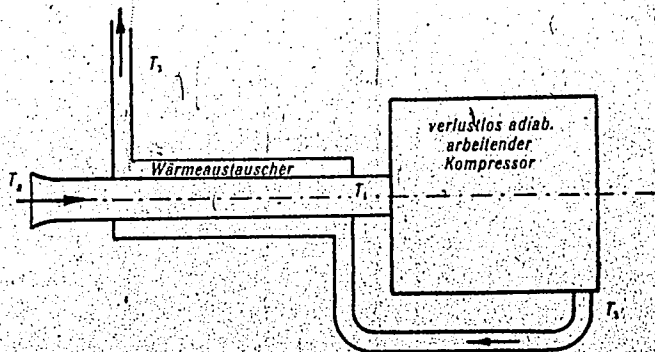
Motor					
Spül-pumpe					
Kompress.					
Verluste im Motor					
Verluste im Kompress.					
isotherm. Verdichtungsgrad	0,1535	0,198	0,223	0,26	0,272

Abb. 24

Wirkungsgrade von Motorkompressoren mit Zweitakt-Dieselmotor. ($c = 6$ m/sek)

eines Kolbenkompressors stark herabmindert: die Aufheizung der angesaugten Luft durch die warmen Wände des Arbeitsraums. Die Aufheizung wächst mit der Kolbengeschwindigkeit, da die Kühlung mit zunehmender Literleistung unwirksamer wird.

Man kann sich den Vorgang stark idealisiert so vorstellen, wie Abbildung 25 es zeigt. Eine einfache Überlegung sagt, daß durch den Wärmeaustausch zwischen gelieferter und angesaugter Luft eine Herabminde-



$$\eta_{ad} = \frac{T_2}{T_1}$$

Abb. 25

Eine der Verlustquellen des Kolbenkompressors in idealisierter Darstellung

rung des Wirkungsgrads auftritt. Bei einem ungekühlten Kolbenkompressor hat dieser Verlust allein schon die Größe von etwa 20%, und ihn durch Kühlung wesentlich herabzumindern, dürfte nur bei äußerst geringen, für Hochleistungsmaschinen untragbaren Kolbengeschwindigkeiten gelingen.

Damit sind wir zum Abschluß der Vorstudien an Kompressoren gelangt. Wir erkennen: Die besten Wirkungsgrade verspricht die Kombination Motor-Kreisellkompressor. Da wo der Kreisellkompressor wegen zu hoher Lieferdrücke oder zu kleiner Luftmengen nicht ausführbar ist, beginnt das große Gebiet, in welchem der Freikolbenkompressor über-

legen erscheint. Die Druckgaserzeugung für Turbinen- und Strahltriebwerke verlangt, wie wir sehen werden, verhältnismäßig kleine Drücke bei großen Gasemengen und gehört daher wahrscheinlich in den Rahmen der Kombination Kurbel-Motor-Kreisellkompressor hinein.

Wir untersuchen diese Frage jetzt eingehender, indem wir uns der Berechnung des

Wirkungsgrads von Druckgaserzeugern

zuwenden.

Den Kompressorteil eines Druckgaserzeugers läßt man im Gegensatz zu dem eines Motorkompressors ungekühlt, da jede Wärmeabfuhr die Energie des Druckgases, d. h. den Wirkungsgrad, herabmindert. Wirkungsgradmessungen am ungekühlten Versuchskompressor ergaben für die Maschine ohne Kurbeltrieb die unterste der in Abbildung 26. dargestellten Kurven.

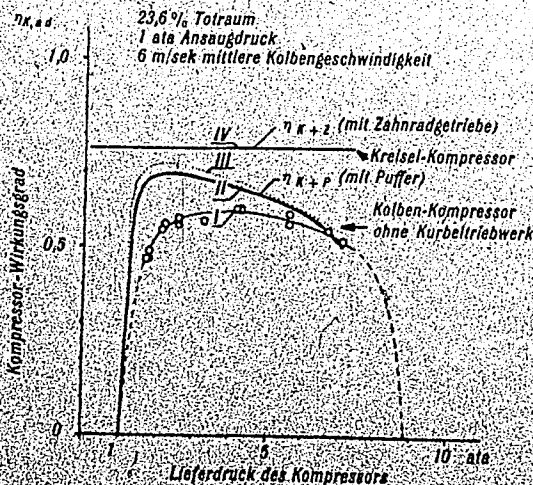


Abb. 26

Adiabatische Wirkungsgrade ungekühlter Kompressoren

Wegen des Fehlens der Kühlung ist der Wirkungsgrad sjungemäß auf die adiabatische Verdichtung bezogen; er ist also in unserem Falle definiert durch das Verhältnis

$$\eta_{Kad} = \frac{\text{zur adiabatischen Verdichtung erforderliche Arbeit}}{\text{an der Kolbenstange aufgewendete Arbeit}}$$

Der Totraum des Versuchskompressors betrug 23,6%, lag also nahe am kleinsten bei Freikolbenmaschinen ausführbaren Wert. Die Wirkungsgradkurve geht beim Druckverhältnis 1 durch Null, weil an dieser Stelle trotz fehlender Drucksteigerung ein Arbeitsaufwand zur Überwindung der Reibungs- und Ventilwiderstände erforderlich ist; ungefähr beim Druckverhältnis 8,8 geht sie wiederum durch Null, da bei der vorliegenden Totraumgröße die Förderung an dieser Stelle aufhört. — Konstruktive Überlegungen zeigten, daß durch Vergrößerung der Ventilquerschnitte eine wesentliche Verminderung des Ventilwiderstands, insbesondere bei kleinen Druckverhältnissen, möglich wäre. Es wurde auf rechnerischem Wege abgeschätzt, welchen Wirkungsgrad man durch Ventilvergrößerung bestenfalls erreichen dürfte und die Kurve III der Abbildung 26 gefunden. Nun erfordert, wie wir bereits vorher erörtert haben, der Freikolbenbetrieb bei der vorliegenden Totraumgröße im allgemeinen noch Anordnung eines Puffers, da die im Totraum des Kompressors gespeicherte Energie allein zur Erzeugung der Motorkompression nicht ausreicht. Die Voraussetzungen für die Bemessung des Puffers können in weiten Grenzen verschieden gewählt werden; der Pufferverlust wurde für günstig erscheinende Bedingungen errechnet und so die Kurve II der Abbildung 26 für den Wirkungsgrad des Kompressors einschließlich Puffer gefunden. Diese Kurve dürfte so ziemlich die oberste Grenze dessen darstellen, was mit dem Kolbenkompressor zu erreichen ist.

Über die mit ungekühlten Kreiselkompressoren erreichbaren Bestwerte hat Herr v. d. Null Angaben veröffentlicht [4, 5], aus denen hervorgeht, daß man einen inneren adiabatischen Wirkungsgrad von 79%, d. h. bei 3% Getriebeverlusten einen Gesamtwirkungsgrad von 76,5% erreichen kann. Die Erreichbarkeit dieses Wirkungsgrades ist vom Druckverhältnis weitgehend unabhängig, und daher ist der Wert von 76,5% für Kreiselkompressoren in Abbildung 26 als waagerechte Linie eingetragen.

Abbildung 27 gibt die Temperatur an, mit der die Luft den Kompressor verläßt, wenn keine Wärme nach außen verlorengeht und auch

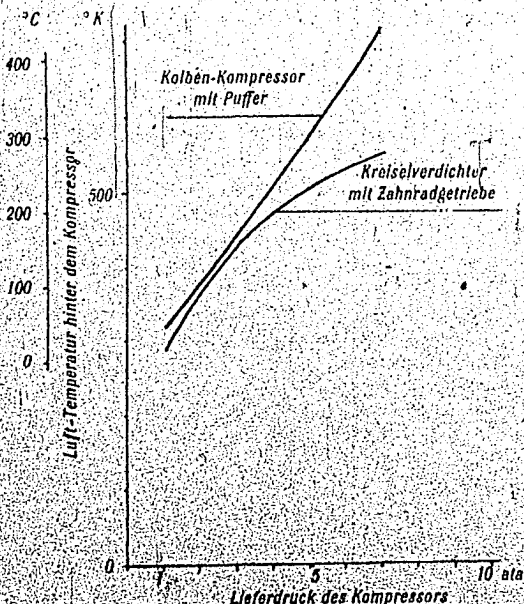


Abb. 27

Lufttemperatur hinter dem Kompressor

1 ata Ausgangsdruck, 15°C Ansaugtemperatur, keine Kühlung

der Puffer- bzw. Getriebeverlust der Luft als Wärme zuströmt. Die Temperatursteigerung ergibt sich unter diesen Voraussetzungen aus

$$\Delta T = \frac{\Delta T_{01}}{\eta_{K+P}} \quad (8)$$

Beim Durchströmen des Motors tritt ein Druckabfall, der Spülverlust, ein. Ausgedehnte experimentelle Untersuchungen über diese Größe, welche bei anderer Gelegenheit unternommen wurden, haben zu einer sehr einfachen Berechnungsweise für den Spülverlust geführt. Der bekannte Ausflußkoeffizient wird nämlich gleich einer Konstanten dividiert durch die Wurzel aus der absoluten Spüllufttemperatur. Die Konstante

ergibt sich aus den Konstruktionsdaten des Motors, der Kolbengeschwindigkeit und der Spülluftmenge. Im einzelnen liegen die Zusammenhänge folgendermaßen: Der Zylinder einer Gegenkolbenmaschine kann durch eine ständig offen gedachte Düse ersetzt werden, deren Querschnitt bei einer Maschine mit 6 m/sec Kolbengeschwindigkeit bei ausgeführten Maschinen im Mittel etwa 7,6% des Zylinderquerschnitts beträgt. Nimmt man für das Verhältnis

$$\frac{2c}{d} = \frac{\text{Länge des Laderaumes}}{\text{Durchmesser des Laderaumes}}$$

in Anlehnung an die baulichen Verhältnisse des Flugdieselmotors JUMO 206 den Wert 1,8 an, so erhält man für den Querschnitt der Ersatzdüse den Ausdruck

$$k (m^2) = 0,0475 V_L^{2/3} \quad (9)$$

worin V_L das Ladevolumen in m^3 ist.

Setzt man ferner als Hubvolumen des Zylinders das 1,4fache Ladevolumen und für die mittlere Kolbengeschwindigkeit 6 m/sec voraus, so kommt man auf ein sekundliches Spülluftgewicht von

$$G_{s,p} (\text{kg/sec}) = 4,53 k (m^2) \frac{P (\text{kg/m}^2)}{T (^\circ\text{K})} \quad (10)$$

worin P und T Druck und absolute Temperatur der Spülluft bedeuten. Nun ist aber nach der Ausflußgleichung auch

$$G_{s,p} = k \frac{\psi 4,43 P}{\sqrt{29,3 T}} \quad (11)$$

Gleichsetzung von (10) und (11) ergibt schließlich für den Ausflußkoeffizienten

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \sqrt{\left(\frac{P_N}{P_{s,p}}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{P_N}{P_{s,p}}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}}} = \frac{5,54}{\sqrt{T}} \quad (12)$$

Die Motorleistung wurde, wie bereits früher erwähnt, unter Voraussetzung von Gleichraumverbrennung und eines gewissen Verlustes der mit dem Brennstoff zugeführten Energie nach den IS-Diagrammen von Pflaum berechnet. Der Verlust an Energie, welcher in erster Linie an das Kühlwasser fließt, wurde bei höherem Ladedruck kleiner eingeschätzt als bei niedrigem. Der Grund dafür geht aus Abbildung 28 hervor.

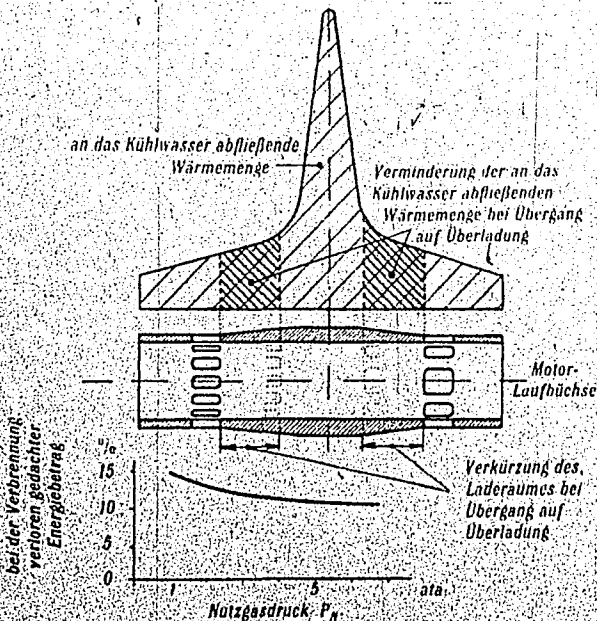


Abb. 28
Wärmeabfluß an das Kühlwasser

Die obere Kurve gibt die ungefähre Intensität der Wärmeabgabe an das Kühlwasser, aufgetragen über der Laufbüchse eines nicht überladenen Motors, an. Will man den Motor bei gleicher Leistung und gleichem Zünddruck überladen betreiben, so muß man den Laderaum der Laufbüchse im Verhältnis der Ladedichten verkürzen, so daß ein Stück des Wärme abgebenden Zylindermantels fortfällt. Abbildung 28 zeigt in seinem unteren Teil die auf diese Weise geschätzte Veränderlichkeit des Energieverlustes in Abhängigkeit vom Ladedruck.

Auch die Vorauspufflinie des Motordiagramms wurde rechnerisch ermittelt. Verlängerte Expansion wurde nicht in Betracht gezogen. Sie brächte zwar eine Wirkungsgradverbesserung, und ihre Anwendung wäre

empfehlenswert, sofern die damit verbundene räumliche und gewichtliche Aufblähung der Maschine nicht dagegen spricht, doch käme sie allen Bauarten zugute, so daß sie bei unserer Vergleichsbetrachtung fortgelassen werden kann.

Da der Wirkungsgrad des Motors auch vom chemischen Luftüberschuß abhängt, wurde die Berechnung für drei verschiedene Luftgehalte des Verbrennungsgases durchgeführt.

Es wurde einmal ein Freikolbenmotor, zum andernmal ein Kurbelmotor mit Gleitlagern betrachtet. Für den Verlustmitteldruck des Freikolbenmotors wurde, wie bereits früher, der Wert 0,26 atü eingesetzt, welcher wegen der geringen Veränderlichkeit des Gleitbahnendrucks als konstant

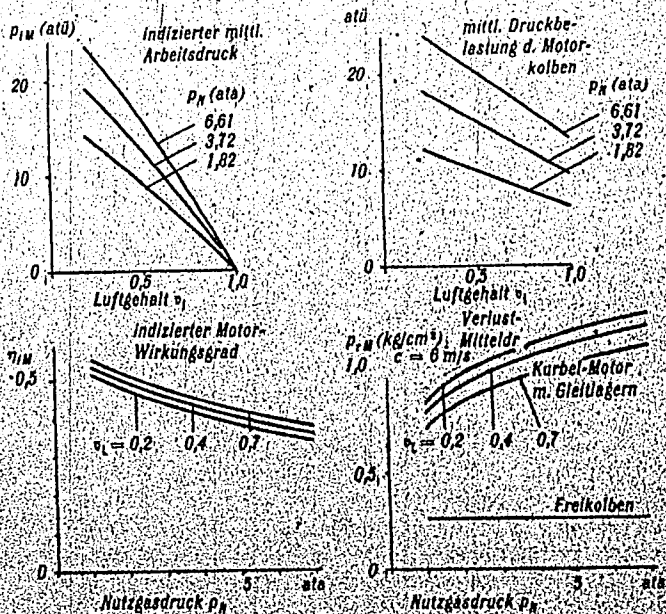


Abb. 29
Motorkennwerte ($c = 6$ m/sek)

angenommen wird; für den Kurbelmotor werden die entsprechenden Werte der vorher gezeigten Abbildung 8 entnommen. Die gefundenen Motorkennwerte sind in Abbildung 29 zusammengetragen.

Abbildung 30 zeigt schließlich den effektiven Motorwirkungsgrad in Abhängigkeit vom Nutzgasdruck und vom Luftgehalt der Verbrennungsgase.

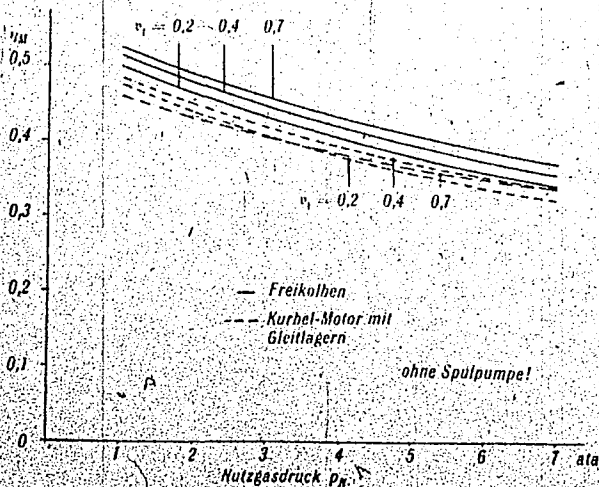


Abb. 30
Effektiver Motorwirkungsgrad ($c = 6 \text{ m/sack}$)

Die auf den ersten Blick ungewöhnlich erscheinende Höhe des Wirkungsgrades beim nicht überladenen Motor erklärt sich daraus, daß das normalerweise vorhandene Spülgebläse ja hier fehlt.

Nunmehr können Generatorwirkungsgrad und Nutzgastemperatur berechnet werden. Bisher und weiterhin wird vorausgesetzt, daß das Hubvolumen das 1,4fache des Ladevolumens, das Spülluftvolumen das 1,5fache des Hubvolumens ist. Die Berechnung nimmt folgenden Verlauf:

1. Annahme des Drucks p_N hinter dem Spülluftkompressor,
2. Ermittlung der Spültemperatur nach Gleichung (8),

3. Ermittlung des Spülverlustes und damit des Nutzdrucks p_N nach Gleichung (12),
4. Ermittlung der je kg Frischluftladung des Motors verbrannten Brennstoffmenge bei dem gewählten Luftgehalt des Verbrennungsgases mit Hilfe der Tafel 13 von Pfau [6],
5. Ermittlung des Hubvolumens für einen Motor mit 1 kg Frischluftladung aus Spültemperatur und Nutzdruck nach

$$V_h = 1,4 V_L = 1,4 \frac{29,3 T_{sp}}{p_N}, \quad (13)$$

6. Ermittlung der effektiven Motorarbeit je Hub aus der je Hub zugeführten Brennstoffmenge und dem effektiven Motorwirkungsgrad nach Abbildung 30,
7. Ermittlung des Spülluftgewichts nach

$$G_{sp} = 1,5 \cdot 1,4 \frac{p_{sp}}{p_N}, \quad (14)$$

8. Ermittlung des Arbeitsaufwands je Hub für die Verdichtung der Spülluft mit Hilfe des Kompressorwirkungsgrads nach Abbildung 26,
9. Ermittlung der je Hub noch übrigbleibenden, vom Motor gelieferten Arbeit durch Subtraktion der unter 6. und 8. gefundenen Werte,
10. Ermittlung des Restluftgewichts, welches durch die unter 9. gefundene Überschubarbeit noch auf den Nutzdruck verdichtet werden kann, unter Voraussetzung des Kompressorwirkungsgrads nach Abbildung 26,
11. Ermittlung der Nutzgastemperatur nach

$$T_N - T_s = \frac{Q}{G_N c_{p,m}}, \quad (15)$$

worin Q die je Hub im Brennstoff zugeführte Energie ist abzüglich des bei der Berechnung des Motordigramms angenommenen Verlustes nach Abbildung 28 und des Reibungsverlustes an Motor Kolben und Triebwerk. (Diese Annahme ist willkürlich. Man kann u. U. diese oder einen Teil dieser Verlustwärmen auch noch dem Nutzgas zukommen lassen).

12. Ermittlung des adiabatischen Wärmegefälles des Nutzgases,
13. Ermittlung des Generatorwirkungsgrads η_g aus dem adiabatischen Wärmegefälle des Nutzgases und der mit dem Brennstoff zugeführten Energie.

In Abbildung 31 oben sind für die beiden Bauarten Freikolbenmaschine und Kreiselkompressor mit Kurbelmotor die Generatorwirkungsgrade in Abhängigkeit vom Luftgehalt des Verbrennungsgases und vom Nutzgasdruck aufgetragen. Man erkennt ein flaches Maximum in der Gegend des Luftgehalts 0,4, welcher demnach allen weiteren Betrachtungen fortan zugrunde gelegt ist. Der untere Teil der Abbildung 31 zeigt die geringe Abhängigkeit der Nutzgastemperatur vom Luftgehalt.

Freikolben $c = 6 \text{ m/sek}$ Kreiselkompr. + Kurbelm.
Generator-Wirkungsgrade

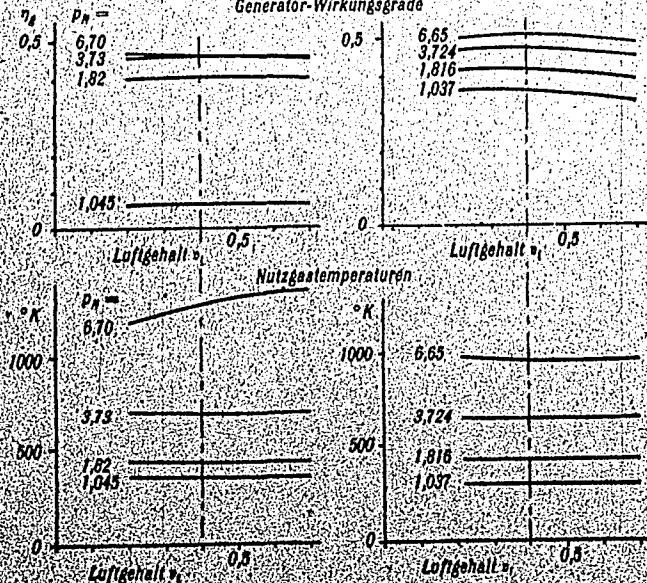


Abb. 31
Generatorwirkungsgrad und Nutzgastemperaturen

Abbildung 32 stellt den Generatorwirkungsgrad und die Nutzgastemperatur der Freikolbenbauart dar. Der gestrichelte Teil der Kurven hat keine Bedeutung mehr, da in diesem Gebiet das Restluftgewicht unter Null liegt, d. h. der Motor nicht mehr in der Lage ist, seine eigene Spül-luft zu verdichten. In der Abbildung sind die besten Wirkungsgrade und die zugehörigen Temperaturen eingetragen, welche bei einer vom Institut von Herrn Kamm vorgenommenen Untersuchung eines Freikolben-Druckgaserzeugers von Pescara festgestellt wurden. Man erkennt, daß die berechnete Wirkungsgradkurve nicht ganz erreicht worden ist und die Nutzgastemperatur entsprechend auch höher liegt, als die Rechnung ergibt. Eine Ursache kann man u. a. darin vermuten, daß die Pescarabauart gewisse Getriebeverluste hat, da sie zur Synchronisierung

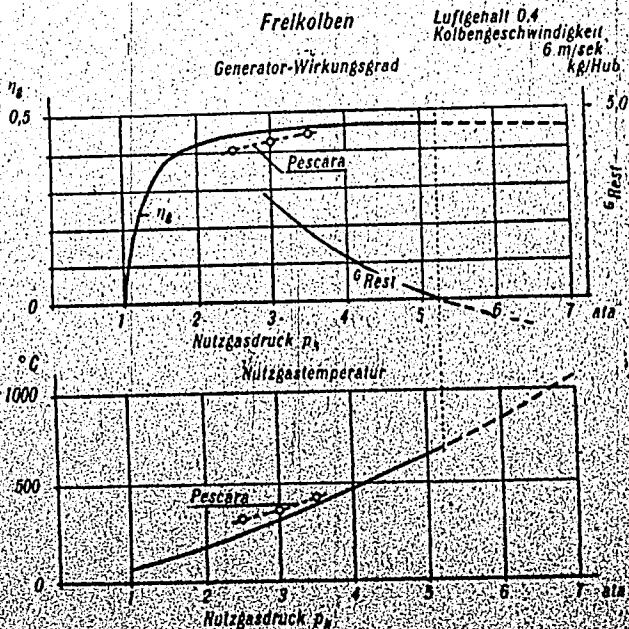


Abb. 32

Generatorwirkungsgrad und Nutzgastemperatur der Freikolbenbauart

der beiden gegenläufigen Kolben acht kraftübertragende, schwingende Pleuel benutzt; die Tendenz der Pescarapunkte deutet ferner darauf hin, daß der Kompressoranteil dieses Generators nicht ganz den von uns in die Rechnung eingesetzten Wirkungsgrad hat.

In Abbildung 33 sind Wirkungsgrade und Nutzgastemperaturen der beiden betrachteten Bauarten nebeneinander gezeichnet. Man ist zunächst überrascht davon, daß trotz der früher gefundenen wirkungsgradmäßigen Überlegenheit eines Kreiselkompressors gegenüber einem Kolbenkompressor die Generatorwirkungsgrade beider Bauarten, abgesehen von dem Gebiet kleiner Nutzgasdrücke, so dicht beieinander liegen. Dieses Ergebnis erklärt sich teils aus dem größeren Verlustmitteldruck

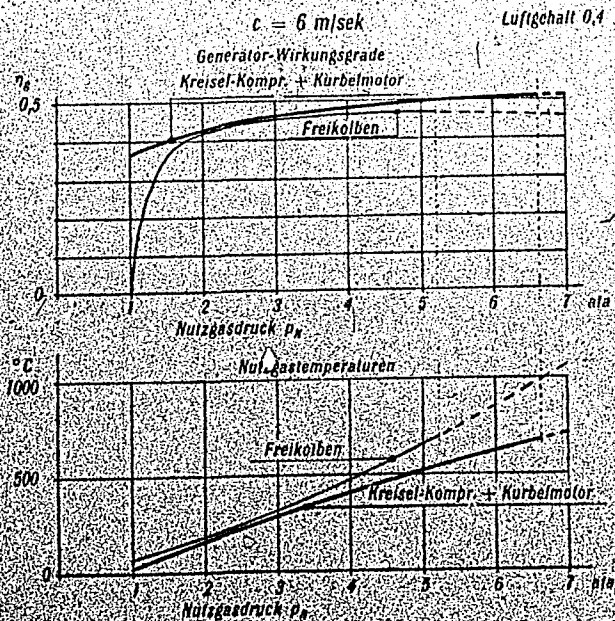


Abb. 33
Wirkungsgrad- und Temperaturvergleich

des Kurbelmotors, teils daraus, daß ein Teil der bei normalen Motoren und Kompressoren als Verluste zu buchenden Wärmemengen beim Druckgaserzeuger infolge ihrer temperaturerhöhenden, d. h. volumenvergrößernden Wirkung, wenn auch nicht mit ihrem vollen Energiewert, so doch merklich gewinnbringend in Erscheinung treten. Gewisse Überlegenheiten weist die Bauart mit Kreiselkompressor darin auf, daß sie bei höheren Nutzdrücken kälteres Gas liefert und überhaupt höhere Nutzdrücke zu erreichen gestattet als die Freikolbenbauart. Die Grenze, bei welcher der Motor eben noch imstande ist, seine Spülluft zu verdichten, liegt bei der Freikolbenbauart in der Gegend von 5,2 ata Nutzgasdruck und 700° C Nutzgastemperatur, während sie bei der Bauart mit Kreiselkompressor auf 6,65 ata hinaufrückt, ohne daß die Temperatur 700° C übersteigt.

Eine stärkere Überlegenheit der Bauart mit Kreiselkompressor tritt schon zu Tage, wenn man den Schub berechnet, welchen man durch Ausströmen aus einer Schubdüse mit dem Nutzgas erzeugen kann, denn man erzielt bei gleicher verfügbarer Nutzenergie, wenn die Gasmenge groß und die Temperatur niedrig ist, einen größeren Schub als im umgekehrten Fall. Der theoretische sekundliche Brennstoffverbrauch je kg Düsen Schub bei ruhendem Strahlgerät errechnet sich wie folgt:

Schub:

$$S \text{ (kg)} = \frac{G_N \text{ (kg/sec)}}{g \text{ (m/sec}^2\text{)}} \cdot c_0 \text{ (m/sec)} \quad (16)$$

Austrittsgeschwindigkeit:

$$c_0 \text{ (m/sec)} = \sqrt{2g \text{ (m/sec}^2\text{)} L_{st} \text{ (mkg/kg)}} \quad (17)$$

Sekundlicher Brennstoffaufwand:

$$B \text{ (g/sec)} = \frac{G_N \text{ (kg/sec)} L_{st} \text{ (mkg/kg)}}{4270 \eta_v} \quad (18)$$

Sekundlicher Brennstoffverbrauch je kg Düsen Schub:

$$\frac{B \text{ (g/sec)}}{S \text{ (kg)}} = \frac{1}{4270 \eta_v}$$

$$\sqrt{\frac{1}{2g \text{ (m/sec}^2\text{)}} \frac{\gamma}{\gamma - 1} R \left(\frac{\text{mkg}}{^\circ\text{K}} \right) T_N \text{ (}^\circ\text{K)} \left[1 - \left(\frac{P_d}{P_N} \right)^{\frac{\gamma - 1}{\gamma}} \right]} \quad (19)$$

Die Kurvendarstellung in Abbildung 34 zeigt, daß die Bauart mit Kreiselkompressor in weiten Gebieten geringere Brennstoffverbräuche verspricht. Noch weiter aber steigert sich ihre Überlegenheit, wenn auf die besonderen Erfordernisse des extremen Leichtbaus, wie das Flugwesen sie aufstellt, gebührende Rücksicht genommen wird! Bisher haben wir Maschinen mit nur 6 m/sek Kolbengeschwindigkeit betrachtet, weil nur für solche Maschinen praktisches Vergleichsmaterial vorlag. Diese Kolbengeschwindigkeit ist aber für Hochleistungstriebwerke aus Raum- und Gewichtsgründen viel zu klein. Steigert man sie auf das Doppelte, so übt das beim Generator mit Kreiselkompressor einen sehr wesentlichen Einfluß auf Wirkungsgrad und Nutzgastemperatur nicht aus, bei der Freikolbenbauart dagegen ist eine beträchtliche Verschlech-

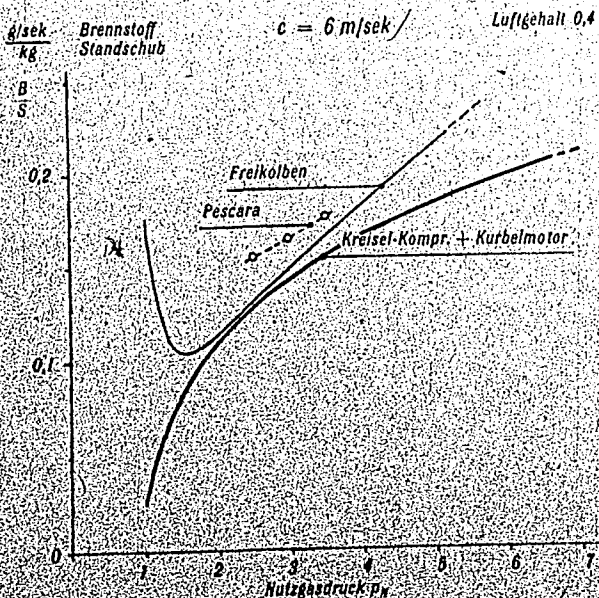


Abb. 34
Sekundärer Brennstoffverbrauch je kg Standschub

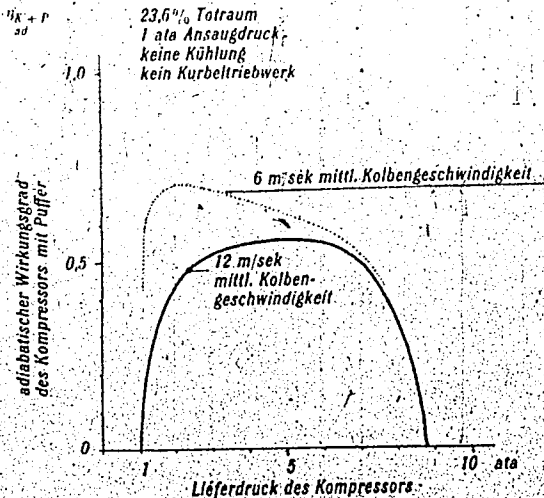


Abb. 35

Wirkungsgradverlust des Kurbelkompressors bei Steigerung der Kolbengeschwindigkeit

terung zu erwarten, wenn es nicht gelingt, durch neue konstruktive Mittel die Ventilquerschnitte des Kompressorteils entscheidend zu vergrößern. Sinkt der Wirkungsgrad des Kolbenkompressors, wie zu befürchten ist, auf die in Abbildung 35 dargestellten Werte ab, so fällt der Vergleich schon wesentlich stärker zugunsten der Bauart mit Kreisverdichter aus, wie aus den Abbildungen 36 und 37 hervorgeht.

Damit wäre ich am Ende meines eigentlichen Themas angelangt. Es bleibt noch die Frage zu beantworten: Lohnt denn die Verfolgung solcher Gedankengänge? Welches wären denn die Aussichten bei einer Anwendung auf die Praxis des Fluges? — Es berührt zunächst sympathisch, daß ein aus Kreisverdichter und Kurbelmotor zusammengesetztes Triebwerk eine sehr enge Verwandtschaft mit dem altbewährten Luftschraubentriebwerk aufweist, ja, den unmittelbaren organischen Anschluß daran darstellt. Bei der Anwendung des Druckgas-

$c = 12 \text{ m/sek}$
 Generator-Wirkungsgrade

Luftgehalt 0,4

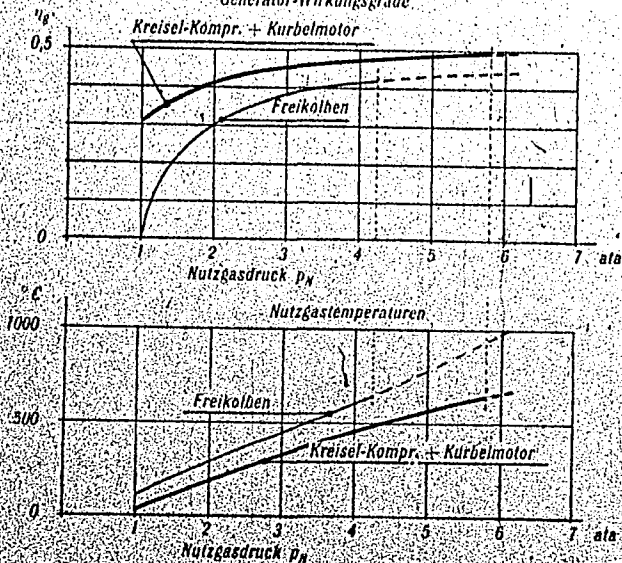


Abb. 36

Wirkungsgrad- und Temperaturvergleich bei erhöhter Kolbengeschwindigkeit

erzeugers in einem Strahltriebwerk brauchen die hochgespannten Abgase des Motors und die über die Spilluftmenge hinaus noch verdichtete Restluft nicht unbedingt vermischt, sondern sie können (ganz oder teilweise) in getrennten Düsen ausgeblasen werden, wobei auch keine Druckgleichheit zwischen Abgas und Restluft zu bestehen braucht. Unter diesem Gesichtswinkel tritt, wie Abbildung 38 zeigt, der organische Zusammenhang zwischen Triebwerken der gebräuchlichen und der heute erorterten Bauart ganz eindeutig hervor.

Dem einzelnen Triebwerksorganen ist ein lediglich quantitativ veränderter Tätigkeitsbereich zugewiesen.

$\frac{g}{\text{sek}}$ $\frac{\text{Brennstoff}}{\text{Standschub}}$ $c = 12 \text{ m/sek}$ $\text{Luftgehalt } 0,4$

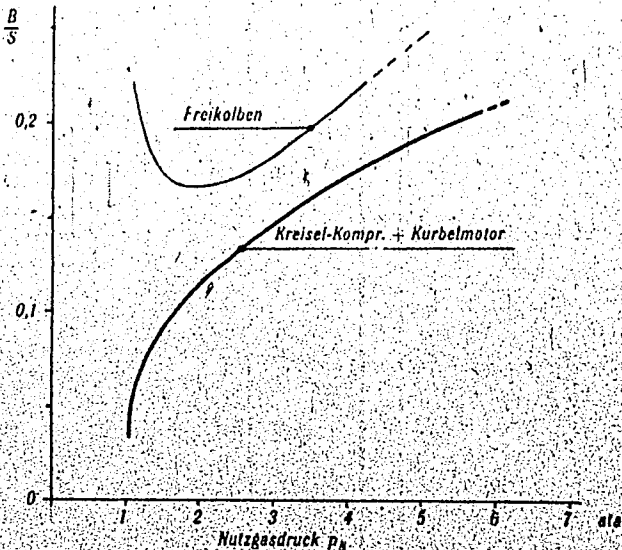


Abb. 37

Standschubverbrauch bei erhöhter Kolbengeschwindigkeit

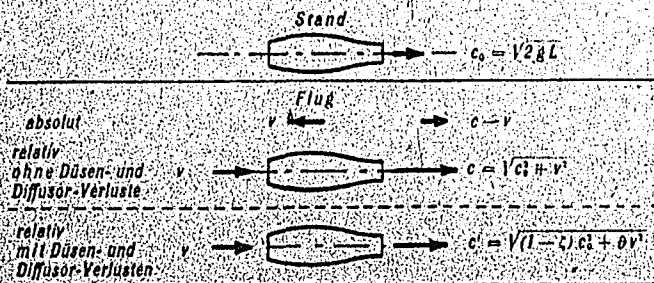
Abgesehen von diesem — entwicklungs-technisch gesehen — vorteilhaften Zusammenhang ergibt auch eine Betrachtung über die ungefähre Höhe der zu erwartenden Brennstoffverbräuche ein durchaus erfreuliches Bild. Die eingehende Durchführung einer solchen Betrachtung würde freilich eine weitere umfangreiche Erörterung erfordern; eine rohe Vorstellung können wir uns aber auch durch einen vereinfachten Ansatz verschaffen, für welchen die Unterlagen in Abbildung 39 zusammengetragen sind. Zunächst betrachten wir einen Fall ohne Düsen- und Diffusorverluste. Im Strahlgerät wird eine je kg Luftdurchsatz

Es stehen einander gegenüber:

im gebräuchlichen Luftschraubentriebwerk	im Strahltriebwerk aus Kreiselkompressor und Kurbelmotor.
Spülgebläse	Spülluftkompressor
Motor (normal)	Motor (überladen)
Luftschraube	Restluftkompressor
Abgas-Strahl (normal)	Abgas-Strahl (Hochdruck)

Abb. 38

Organische Entwicklung aus dem Luftschraubentriebwerk



Schub-Beiwert für
nicht erweiterte Düse

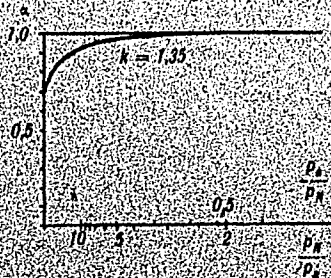


Abb. 39

Betrachtung zum Strahlwirkungsgrad

konstant gehaltene Brennstoffmenge verbrannt. Bei ruhendem Gerät tritt das Gas mit der Geschwindigkeit c_0 aus der Schubdüse aus, seine Energie ist $\frac{m c_0^2}{2}$.

Bei einem mit der Geschwindigkeit v angeblasenen Strahlgerät tritt das Gas mit einer Geschwindigkeit c aus, für welche sich aus der Bedingung der Energiegleichheit ergibt:

$$c^2 = c_0^2 + v^2, \quad (20)$$

Für das bewegte Strahlgerät ist die im Gerät zugeführte Energie:

$$\frac{m c_0^2}{2}, \quad (21)$$

die im Strahl infolge seiner absoluten Geschwindigkeit noch vorhandene, also verlorene Energie:

$$\frac{m (c - v)^2}{2}, \quad (22)$$

also die an das Flugzeug abgegebene Energie:

$$\frac{m}{2} [c_0^2 - (c - v)^2], \quad (23)$$

Damit ergibt sich der Strahlwirkungsgrad ohne Düsen- und Diffusorverluste zu

$$\eta_s = \frac{2v}{c_0} \left(\sqrt{1 + \frac{v^2}{c_0^2}} - \frac{v}{c_0} \right). \quad (24)$$

Nun stellen sich in Wirklichkeit verschiedene Verluste ein.

1. Der Verlust an Strahlgeschwindigkeit, welcher dadurch zum Ausdruck kommt, daß von dem zur Verfügung stehenden Wärmegefälle der Bruchteil ζ nicht zur Ausnutzung gelangt. Es ist also die Austrittsgeschwindigkeit aus dem ruhenden Gerät

$$c_1 = c_0 \sqrt{1 - \zeta}, \quad (25)$$

2. Der Diffusorverlust. Beim angeblasenen Gerät muß die Geschwindigkeitsenergie der austromenden Luft in einem Diffusor in Druck umgesetzt werden. Dabei tritt ein Verlust auf, so daß das Wärmegefälle hinter dem Diffusor nur den Bruchteil δ der

Anblasenergie beträgt. Die Austrittsgeschwindigkeit beim angeblasenen Gerät ist also:

$$c' = \sqrt{c_s^2 + \theta v^2} = \sqrt{c_s^2 (1 - \zeta) + \theta v^2}. \quad (26)$$

3. Der Schubverlust infolge Nichterweiterung der Düse. Dieser Verlust tritt nur bei überkritischer Ausströmung auf. Es ist bekannt, daß bis zu ziemlich hohen Druckverhältnissen hinauf eine nicht erweiterte Düse einen nur wenig geringeren Schub ausübt als eine erweiterte. Die Erklärung für diese Erscheinung liegt in dem auf der Düsenöffnung lastenden kritischen Mündungsdruck. Abbildung 39 zeigt unten den zur Auswirkung kommenden Bruchteil α des theoretisch erreichbaren Schubes, für welchen gilt:

$$\alpha = \frac{2\psi_{\max} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} + \left(\frac{2}{\kappa+1}\right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \frac{p_a}{p_N}}}{2\psi_{\max} \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[1 - \left(\frac{p_a}{p_N}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right]}}. \quad (27)$$

Der beschriebene Umstand kommt aus zwei Gründen sehr zustatten: Die Düse ist für jedes Druckverhältnis passend, und da sie kurz ist, wird der Verlust ζ klein.

Der Düsen Schub beträgt also

$$S' = \alpha m c'. \quad (28)$$

Der Widerstand des Diffusors ist

$$S'' = m v. \quad (29)$$

Der Schub des ganzen Geräts ist somit

$$S = S' - S'' = m (\alpha c' - v) \quad (30)$$

und die Schubleistung des bewegten Geräts

$$S v = m v (\alpha c' - v). \quad (31)$$

Die zugeführte Leistung ist wie bisher

$$m \frac{c_s^2}{2}. \quad (21)$$

Damit wird der Strahlwirkungsgrad mit Düsen- und Diffusorverlusten

$$\eta_s = \frac{2v}{c_0} \left(\alpha \sqrt{(1-\zeta) - \vartheta \frac{v^2}{c_0^2} - \frac{v}{c_0}} \right) \quad (32)$$

Die Beiwerte α , ζ und ϑ sind bei weitem keine Konstanten, sie sind vielmehr den verschiedensten Einflüssen unterworfen, deren Untersuchung aber nicht Zweck des vorliegenden Vortrags ist. Wir setzen daher, um unser rohes Bild zu erhalten,

$$\alpha = 0,97 \quad \vartheta = 0,8 \quad \zeta = 0,05$$

und erhalten damit die untere Kurve der Abbildung 40 als rohe, vorläufige Kurve des Strahlwirkungsgrades, aufgetragen in Abhängigkeit vom Verhältnis der Fluggeschwindigkeit zur theoretischen Ausblasegeschwindigkeit im Stand.

Der auf die Schubleistung des Flugzeugs bezogene Gesamtwirkungsgrad ist nunmehr zu ermitteln aus

$$\eta_{\text{Schub}} = \eta_g \eta_s \quad (33)$$

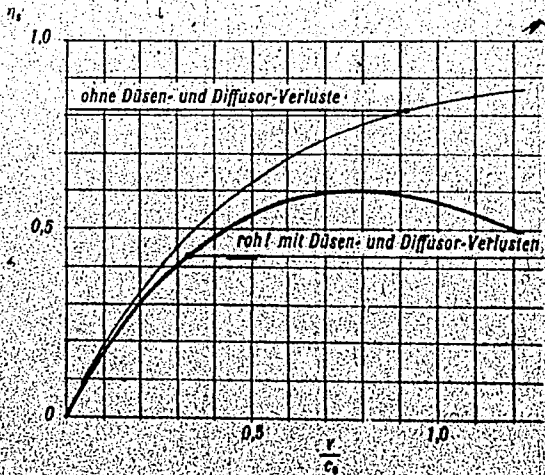


Abb. 40
Strahlwirkungsgrade

Abbildung 41 zeigt die auf diese Weise errechneten rohen Verbrauchskurven in g/PS h beim Flug in Bodennähe bezogen auf die Schubleistung des Flugzeugs. Der Berechnung sind aus Kreisellkompressor und Kurbelmotor bestehende Druckgaserzeuger von 12 m/sec Kolbengeschwindigkeit mit verschiedenen Standnutzgasdrücken zugrunde gelegt. Die Hüllkurve gibt das bei der betreffenden Fluggeschwindigkeit erreichbare Optimum an. Um einen gefühlmäßigen Anhaltspunkt dafür zu erhalten, in welcher Größenordnung wohl die Korrekturen liegen können, welche eine genauere Berücksichtigung der Verlustbeiwerte α , ζ und ϑ mit sich brächte, ist in Abbildung 42 neben die Hüllkurve aus der vorigen Abbildung auch die für den Strahl ohne Düsen- und Diffusorverluste gezeichnet. Die Abbildung enthält ferner die mit einer Luftschraube

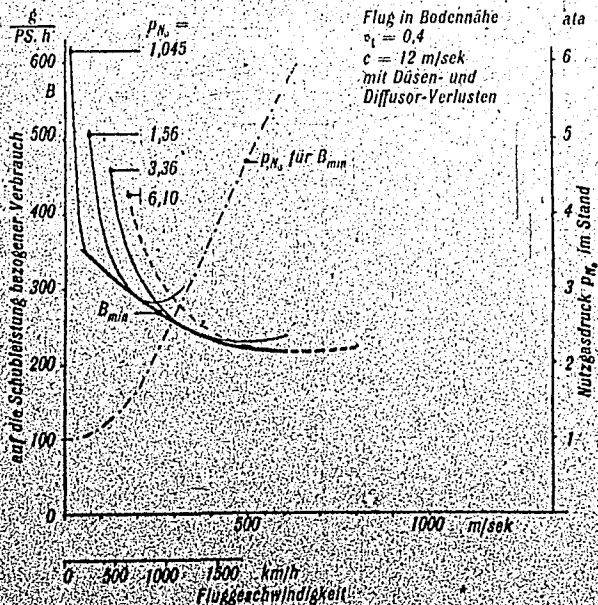


Abb. 41

Rohe Kurven über zu erwartende Brennstoffverbräuche

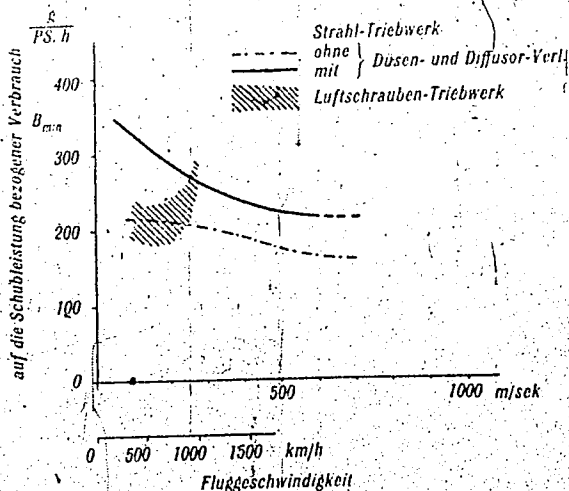


Abb. 42

Roher Vergleich von Brennstoffverbräuchen

praktisch erreichbaren Verbräuche und zeigt, wie das Strahltriebwerk in der Nähe der Schallgeschwindigkeit das Luftschraubentriebwerk ablösen könnte. In Abbildung 43 sind schließlich dieselben Zusammenhänge noch einmal in anderer Form dargestellt, indem der erzielbare Schub einmal bei konstantem Brennstoffverbrauch je Zeiteinheit, zum andernmal bei konstantem Brennstoffverbrauch je Wegeinheit aufgezeichnet ist; auch hier treten die Überschneidungsgebiete zwischen Luftschrauben- und Strahltriebwerk deutlich hervor.

Meine Herren! Erörterungen über Wirkungsgrade verwickelter Maschinenkombinationen fußen stets auf Voraussetzungen, von denen mindestens ein Teil nicht absolut feststeht, sondern aus gewissen Annahmen über zahlreiche konstruktiv und verfahrensmäßig bedingte Variable hervorgeht. Es ist nicht immer leicht, sich Klarheit darüber zu verschaffen, welche Bedingungen besonders wichtig, einflußreich und daher

Konstanter Brennstoff-Verbrauch

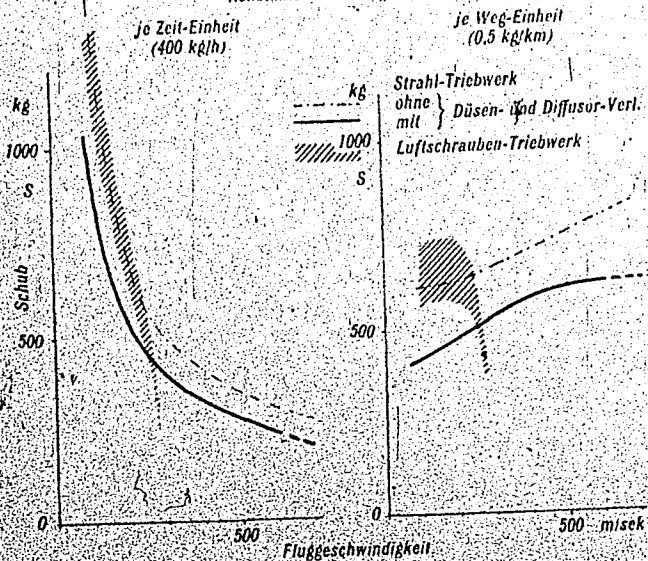


Abb. 43
Rohrer Schubvergleich

eingehend zu untersuchen sind und welche nur geringerer Beachtung wert sind. Durch zahlreiche Durchrechnungen unter immer wieder veränderten Voraussetzungen und vor allem durch den Vergleich mit möglichst vielen praktischen Ergebnissen kann man sich aber an ein wahrscheinliches Bild der Dinge heranarbeiten. Von diesem Gesichtswinkel aus möchte ich das Ergebnis der vorliegenden Arbeit wie folgt zusammenfassen:

Es ist äußerst wahrscheinlich, daß ein aus Kreisellkompressor und Kurbelmotor bestehender Druckgaserezeuger wirkungsgradmäßig gesehen den Vorzug verdient vor jeder Bauart, welche einen Kolbenkompressor benutzt, einschließlich der Freikolbenbauart. Bei extremem Leichtbau mit seinen hohen Kolbengeschwindigkeiten dürfte die Überlegenheit des

Kreiselkompressors besonders deutlich hervortreten. Daß auch konstruktive Überlegungen für die erstgenannte Bauart sprechen (Luftmengen, Drucke, Gewichte, Regelfragen, Geräuschfragen), sei hier nur nebenbei erwähnt. — Die errechnete absolute Höhe der Wirkungsgrade dürfte bei aller Dehnbarkeit der Voraussetzungen wenigstens annähernd richtig gefunden sein, und kein mir bekanntes Beispiel der Praxis deutet darauf hin, daß etwa höhere Werte erwartet werden könnten. — Es drängen sich nunmehr zahllose Fragen auf über räumliche Anordnung und Größe des Triebwerks, Regelung, Kühlung, Start, Höhenanpassung usw. Bevor aber diese Punkte in Angriff genommen werden, wäre es nützlich, die Wirkungsgradaussichten mit denen von Strahltriebwerken grundsätzlich anderer Bauart, z. B. solcher, welche nur aus Kreiselmaschinen bestehen, zu vergleichen. Dazu die Gelegenheit zu geben, ist der Zweck meiner hiermit vorgelegten Arbeit.

Schrifttum

- [1] Ullmann, Dt. Kraftfahrtforschg, Techn. Forschungsber., Zwischenber. Nr. 91 S. 61 ff.
- [2] Ullmann, Dt. Kraftfahrtforschg H. 34.
- [3] Ullmann, ATZ (1939) H. 14 S. 397 ff.
- [4] v. d. Nüll, Z. VDI (1941) Nr. 51/52 S. 981 ff.
- [5] v. d. Nüll, Z. VDI (1941) Nr. 37/38 S. 763 ff.
- [6] Pfbaum, IS-Diagramme für Verbrennungsgase. 1932.
- [7] Bock, Die gegenläufige Luftschraube und ihre Bedeutung für den Schnellflug. Schr. d. Dt. Akad. d. Luftfahrtforschg (1941) H. 45.

Aussprache

Betz: Ich habe eine Frage, die sich auf den ersten Teil des Vortrags bezieht. Das Gerät dient in der Form, wie es uns geschildert wurde, zur Erzeugung von Druckluft. Kann man nun das gleiche Verfahren auch zur Erzeugung von Druckwasser oder Drucköl anwenden? Das hat ja zunächst wohl seine Schwierigkeiten, weil diese Flüssigkeiten nicht elastisch sind und daher die Rückführung der Kolben nicht übernehmen können. Aber man könnte ja außerdem noch einen Windkessel vorsehen, der die nötige Elastizität gibt. Sind in dieser Richtung schon Überlegungen oder Konstruktionen gemacht worden?

Neugebauer: Professor Junkers hat vor Jahren versucht, die Freikolbenmaschine auch als Wasserpumpe anzuwenden. Er versuchte, den Totraum der Pumpe von dem eigentlichen Förderraum durch elastische Mittel zu trennen, was aber — da es entsprechend haltbare elastische Mittel (Gummimembranen) nicht gibt — praktisch nicht zum Ziele führte. Man könnte aber mit Puffern arbeiten, indem man den rückführenden Teil ganz getrennt von der Pumpe mit besonderem Kolben ausbildet, welcher nichts anderes zu tun hat, als in einem Gaskissen Energie zu speichern.

Betz: So hatte ich es mir auch ungefähr vorgestellt. Ich wollte nur gerne wissen, ob es schon so etwas gibt?

Neugebauer: Man wird beim Durchdenken derartiger Maschinen auf Schwierigkeiten stoßen wegen der großen Beschleunigungen, welche dadurch entstehen, daß die Maschinen keine Triebwerks- und Schwungmassen haben. Bei einer Freikolbenmaschine mit 115 mm Durchmesser der Motorkolben tritt z. B. etwa die 600fache Erdbeschleunigung im inneren Umkehrpunkt auf. Das führt bei Wasserpumpen zu recht bedenklichen Massenkraften.

Oestrich, Berlin (als Gast): Herr Neugebauer hat in seinem Vortrag dem Freikolbenmotor mit Kolbenverdichter ein Kurbeltriebwerk mit radialem Schleuderverdichter gegenübergestellt und kommt dabei zu dem Ergebnis, daß die Verbindung Kurbelmotor mit Radialverdichter die günstigste ist. Dies Ergebnis würde noch stärker hervortreten, wenn man statt des Radialverdichters mit einem Wirkungsgrad von rund 75% einen Axialverdichter wählen würde, dessen Wirkungsgrade je nach Ausführung zwischen 80 und 90% liegen.

Unter der Bezeichnung Hochdruck-Brennkammer, die Herr Neugebauer für ein Triebwerk gewählt hat, bei dem der Motor an Stelle einer Luftschraube einen Verdichter antreibt, der seine Luft nach rückwärts ausstößt, habe ich mir vor der Sitzung ganz etwas anderes vorgestellt, und ich glaube, daß es vielen anderen Herren ebenso gegangen ist. Ich möchte deshalb darauf aufmerksam machen, daß für diese Triebwerke schon seit längerer Zeit die Bezeichnung ML-Triebwerk (Motor-Luftstrahl-Triebwerk) eingeführt worden ist, und daß in der Akademie-Sitzung vom Januar 1941 u. a. auch von mir schon einmal über Untersuchungen an derartigen Triebwerken berichtet worden ist.

Unsere Untersuchungen bei BMW führten bald zu dem Ergebnis, daß es auch unter Ausnutzung der Abgaswärme zweckmäßig ist, möglichst viel Luft und diese entsprechend geringer zu verdichten. Aus diesem Grunde wurde das Freikolbentriebwerk, das anfangs auch mit in die Untersuchung einbezogen war, sehr bald ausgeschieden. Aus dem gleichen Grunde sowie auch wegen des Wirkungsgrades wurde von den Strömungsmaschinen dem Axialgebläse der Vortzug gegeben. Die wirtschaftliche Größe der zu erfassenden Luftmenge ist begrenzt, teils durch die Konstruktion, teils durch die

Verluste. Je größer die Verluste im Einlaufteil oder in der Ausströmdüse sind, um so größer muß die Förderhöhe des Gebläses und um so kleiner die Luftmenge sein, damit der beste Gesamtwirkungsgrad herauskommt. Auf Grund dieser Überlegungen wurde für das von uns durchgearbeitete Projekt eine Förderhöhe des Gebläses von etwa 1200 m bei 800 km/h Fluggeschwindigkeit zugrunde gelegt.

Beim Vergleich zwischen ML-Triebwerk und Motor-Luftschraube, der in enger Zusammenarbeit mit der DVL durchgeführt wurde, ergab sich, daß die Überlegenheit des ML-Triebwerks erst bei Fluggeschwindigkeiten über 1000 km/h beginnen kann. Da die Erreichung dieser Geschwindigkeiten damals noch in zu weiter Ferne lag und auch verschiedene Voraussetzungen nicht gegeben waren, entschlossen wir uns, die Entwicklung des ML-Triebwerks zugunsten des TL-Triebwerks zurückzustellen, das zwar nicht dessen Wirkungsgrade verspricht, dafür aber hinsichtlich Gewicht und Durchmesser Möglichkeiten bietet, die für die Gesamtheit von Motor und Flugzeug bessere Leistungen bereits unter 900 km/h erwarten lassen.

Darüber hinaus wurden von uns noch eingehende Untersuchungen über besondere Kombinationen zwischen Motor, Abgasturbine und Gebläse angestellt, die allerdings ein ziemlich verwickeltes Ergebnis hatten, das ich jetzt mit wenigen Worten nicht besprechen kann.

Bei unseren früheren Untersuchungen war die Frage offen geblieben, ob das Freikolbentriebwerk; wenn nicht im Wirkungsgrad, so doch vielleicht hinsichtlich Gewicht und Abmessungen Vorteile gegenüber der Verbindung Kurbelmotor-Schleudergebläse oder Kurbelmotor-Luftschraube bringen würde. Auch diese Frage dürfte aber nunmehr nach den sehr eingehenden Untersuchungen von Herrn Neugebauer entschieden sein.

E. Schmidt: Nun noch eine Frage, die sich allerdings mehr auf das, was man auf Grund der Formulierung des Themas erwartete, als auf den wirklichen Inhalt des Vorgetragenen bezieht. Ich möchte fragen, welche Brennraumbelastungen in Hochdruckbrennkammern nach ihren Erfahrungen bei höheren Drucken in kcal je m³ und Stunde von Ihnen für möglich gehalten werden.

Neugebauer: Die Grenze der Brennraumbelastung ist durch die Haltbarkeit der Motorkolben gegeben, welche bekanntlich die meisten praktischen Schwierigkeiten bereiten.

E. Schmidt: Ich dachte beim Lesen des Vortragsthemas an Hochdruckbrennkammern, bei denen in die verdichtete Luft Brennstoff eingespritzt wird, dieser bei konstantem Druck verbrennt und die Expansion der Gase nicht in der Brennkammer, sondern in einer nachgeschalteten Maschine (Turbine oder Kolbenmaschine) erfolgt.

Neugebauer: Auf nachträgliche Verbrennung im Druckgas bin ich in meinem Vortrag nicht eingegangen. Ich habe das Wort »Hochdruck-Brennkammer« — die Ausdruckweise ist bei den Junkerschen Arbeiten geschichtlich zu verstehen — für die Brennkammer im Motortell angewendet, die mit hoher Kompression arbeitet.

E. Schmidt: Ich wollte nur fragen, ob Sie vielleicht Erfahrungen über solche Gleichdruckbrennkammern haben.

Neugebauer: Nein, darüber habe ich keine Erfahrungen.