

Druckwellenaufladung für kleine Fahrzeug-Dieselmotoren

Autor(en): **Berchtold, M.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **79 (1961)**

Heft 46

PDF erstellt am: **06.08.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-65626>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

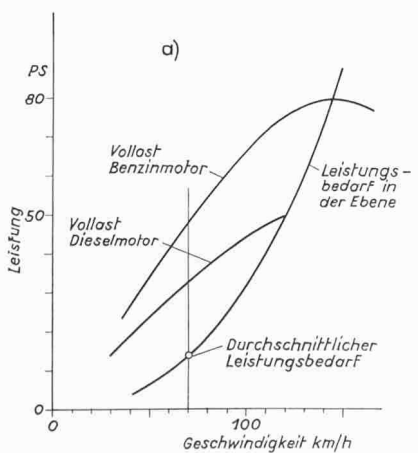
Von Prof. M. Berchtold, ETH, Zürich

1. Einführung

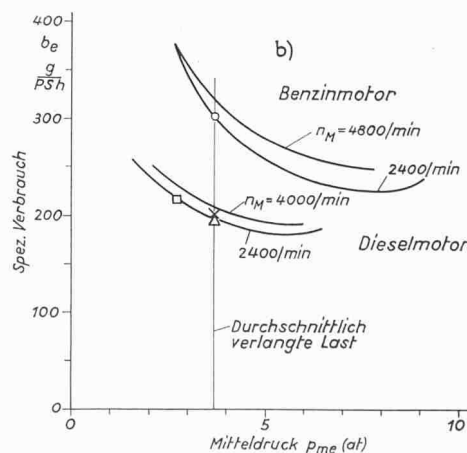
Der heutige Stand des Verbrennungsmotors ist durch praktische Erprobung theoretischer Überlegungen erreicht worden. Die grundsätzlichen Vorteile des pulsierenden Arbeitsverfahrens wurden erst nach der Erforschung der thermodynamischen Gesetze über Kreisprozesse, Wärmefluss usw. erkannt. Sie liegen in der Verwirklichung hoher Wirkungsgrade, die dank der Wärmezufuhr bei hohen Temperaturen möglich sind. Diese dürfen aber infolge der begrenzten zulässigen Material-Temperaturen an einer bestimmten Stelle nur sehr kurzzeitig auftreten. Dadurch ist die ganze Problematik der instationären Vorgänge am Verbrennungsmotor bedingt, denn diese Vorgänge wirken sich als pulsierende Beanspruchungen aller Teile aus. Die Massenkräfte und das elastische Verhalten der Baustoffe schliessen in mannigfaltiger Weise das Problem der erzwungenen Schwingung mit möglichen Resonanzen in sich. Die periodischen Einwirkungen der Temperaturen mit den sich daraus ergebenden Wärmequellen verursachen Deformationen und Wärmespannungen, die zusammen mit den pulsierenden Beanspruchungen durch die Gas- und Massenkräfte nur schwer theoretisch erfassbar sind. Zur Optimalisierung der Einflüsse aller Parameter dürfen nicht einzelne Veränderungen ohne Berücksichtigung des Gesamtkonzeptes vorgenommen werden. Diese Eigenart macht den Verbrennungsmotor für den einseitig theoretisch interessierten Ingenieur sehr oft unbeliebt, obwohl die Lösung einer Reihe von Problemen hohe Anforderungen an das physikalische Vorstellungsvermögen und das mathematische Rüstzeug stellen. Der Erfolg solcher Anstrengungen hängt aber wesentlich davon ab, inwieweit die Voraussetzungen durch die konstruktiven, metallurgischen und fabrikatorischen Bedingungen erfüllt werden können. Nur wohlüberlegte Kompromisse bringen weitere Fortschritte. Aus diesem Grunde bedeutet der Verbrennungsmotor für jeden Ingenieur ein sehr geeignetes Lehrgebiet. Seine Entwicklung ist durch die Lehr- und Forschungstätigkeit des Jubilars weitgehend gefördert worden. Noch stellt er für viele Anwendungen die geeignete Wärmekraftmaschine dar. Dank neuer theoretischer Erkenntnisse und Rechenmethoden bestehen mannigfaltige weitere Entwicklungsmöglichkeiten.

Zur Verwirklichung des pulsierenden Arbeitsverfahrens können ganz verschiedene Wege eingeschlagen werden. Ein Beispiel ist der bewährte Freikolben-Druckgasgenerator mit Arbeitsturbine¹⁾. Bei ihm sind die mechanischen Übertragungselemente durch pneumatische ersetzt worden. In einem

1) Siehe den Aufsatz auf S. 809 dieses Heftes



a. Leistungsbedarf und Leistungsabgabe in Funktion der Fahrgeschwindigkeit (grösster Gang)



b. Verbrauch durchschnittlicher Fahrzeugmotoren, Betriebspunkte bei durchschnittlichem Leistungsbedarf (70 km/h in der Ebene)

weiteren Schritt wären unter Beibehaltung des pulsierenden Arbeitsverfahrens auch die Kolben zu eliminieren, wobei verschiedene Gase ohne physikalische Trennung aufeinander einwirken. Diese Idee ist mit dem Druckwellengenerator [1] verwirklicht worden. Schliesslich können bei Arbeitsverfahren mit hohen Verbrennungstemperaturen infolge Ionisierung der Gase magneto-hydrodynamische Effekte zur direkten Erzeugung elektrischer Energie herangezogen werden, womit möglicherweise hinreichende Wirkungsgrade erzielt werden. Der Jubilar hat mit seinen theoretischen und experimentellen Untersuchungen solche Entwicklungsmöglichkeiten gezeigt. Eine solche ist auch die konsequente Verwendung instationärer Strömungseffekte zur Verringerung des Brennstoffverbrauchs und zur Erhöhung der Leistung von Strassenfahrzeugen.

Der Dieselmotor hat sich im Verlaufe der letzten zwanzig Jahre beim Lastwagen fast völlig durchgesetzt. Der günstige Brennstoffverbrauch ist dort gegenüber dem höheren Gewicht des Motors, den grösseren Abmessungen und dem unruhigen Gang ausschlaggebend. Erst seit wenigen Jahren findet er auch im Personenwagen Eingang, wobei allerdings trotz der erheblichen Einsparung an Brennstoff die geringere Leistung nur ungerne in Kauf genommen wird.

2. Verbesserung von Leistung und Verbrauch kleiner Fahrzeugmotoren

Mit einem für kleine Fahrzeugmotoren geeigneten Aufladesystem können die Vorteile der hohen Wirtschaftlichkeit des Dieselmotors mit dem bewährten, leichten und billigen Benzinmotor verbunden werden. Zur Zeit wird am Institut für Thermodynamik und Verbrennungsmotoren an der ETH die Eignung eines solchen Systems für Dieselmotoren unter 100 PS geprüft. Diese Leistung entspricht den heutigen Anforderungen an den Personenwagen-Motor. Die Dieselmotoren, wie sie für diesen Zweck von Daimler-Benz [2], Peugeot und Perkins [3] gebaut werden, weisen ungefähr das gleiche Hubvolumen auf wie die Benzinmotoren in den entsprechenden Modellen. Ihre Brennstoffeinsparung in Liter je 100 km unter gleichen Bedingungen beträgt etwa 30 % des Verbrauchs des Benzinmotors. Der höchste effektive Mitteldruck p_{me} beträgt dabei 6,5 statt 9 at und der max. thermische Wirkungsgrad η 35 % (180 g/PS*h) beim Dieselmotor und 28 % (225 g/PS*h) beim Benzinmotor. Beim durchschnittlich am meist gefahrenen Betriebspunkt (halbe Drehzahl, $p_{me} = 3,7$ at) lauten diese Zahlen dagegen $\eta = 31$ %, $b_e = 200$ g/PS*h beziehungsweise $\eta = 21$ %, $b_e = 300$ g/PS*h (Bild 1). Der gemessene Fahrverbrauch entspricht diesem Verhältnis. Die Ursache dieses Unterschiedes liegt beim Ben-

- Benzinmotor
- △ Unaufgeladener Dieselmotor mit gleichem Hubvolumen wie Benzinmotor
- Unaufgeladener Dieselmotor mit gleichem Drehmoment wie Benzinmotor
- × Aufgeladener Dieselmotor mit gleichem Hubvolumen und gleichem Drehmoment wie Benzinmotor

Bild 1. Personenautomobil mit Benzinmotor und unaufgeladenem Dieselmotor. Bei den geringen durchschnittlichen Belastungen der Motoren wirkt sich der geringere Verbrauch des Dieselmotors stark aus. Durch Aufladung mit einem Druckverhältnis von etwa 1,7 erreicht der Dieselmotor den gleichen Mitteldruck wie der Benzinmotor

zinmotor neben den Drosselverlusten in der Notwendigkeit, für alle Lasten das Verbrennungsluftverhältnis ≈ 1 zu halten, d. h. stets mit den gleichen Kreisprozess-Temperaturen zu fahren. Die Wärmeverluste werden entsprechend der Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl $\alpha = \text{konst.} \cdot \sqrt{p \cdot T}$ nur wenig geringer, da nur der Druckverlauf im Zylinder infolge der Vergaserdrosselung tiefer wird. Die Temperaturdifferenzen zwischen dem Gas und der Wand bleiben angenähert unverändert. Beim Dieselmotor ist bei verringerter Last die Temperatur bei der gleichen im Zylinder befindlichen Luftmenge viel geringer. Dadurch verkleinert sich der gesamte Wandwärmeverlust, und der innere Wirkungsgrad steigt im Vergleich zu dem bei Vollast. Die Abnahme des mechanischen Wirkungsgrades zehrt aber einen Teil des Gewinnes wieder auf.

Die Wirtschaftlichkeit des Personenwagenmotors kann also um 30 % verbessert werden (ohne Einbusse an höchstem Drehmoment), wenn sich der Mitteldruck p_{me} des Klein-Fahrzeugsdieselmotors durch geeignete Aufladung von 6,5 auf 9 at erhöhen lässt. Damit wird bei gleichen Getriebe-Uebersetzungen dieselbe Beschleunigungsfähigkeit des Fahrzeugs wie mit dem Benzinmotor erreicht. Die Höchstgeschwindigkeit bleibt wegen der begrenzten Drehzahl des Dieselmotors allerdings etwas zurück. Dafür gewinnt man eine wesentliche Verbesserung der Lebensdauer. Im weitem muss die Last unverzüglich ändern können, und es darf keine Verminderung des hohen Diesel-Wirkungsgrades bei verringerter Last eintreten.

Der Dieselmotor für Lokomotiv- und Schiffsantriebe ist heute in den meisten Fällen aufgeladen. Die bekannten Abgasturbolader sind dazu sehr geeignet. Der Fahrzeugbetrieb verlangt hohe Drehmomente über mindestens 50 % des Drehzahlbereiches. Ferner ist man im Fahrzeug auf eine unverzügliche Belastbarkeit des Motors angewiesen. Da diese beiden Bedingungen mit dem Turbolader schwer zu verwirklichen sind, hat sich diese Laderart im Fahrzeug verhältnismässig wenig verbreitet. Bei Lastwagen und Traktormotoren können die Bedingungen mit Zusatz-Regulierorganen verbessert werden [4]. Ein automatisch gesteuertes Bypass-Ventil verringert den Druck vor der Turbine bei hoher Motordrehzahl. Bei herabgesetzter Drehzahl entspricht die Gasmenge bei geschlossenem Ventil der Schluckfähigkeit der Turbine. Dadurch kann der Ladedruck in gewissen Drehzahlgrenzen konstant gehalten werden.

Bei kleineren Fahrzeugdieselmotoren ist aber der Luftbedarf so gering, dass die an sich schon ungünstigeren Wirkungsgrade das Abblasen einer Ueberschussgasmenge nicht mehr zulassen. Das vom Motor angetriebene Roots- oder

Lysholmgebläse hat diesbezüglich einen Vorteil, da dem Motor die maximal erforderliche Luftmenge bei allen Drehzahlen zur Verfügung steht. Die Gebläseleistung muss aber bei allen Betriebszuständen aufgewendet werden, was den günstigen Brennstoffverbrauch bei Teillast verschlechtert. Dieser Nachteil könnte nur mit einem Ladeluft-Abblasventil mit komplizierter Steuerung gemildert werden.

Das Druckwellen-Aufladesystem dagegen verdichtet unter Ausnützung der Abgasenergie die Luft entsprechend der abzugebenden Leistung. Lasterhöhungen können unverzüglich vorgenommen werden. Der Ladedruck lässt sich auch bei kleinen Drehzahlen genügend hoch halten. Ausserdem kommt dieser Lader sehr billig zu stehen und ist infolge einfachen Aufbaues wenig störanfällig.

3. Druckwellen-Aufladung durch Abstimmung der Ansaugkanäle

Eine Leistungssteigerung durch instationäre Strömungswirkungen wird an Benzinmotoren in den dort möglichen Grenzen lediglich durch Abstimmung der Ansaugleitungen erzielt. Solche Systeme sind heute nicht nur an Rennwagenmotoren zu finden, sie werden auch an Produktionsmotoren von Chrysler und Daimler-Benz [2] verwendet. Im Gegensatz zu dieser Lösung hat die SLM durch Abstimmung der Auspuffleitungen eine Leistungssteigerung von Diesel- und Gasmotoren, die sog. dynamische Spülung entwickelt²⁾.

Die Vorgänge können mit dem vorzugsweise graphisch durchgeführten Charakteristiken-Verfahren in übersichtlicher Weise berechnet werden [5], [6]. Diese im allgemeinen dem Ingenieur wenig bekannte Methode wird hier an einigen vereinfachten Fällen im Zusammenhang mit den Problemen der Aufladung benützt. Trotz erheblicher Vereinfachungen ergeben sich damit verhältnismässig genaue Ergebnisse.

Bei der Abstimmung der Ansaug- und Auspuffleitungen handelt es sich nicht um ein eigentliches Resonanzproblem, sondern eher um eine zweckmässig ausgenützte, erzwungene, aperiodische Schwingung. Durch die Wahl der Länge der Ansaug- und Auspuffleitungen kann das höchste Drehmoment des Motors durch Verbesserung der Zylinderfüllung in einem gewünschten Drehzahlbereich vergrössert werden. Zur einfachen Berechnung des Vorganges wurde in Bild 2 der Drosselverlust im Einlassventil vernachlässigt. Jeder Zylinder hat sein eigenes Ansaugrohr, wodurch sich die gegenseitige Beeinflussung benachbarter Zylinder vermeiden lässt. Am Eintritt in das Ansaugrohr ist ein hinreichend grosses Volumen vorgesehen, in welchem der Druck genügend konstant bleibt. Damit sind die Randbedingungen

2) Siehe den Aufsatz auf S. 825 dieses Heftes

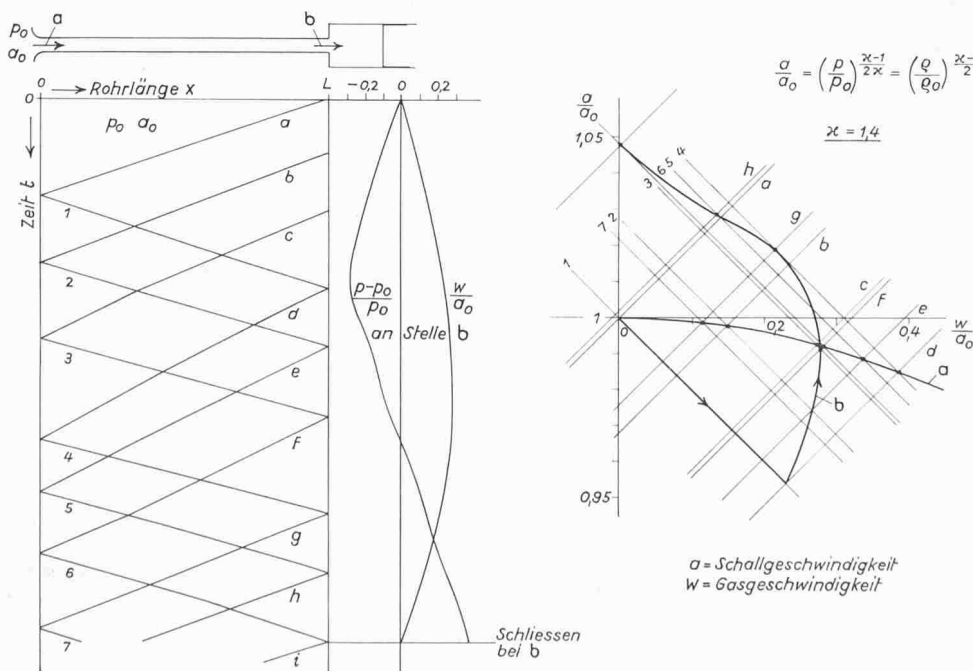


Bild 2. Vereinfachte Berechnung der dynamischen Motoraufladung mittels abgestimmtem Laderohr nach dem Charakteristikenverfahren. Vorausgesetzt wurde anfängliche Ruhe und der Geschwindigkeitsverlauf bei b, woraus sich der Druckverlauf bei a (vor dem Einlassventil) ergab. Das Nachschliessen der Gasmassen verursacht dort eine Dichteerhöhung von 26 %. Die günstigste Rohrlänge L liegt bei rd. $0,1 T a_0$ (T = Zeit pro Umdrehung, a_0 = Schallgeschwindigkeit der Umgebungsluft)

für das Ansaugrohr festgelegt, und die Vorgänge im Rohr lassen sich mit dem genannten graphischen Verfahren in der $a-w$ -Ebene (Zustands-Diagramm) und in der $x-t$ -Ebene (Lage-Diagramm) darstellen. Die im Rohr isentrop angenommenen Vorgänge erlauben, aus der Strömungsgeschwindigkeit und der lokalen Schallgeschwindigkeit in jedem Punkt auf die thermischen Zustandsgrößen zu schließen. Das Lage-Diagramm stellt den Wellen- und Teilchenfahrplan dar. Bild 2 zeigt das Ergebnis einer solchen Rechnung. Gegen Ende des Ansaugtaktes wird die Energie der Gassäule beim instationären Abbremsen in eine Druckerhöhung umgesetzt, die viel höher wird als bei stationärer isentroper Verzögerung. Beim in Bild 2 dargestellten Fall tritt bei $a/a_0 = 1,05$ eine Erhöhung der Ladeluftdichte von 26 % gegenüber dem Ruhezustand der Luft im Ansaugrohr am Anfang des Vorganges auf. Für verschiedene Durchmesser des Ansaugrohres ergeben sich verschiedene Strömungsgeschwindigkeiten und verschiedene Druckanstiege. Für jede Rohrlänge besteht eine Drehzahl mit optimaler Dichteerhöhung. Bei zu kleinem Querschnitt ist der Anteil der Wandreibung zu gross. Der Einfluss des Einlassventils kann mit zusätzlichem Aufwand in der Rechnung berücksichtigt werden. Die vereinfachte Rechnung erfasst den Vorgang grundsätzlich und erlaubt, die optimalen Bedingungen für die Rohrlänge zu bestimmen. Für eine genaue Berechnung der Dichte im Zylinder muss allerdings der Drosselverlust im Einlassventil berücksichtigt werden.

Ein zusätzlicher Gewinn kann durch ein ähnlich abgestimmtes Auspuffsystem bewirkt werden. Die während dem Vorauspuff und dem Ausschleiben beschleunigte Gassäule erzeugt bei richtiger Länge des Auspuffrohres eine Saugwirkung beim Schliessen des Auspuffventils. Man kann wiederum durch günstige Abstimmung der Rohrlänge einen maximalen Unterdruck im Zylinder am Ende der Auspuffphase erzielen. Damit wird die im Zylinder verbleibende Restgasmenge minimal und der Ansaugvorgang beginnt mit einem Unterdruck im Zylinder. Bei Benzineinspritz- und Dieselmotoren kann bei richtiger Abstimmung mit einer Ueberdeckung der Ventil-Oeffnungszeiten der Brennraum gespült und gekühlt werden.

Diese einfachen Betrachtungen zeigen die Gewinne, die an Benzin-Motoren durch Ausnützung instationärer Vorgänge erzielt werden können. Nach Messungen erreicht man gegen 20 % Leistungserhöhung. Der Brennstoffverbrauch des Benzin-Motors wird allerdings durch diese Massnahme kaum geändert. Das gleiche Verfahren, am Fahrzeugdieselmotor verwendet, ergibt eine zu geringe Leistungserhöhung, die zudem auf nur einen Teil des Drehzahlbereiches beschränkt ist.

4. Die Comprex-Druckwellen-Aufladung

Das als Gemeinschafts-Entwicklungsprojekt der Firmen AG Brown, Boveri & Cie. und ITE Circuit Breaker Co. [7] in den USA entwickelte Druckwellen-Aufladeverfahren wird zur Zeit an zwei Saurer Lastwagen-Dieselmotoren mit 185 PS bzw. 95 PS erprobt. Die Versuche, die in Arbon und an der ETH durchgeführt werden, dienen einerseits der optimalen Abstimmung des Comprex-Verfahrens auf den Motor von 185 PS und andererseits der Bewertung der Anpassungsmöglichkeit an kleinere Motoren.

a) Das Arbeitsprinzip

Die Anordnung ist aus Bild 3 ersichtlich. Die Auspuffgase strömen unter erhöhtem Druck mit verhältnismässig kleiner Machzahl in die Zellen des Rotors. (Bei 2 ata Ladedruck beträgt die Machzahl, bezogen auf den Totaldruck vor dem Rotor, etwa 0,3.) Da die Zellen Frischluft enthalten, muss das einströmende Auspuffgas die Luft verdrängen. Die Kompression erfolgt durch eine Druckwelle, die mit Ueberschallgeschwindigkeit in der ruhenden Luft fortschreitet und damit eine Druckerhöhung und eine Beschleunigung der Luft zur Folge hat. Es gelingt auf diese Weise, Energie vom Auspuffgas direkt an die Ladeluft zu übertragen. Die Zelle muss zur Zeit der ankommenden Druckwelle mit dem Laderohr des Motors in Verbindung gebracht werden. Um die richtige Schaltungsfolge solcher Zellen, in denen sich die Druck-

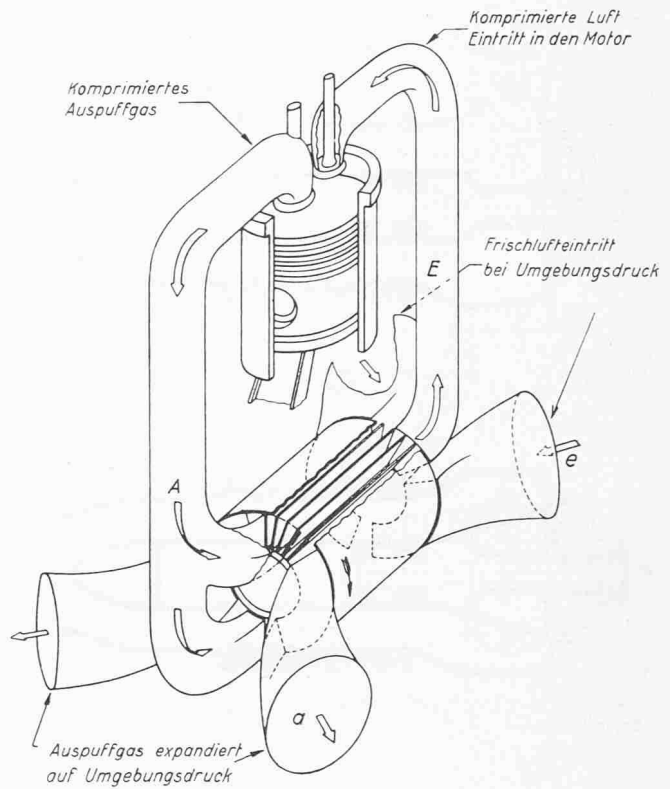


Bild 3. Schema der Anordnung eines Druckwellenladens an einem Verbrennungsmotor

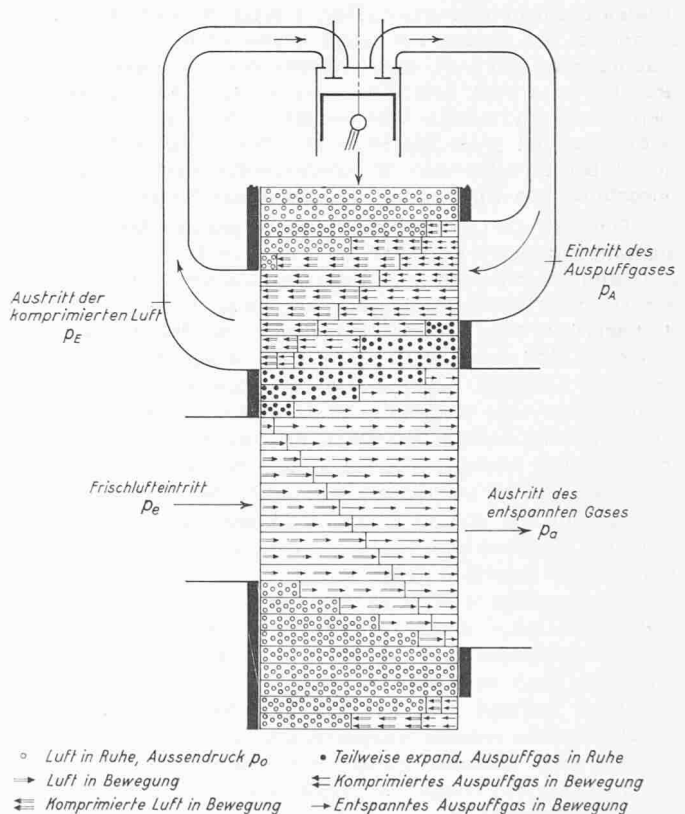


Bild 4. Die Vorgänge im abgewickelten Rotor eines Comprex-Laders. Bewegung von oben nach unten. Die in den Rotor einschiesenden Abgase verdichten die dort vorhandene Frischluft auf den Ladedruck $p_E > p_A$ und werden nachher ausgespült

wellen ausbreiten, herbeizuführen, sind diese vorteilhafterweise axial am Umfang eines rotierenden Zylinders angeordnet. Durch geeignete Oeffnungen in den stirnseitigen Statoren werden die Zellen des Rotors geöffnet und ge-

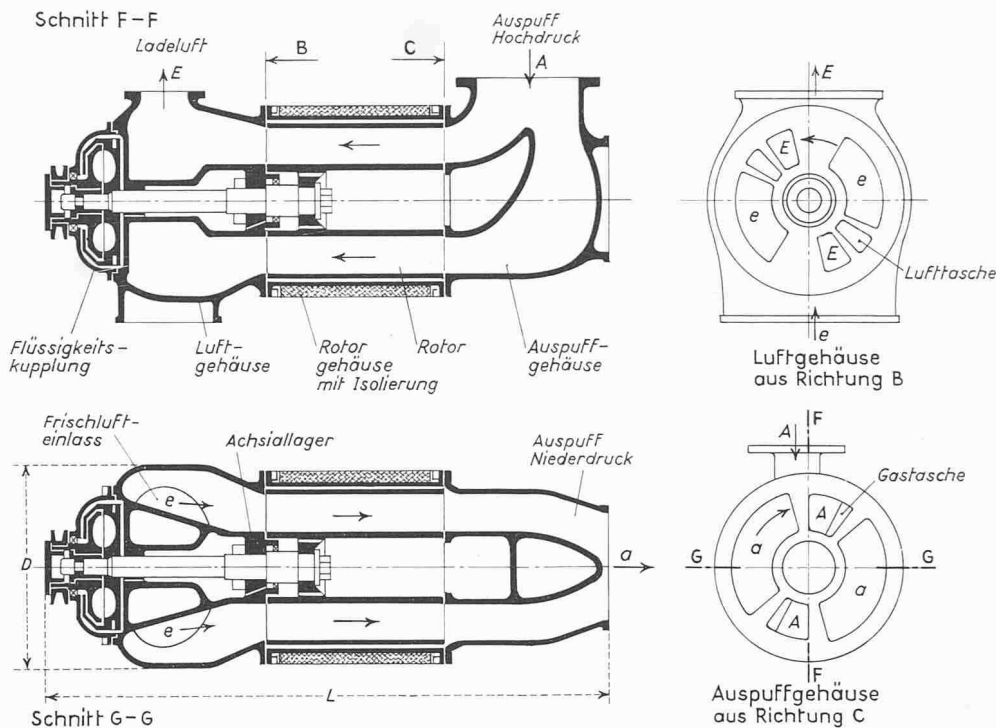


Bild 5. Compress-Lader mit Föttingerkupplung zur Drehzahlanpassung. Der Rotor ist freifliegend im kalten Luftgehäuse gelagert. Der Lader ist für ein Druckverhältnis von 1,5 bis 2 ausgelegt und hat folgende Daten:

Ne *)	PS	100	200
L	mm	390	550
D	mm	140	200
G **)	kp	9	22
n	U/min	8500	6000

*) Leistung des Motors

**) Gewicht des Laders

geschlossen. Die Öffnungszeiten, die durch die Laufzeiten der Wellen und durch die Strömungsgeschwindigkeiten in den Zellen gegeben sind, bestimmen die Geometrie der Öffnungen. Die Kanäle sind abwechselnd mit den Hoch- und Niederdrucköffnungen verbunden. Bild 4 zeigt die simultanen Zustände in den Zellen für einen bestimmten Betriebspunkt, entsprechend den Luft- und Gasmengen sowie deren Drücken und Temperaturen. Um die Lagerbeanspruchungen und die Deformationen infolge Wärmespannungen symmetrisch zu halten, enthält jeder Stator je ein Paar unter sich verbundener Hochdruck- bzw. Niederdrucköffnungen. Jede Zelle durchläuft pro Umdrehung also zwei Arbeitsspiele.

Obschon die Öffnungen für einen bestimmten Betriebszustand ausgelegt sind, hat der Compress-Lader einen grossen Funktionsbereich, d. h. die Parameter (Druck, Temperatur und Drehzahl) können in gewissen Grenzen verändert werden. Sind z. B. der Ladedruck und die Mengen festgelegt, so sind dazu die Temperaturen (Auspuffgas vor Compress und Ladefluft) als Funktion der Compress-Drehzahl bestimmt. Für eine bestimmte Statorgeometrie ist die Menge für einen bestimmten Betriebspunkt durch die Rotorgrosse gegeben. Der Kompressionswirkungsgrad ist bei Druckverhältnissen bis 2,5 an und für sich hoch, da die Stossverluste gering sind. Die Hauptverluste entstehen durch die Undichtigkeiten zwischen dem Rotor und den Statoren und durch die kinetischen Energien beim Austritt, die nur teilweise in Druck umgesetzt werden können. Im weiteren entstehen Verluste durch die — wenn auch geringe — Mischung zwischen den Auspuffgasen und der Frischluft, die als eine Erwärmung der Luft erscheint und eine Verringerung der Ladefluidichte bedingt. Der abwechselnde Kontakt der Zellenwände mit den heissen Auspuffgasen und der kälteren Luft bewirkt einen Wärmeaustausch, der eine weitere Erwärmung der Ladefluft zur Folge hat. Diese bleibt bei normalen Betriebsbedingungen und bis zu einem Ladedruckverhältnis von etwa 2 in zulässigen Grenzen und entspricht einem isentropen Verdichtungswirkungsgrad von etwa 60 %. Bei höheren Ladedrücken wird die Ladefluft vorteilhafterweise in einem Wärmeaustauscher gekühlt. Zu hohe Ladeflufttemperaturen verursachen neben dem Leistungsabfall erhöhte Kreisprozesstemperaturen, was sich als hohe thermische Belastung des Motors mit zusätzlichen Wandwärmeverlusten, also als eine Erhöhung des spezifischen Brennstoffverbrauches auswirkt.

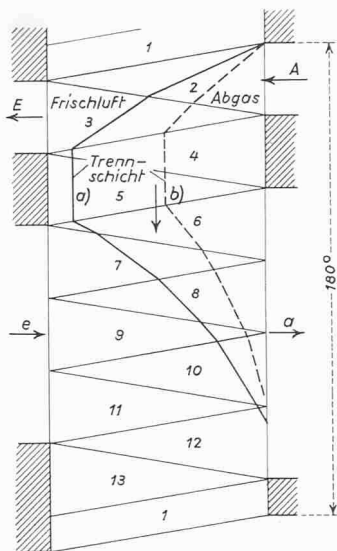
b) Die Konstruktion

Die ausserordentlich einfache Konstruktion geht aus Bild 5 hervor. Der mit etwa 6000 U/min drehende Rotor ist fliegend gelagert. Seine Umfangsgeschwindigkeit beträgt nur rd. 50 m/s und stellt keine Festigkeitsprobleme infolge extremer Fliehkräfte. Die einfachen, vom Motor direkt mit Drucköl versorgten Gleitlager befinden sich im luftdurchströmten Statorgehäuse. Eine besondere Kühlung der Lager erübrigt sich. Auch für das Statorgehäuse mit den Kanälen für die heissen Auspuffgase ist eine Kühlung überflüssig. Der Rotor, der abwechselnd mit den Gasen verschiedener Temperaturen in Berührung kommt, nimmt eine ungefähr lineare Temperaturverteilung über der Länge an.

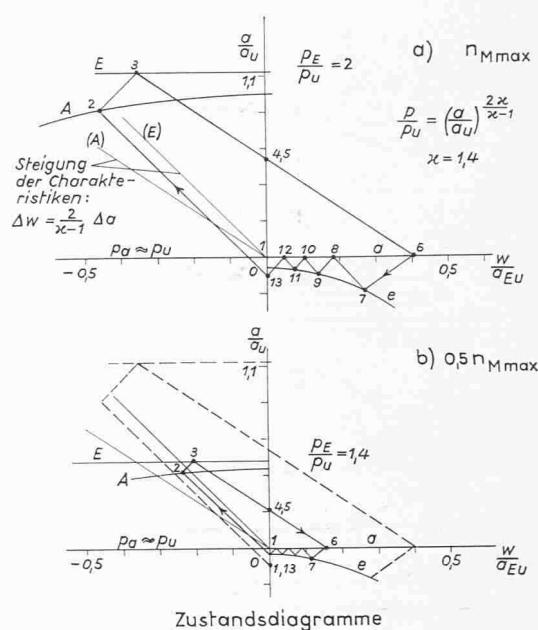
Dank der fliegenden Wellenanordnung kann sich der Rotor frei ausdehnen. Bei der sich dabei einstellenden Temperaturverteilung bleiben die Wärmespannungen innerhalb zulässiger Grenzen. Etwelche grössere Temperaturunterschiede, die sich während den Laständerungen ergeben, können allerdings extreme Spannungen in den Zellenwänden, in der Nabe oder im äusseren Zylinder verursachen. Aus diesen Gründen müssen im Mantel des Rotors Expansionsfugen vorgesehen werden, was eine gewisse Undichtigkeit des Mantels mit sich bringt. Wenn an Stelle gerader radialer Zellenwände gewölbte verwendet werden, erübrigen sich die Fugen. Diese Wölbungen bedeuten eine sehr erwünschte Versteifung der Wände, so dass sie die durch die Druckwelle erzeugte wandernde seitliche Beanspruchung besser aufnehmen können. Rotoren dieser Bauart sind über tausend Betriebsstunden mit minutlichen Aenderungen der Gaseintrittstemperatur in den im Betrieb vorkommenden Grenzen erprobt worden. Der Rotor ist aus unlegiertem Kohlenstoffstahl hergestellt. Die einfachen Elemente sind mittels des «Microbraze-Verfahrens» im Wasserstoffstrom bei 1050° C gelötet. Der Rotor erhält dabei einen rostschtzenden Ueberzug.

Da die Grösse der Spiele den Wirkungsgrad massgeblich beeinflusst, werden diese durch eine geeignete Konstruktion bei allen Betriebsbedingungen in den gewünschten Grenzen gehalten. Das Spiel auf der Luftseite des Rotors wird durch das Axiallager auf der Welle, Bild 5, eingestellt. Im Betrieb ändert sich das Spiel durch die Ausdehnung des Rotors und der Welle. Das Spiel auf der Gasseite ist durch die Ausdehnung des Rotors und des Rotorgehäuses bestimmt. Das relativ dünnwandige Gehäuse ist aussen isoliert, so dass es sich möglichst in gleichem Masse wie der Rotor ausdehnt. Die geeignete Wahl des Gehäuse-Materials hinsichtlich Wärme-

Bild 6. Skelettdiagramm bei Vollast und voller (a) sowie halber (b) Motordrehzahl und etwa konstanter Comprexdrehzahl. Die Schallgeschwindigkeiten beim Bezugsdruck p_u (Umgebungsdruck) betragen für die Ladeluft $a_{Eu} = 350$ m/s, für das Auspuffgas $a_{Au} = 1,5 a_{Eu}$. Lade-Übersdruck und Eindringtiefe des Abgases in den Rotor sind in erster Näherung proportional dem Durchsatz



Lagediagramm



Zustandsdiagramme

ausdehnungskoeffizient und -leitung erlaubt eine vorteilhafte Beeinflussung der Spiele bei verschiedenen Betriebsbedingungen.

c) Der Antrieb

Der Comprexlader braucht eine Antriebsleistung zur Ueberwindung der Lagerreibung. Der axial in den Rotor eintretende Luft wird ein Drall erteilt, wofür zusätzliche Leistung benötigt wird. Die Antriebsleistung beträgt aber nur etwa 1% der Motorleistung. Für Motoren mit einem Drehzahlbereich von 2:1 zwischen Vollast und Leerlauf genügt ein einfacher Keilriemenantrieb mit festem Übersetzungsverhältnis. Ist dagegen der Drehzahlbereich des Motors 3:1 bis 5:1, wie er bei kleinen Fahrzeugmotoren vorausgesetzt wird, so darf die Drehzahl nicht in dem entsprechenden Verhältnis ändern. Der Ladedruck würde bei extremen Motordrehzahlen infolge Wirkungsgradeinbuße zu stark abfallen. Erfolgt der Antrieb beispielsweise über eine Flüssigkeitskupplung, so kann dieser Bedingung mit einfachen Mitteln entsprochen werden. Bei einer gewünschten Drehzahl entleert sich die Kupplung teilweise, so dass die Comprex-Drehzahl oberhalb einer bestimmten Motordrehzahl konstant bleibt. Dies wird mit einem einfachen federbelasteten Ausströmventil am Umfang des Turbinenrades der Flüssigkeitskupplung erreicht. Die Verlustleistung infolge Schlupf ist tragbar bei der kleinen Antriebsleistung. Bild 5 zeigt die Flüssigkeitskupplung als Teil des Comprex-Aufladers.

d) Berechnung der Betriebscharakteristik des Comprex

Das graphische Rechenverfahren mittels der Charakteristiken erlaubt auch in diesem Falle, das Verhalten des Comprex-Aufladers für den ganzen Betriebsbereich vorzuberechnen [8]. Die Leckverluste, die Verluste durch die ungenutzten kinetischen Austrittsenergien, die Einflüsse des allmählichen Oeffnens und Schliessens der Zellen sowie die Partialreflexionen der Wellen an den Trennschichten zwischen Gasen verschiedener Entropie müssen für eine genaue Berechnung berücksichtigt werden. Das Verfahren muss für einen bestimmten Betriebspunkt mehrmals wiederholt werden, bis die Anfangs- und Endbedingungen des zyklischen Vorganges die gleichen sind. Die Uebereinstimmung der Ergebnisse mit gemessenen Werten liegt innerhalb weniger Prozente. Das gleiche Verfahren kann auch für die Berechnung von Betriebszuständen, die vom Auslegungspunkt abweichen, angewendet werden. Es ist also möglich, die ganze Betriebscharakteristik eines solchen Aufladegerätes, allerdings mit erheblichem Aufwand, zum voraus zu berechnen. Damit kann das Verhalten eines mit einem Comprex aufgeladenen Motors vorausbestimmt werden.

e) Das Verhalten von Motor und Comprex bei Voll- und Halblast

Das Zusammenwirken von Comprex und Dieselmotor im ganzen Lastbereich kann anhand der sogenannten Skelettdiagramme am besten überblickt werden. Sie sind ebenfalls wertvoll für das Verständnis der Bedingungen bei Leerlauf. Diese Darstellung ist ein vereinfachtes Zustands- und Lagediagramm. Es wird angenommen, dass die durch die Zellen strömende Luft bzw. das Auspuffgas durch die gleiche Sequenz von Zuständen geht. Das bedingt, dass jeweils der zwischen zwei Druckwellen bestehende Zustand von allen in der

Zelle enthaltenen Gasteilchen durchlaufen wird. Die Kompressions- sowie auch die Expansionswellen werden als isentrope Diskontinuitäten angenommen. Das Oeffnen und Schliessen der Zellen geschieht unendlich schnell und soll nur beim Ankommen einer Welle erfolgen. Die Kanten müssen entsprechend verschoben gedacht werden. Die Reflexionen der Wellen beim Durchlaufen der Trennschichten zwischen Gasen verschiedener Entropie werden vernachlässigt. Mit diesen sehr groben Annahmen können aber die Vorgänge qualitativ richtig und vor allem sehr übersichtlich dargestellt werden.

Die Skelett-Diagramme für den Vollastpunkt des Motors und für das maximale Drehmoment bei halber Motordrehzahl zeigen die Bedingungen für das Zusammenwirken des Aufladesystems mit dem Verbrennungsmotor. Das Diagramm für maximale Motorleistung ist in Bild 6 im Zustandsdiagramm (a) und im Lagediagramm wiedergegeben. Die Statorgeometrie entspricht im wesentlichen derjenigen in Bild 5. Die genannten Vereinfachungen ergeben den Linienzug 1 bis 13. Die Nummern entsprechen den gleichen Zuständen im Zustands- und Lagediagramm. Die Strömungsgeschwindigkeit w in den Feldern 2 und 3 entspricht den vom Motor durchgesetzten Luft- und Gasvolumina. Die Auspufftemperatur des Motors ist durch die Brennstoffmenge und die Luftmenge bei maximaler Leistung bestimmt. Das Verhältnis der Ladeluft- und Auspuffvolumina ist durch die Temperaturen und Drücke sowie durch die Leckverluste gegeben.

Wird die Drehzahl des Motors auf die Hälfte verringert, während die Comprex-Drehzahl gleich sein soll (Verwendung der hydraulischen Schlupfkupplung), so bleibt das Wellendiagramm im wesentlichen erhalten. Das im Motor benötigte Luftvolumen geht auf etwas mehr als die Hälfte zurück, wenn der bessere volumetrische Wirkungsgrad berücksichtigt wird. Die absoluten Leckverluste verändern sich bei ungefähr konstanten Spielen nur wenig. Die prozentualen Verluste werden aber grösser. Das Skelett-Diagramm, das der halben Drehzahl entspricht, ist als Vergleich mit dem Diagramm a im Bild 6b dargestellt. Die Geschwindigkeiten in den Feldern 4 und 5 sind in Wirklichkeit nicht Null, doch wurden die Undichtheiten in allen hier verwendeten Skelettdiagrammen vernachlässigt.

f) Die gemessene Betriebscharakteristik des Comprex

Systematische Messungen auf einem Versuchsstand gemäss Bild 7 mit einer kontinuierlich arbeitenden Brennkammer B anstelle des Verbrennungsmotors und einem regulierbaren Antrieb R zeigen den verhältnismässig grossen Drehzahlbereich des Comprex. Die Luft- und die Gastemperaturen T_E und T_A sind für verschiedene konstante Lade-

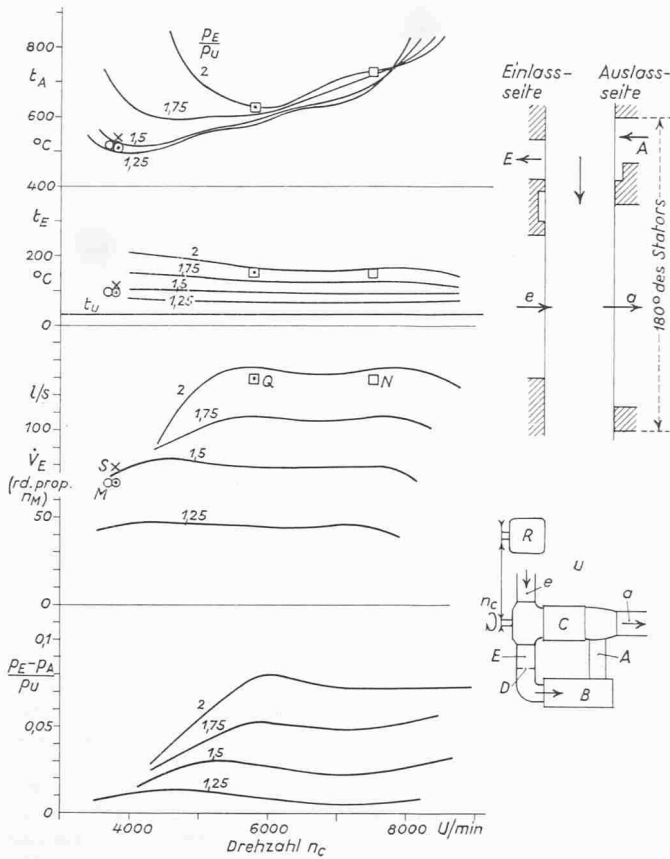


Bild 7. Auf dem Prüfstand bei konstanter Drossel D gemessene Daten eines Compress C nach Bild 5 für 200 PS Motorleistung. B Brennkammer, R regulierbarer Antrieb. Um ein vollständiges Kennlinienfeld für alle möglichen Betriebszustände zu erhalten, wäre noch die Veränderung der Drossel erforderlich. Umgebungszustand: $p_u = 726 \text{ mm Hg}$, $t_u = 32^\circ \text{ C}$. Druckabfall im Niederdruckteil: $(p_u - p_e)/p_u = 0,043$ bei $p_E/p_u = 2$, $n_c = 7000 \text{ U/min}$. Der starre Antrieb erlaubt nicht, den Compress bei stark wechselnder Motordrehzahl immer bei guten Wirkungsgraden zu fahren. Eingetragene Punkte:

- ohne Schlupfkupplung bei voller Motordrehzahl
- ▣ mit Schlupfkupplung bei voller Motordrehzahl
- ohne Schlupfkupplung bei halber Motordrehzahl
- ⊙ mit Schlupfkupplung bei halber Motordrehzahl
- × mit Schlupfkupplung und abgestimmten Laderohren sowie halber Motordrehzahl

druckverhältnisse aufgetragen; ebenso gibt Bild 7 die Förder volumina und die resultierenden Druckabfälle in der Brennkammer infolge der Drosselstelle D. Bei einer bestimmten Drehzahl ist die Gastemperatur am tiefsten; dies entspricht dem besten Betriebspunkt beim entsprechenden Druck. Die beste Drehzahl ist, wie aus Bild 7 ersichtlich, vom Ladedruck abhängig. Der Druckabfall in der Brennkammer muss durch die Drosselung D so eingestellt werden, dass die Bedingungen dem Motorbetrieb entsprechen. Auch auf der Niederdruckseite muss am Versuchsstand die Wirkung des am Motor vorhandenen Luftfilters und der Auspuffleitung mit der erforderlichen Schalldämpfungsrichtung durch entsprechende Drosselung berücksichtigt werden. Der Compress ist gegenüber Druckverlusten im Niederdrucksystem empfindlich, da seine Spülung dadurch beeinträchtigt wird. Es müssen deshalb Luftfilter mit relativ geringem Druckverlust verwendet werden. Unter Umständen ist es vorteilhaft, dem Compress nur ein Grobfilter vorzuschalten und ein Feinfilter im Hochdrucksystem anzubringen. Die Schalldämpfung im Auspuff ist infolge der hohen Lärmfrequenzen mit sehr geringem Druckverlust möglich.

Der Compress-Auflader erzeugt die instationären Vorgänge in den Zellen des Rotors durch das Öffnen und

Schliessen der Zellen an den Stator-Öffnungen. Die pulsierenden Strömungen in den Ansaug- und Auspuffleitungen sind nicht ausschlaggebend; die Leitungen zu den verschiedenen Zylindern können deshalb in Sammelrohren vereinigt werden. Es ist wohl möglich, zusätzlich die vorher beschriebenen instationären Effekte in den Laderohren des Motors auszunützen, um bei bestimmten Motordrehzahlen im Zylinder einen höheren Ladedruck als den vom Compress gelieferten zu erzielen.

Das gemessene Betriebsverhalten, Bild 7, erlaubt ohne die mühsamen Berechnungen verschiedener Compress-Prozesse die Charakteristik des Compress-aufgeladenen Motors vorauszubestimmen. Für den Compress sind bei ähnlicher Geometrie die Strömungsbedingungen gleich. Daher verändern sich die Mengen proportional zum Quadrat der linearen Abmessungen.

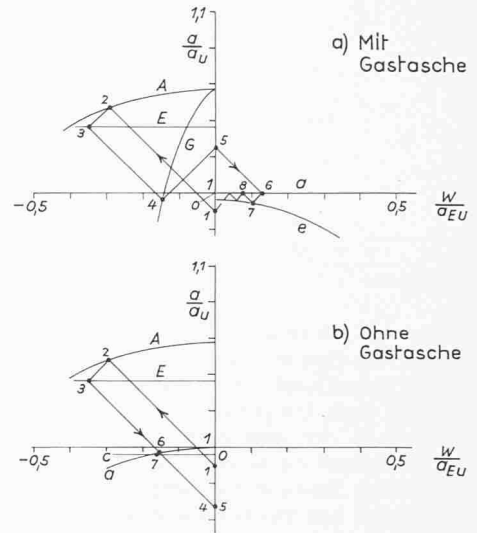
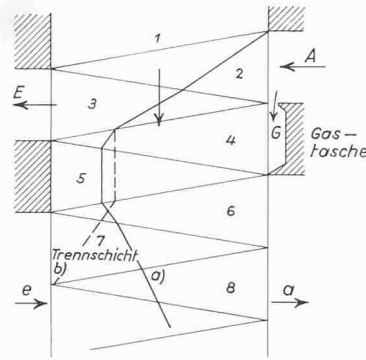
Um das Zusammenwirken deutlich zu machen, sind in Bild 7 einige Motorbetriebspunkte in die gemessene Compress-Charakteristik eingezeichnet. Eine genauere Auslegung setzt die Kenntnis des Liefergrades als Funktion der Drehzahl voraus. Für eine gewählte Drehzahl und die zugehörige Luftmenge kann der Ladedruck angenommen werden. Der Massstab für das Fördervolumen ist dann festgelegt. Bei halber Drehzahl muss das Fördervolumen bei gleichem volumetrischem Wirkungsgrad die Hälfte desjenigen bei Volldrehzahl sein. Diese Bedingung lässt sich bei ungefähr gleicher Abgastemperatur nur bei einem bestimmten Druck erfüllen. Falls man ein festes Übersetzungsverhältnis des Antriebs verwenden will, müssen zwei Punkte (M und N) gefunden werden mit dem Volumen- und dem Drehzahlverhältnis 1:2. Dabei ist man aber im eingezeichneten Fall bei der maximalen Motordrehzahl nicht am optimalen Betriebspunkt des Compress. Mit der Flüssigkeitsschlupfkupplung kann der Betriebspunkt N nach Q verschoben werden, wo mit der gleichen Auspufftemperatur ein höherer Ladedruck erzielt wird. Auf diese Weise lässt sich der optimale Drehzahlverlauf des Compress abschätzen. Wird beispielsweise ein hoher Druck bei halber Drehzahl durch die Wahl eines kleineren Compress ermöglicht, muss die Drehzahl des Compress bei der höchsten Motordrehzahl so gewählt werden, dass Druck und Ladelufttemperatur nicht zu hoch werden. Einen vollständigen Ueberblick über das Betriebsverhalten ist mit Bild 7 noch nicht gegeben, da ein Parameter, nämlich die Drosselstelle, nicht variiert wurde.

g) Betriebsverhalten bei Leerlauf

Wird bei einer bestimmten Motordrehzahl die Leistung verkleinert, so sinkt die Abgastemperatur. Damit verringert sich der Unterschied zwischen Frischluft- und Abgasvolumen. Ladedruck sowie Auspuffdruck nehmen ab, und die dem Motor zugeführte Luftmenge wird kleiner. Das vom Motor verlangte Fördervolumen bleibt aber das selbe. Bei sehr kleinen Lasten werden die Bedingungen so ungünstig, dass die Zellen des Compress nicht mehr gespült werden, d. h. das Auspuffgas wird nicht mehr durch Frischluft ersetzt.

Durch geeignete Anpassungen der Statorgeometrie ist es aber möglich, die Spülung bei kleinen Lasten sicherzustellen. Zur Darstellung der Vorgänge dient wiederum das vorher verwendete Skelett-Diagramm. In Bild 8 ist der Leerlauffall bei voller Motordrehzahl im Zustands- und im Lagediagramm eingezeichnet. Es wird wiederum angenommen, dass die Steuerkanten mit den ankommenden Wellen zusammenfallen. Der Abgasdruck vor Compress und die Einströmgeschwindigkeit in den Rotor hängen vom ankommenden Abgasvolumen ab. Das erforderliche Frischluft-Fördervolumen ist durch den Motor bestimmt. Infolge innerer Verluste (Undichtheiten und Diffusorwirkungsgrad) ist der Ladedruck bei Leerlauf tiefer als der Auspuffdruck vor Compress. Die bei Vollast bestehende Druckwelle von Zustand 2 nach Zustand 3, Bild 6, wird zu einer Expansionswelle, so dass bei der Expansion auf den Umgebungsdruck, Zustand 6, die Auspuffgase im Fall b weiterhin vorwärts statt rückwärts strömen. Wie aus dem Linienzug, Bild 8b, ersichtlich ist, kommt eine Spülung der Zellen bei diesen Bedingungen nicht zustande. Da dem Motor anstelle von Frischluft Rauchgas zu-

Bild 8. Skelettdiagramm für Leerlauf bei voller Motordrehzahl und abgestimmter Comprexdrehzahl mit und ohne Gastasche. Der Unterdruck im Feld 5 ohne Gastasche bewirkt, dass die Spülung verkehrt erfolgen würde. Bei Vollast ist der Durchfluss durch die Gastasche stark reduziert

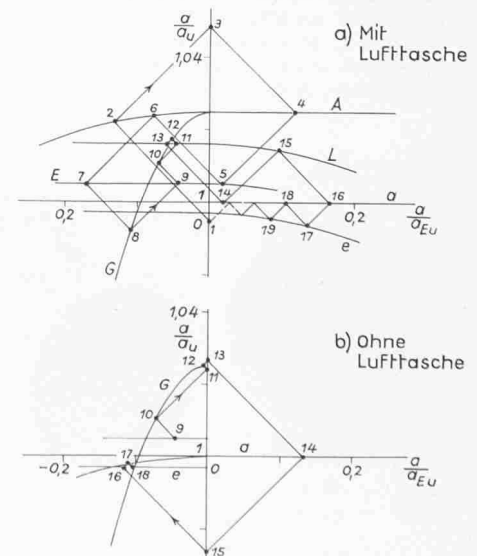
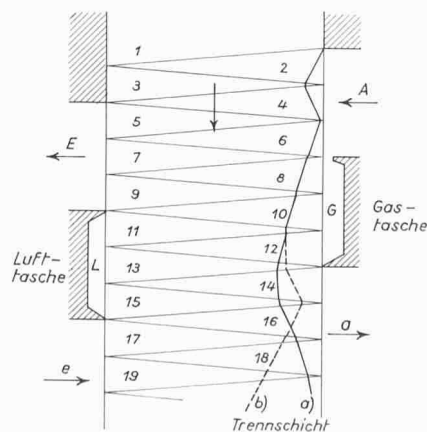


geführt wird, ist dies ein unmöglicher Betriebszustand. Durch eine anhand des Skelett-Diagrammes leicht verständliche Ergänzung gelingt es, den erforderlichen Spüleffekt zu erzielen. Diese Ergänzung besteht in einer sogenannten Gastasche. Im Bereiche von Feld 4 wird eine Vertiefung von wenigen Millimetern in die Statoroberfläche eingefräst, und zwar so, dass nur eine schmale Verbindung mit der Abgas-Hochdrucköffnung bestehen bleibt, während die Tasche gegenüber der Niederdrucköffnung geschlossen ist. Das Zustandsdiagramm, Bild 8a, und das zugehörige Lagediagramm erklären den Einfluss der Tasche. Entsprechend den Drosselbedingungen für das Einströmen in die Tasche stellt sich ein gewisser Druck im Bereiche der Tasche ein, und mit der entsprechenden Einströmellipse (isentrope Energie-Gleichung im a, w -Diagramm) wird der neue Zustand 4 bestimmt. Die Ausströmgeschwindigkeit kann je nach Drosselquerschnitt beliebig vergrößert werden. Es ist aber erwünscht, mit dem Minimum auszukommen, weil sonst bei maximalem p_{me} bei kleiner Motordrehzahl zuviel Auspuffgas durch die Tasche entweicht und der erforderliche Ladedruck nicht erreicht wird. Die Durchströmöffnung, die wesentlich vom Oeffnungsgesetz infolge endlicher Zellenbreite abhängt, wird am einfachsten durch Versuche bestimmt. Die Notwendigkeit der Gastasche bedingt eine besondere Statorgeometrie, wobei die Zelle erst nach Ankunft der reflektierenden Expansionswelle, die von der Abschlusskante der Hochdruckgasöffnung ausgeht, mit dem Niederdruck in Verbindung gebracht werden kann. Ohne die Leerlaufbedingung könnte die Zelle früher mit dem Aussendruck verbunden werden.

Ein weiterer wichtiger Betriebspunkt ist der Leerlauf bei minimaler Drehzahl, die $\frac{1}{4}$ bis $\frac{1}{5}$ der maximalen sein kann. Beim Comprexantrieb mit Flüssigkeitsschlupfkupplung ist die Comprexdrehzahl bei der minimalen Leerlaufdrehzahl etwa $\frac{1}{3}$ der Auslegedrehzahl. Für diese Bedingungen kann wiederum das Skelett-Diagramm zur Darstellung der Vorgänge herangezogen werden, da bei dieser Comprexdrehzahl die Steuerkanten wieder mit den ankommenden Druckwellen zusammenfallen. Jede Welle durchläuft nun die

Zelle dreimal zwischen den entsprechenden Steuerkanten; daher ergibt sich das Bild 9 mit einer entsprechend grösseren Zahl von Zuständen. Der Ladedruck ist wiederum tiefer als der Auspuffdruck. Der Linienzug wird nun beträchtlich komplizierter. Es bestehen zwei wesentliche Unterschiede. Durch das frühe Eintreffen der ersten Druckwelle steigt der Druck in Zustand 3 wesentlich über den im Zustand 2, was ein Rückströmen in die Auspufföffnung zur Folge hat (Zustand 4). Zustand 5 entspricht einem Rückströmen aus dem Laderohr. Erst die Zustände 7 und 9 ergeben das gewünschte Ausströmen. Der Ladedruck stellt sich so ein, dass trotz der Rückströmung im Zustand 5 dem Motor genügend Luft zugeführt wird. Das gleiche gilt für den Druck p_A vor dem Comprex, wo Auspuffgas bei den Zuständen 2 und 6 einströmt und beim Zustand 4 ausströmt. Der Druck stellt sich so hoch ein, dass die vom Motor ausgestossene Abgasmenge vom Comprex aufgenommen wird. Die Schwierigkeit tritt aber auch hier beim Spülen in Erscheinung (Fall b). Beim Oeffnen der Auspuff-Niederdrucköffnung strömt das Auspuffgas vorerst nach Zustand 14 aus. Die Expansionswelle zwischen den Zuständen 13 und 14 erzeugt einen Unterdruck an der geschlossenen Zelle (Zustand 15), der ein Rückströmen der Auspuffgase (Zustand 16) zur Folge hat. Im weiteren Verlauf des Spülvorganges kehrt die Strömung nicht mehr um. Dieser unhaltbare Zustand kann durch eine Lufttasche, analog der Gastasche, behoben werden. Die Lufttasche ist im Bereiche der Zustände 11, 13 und 15 angeordnet. Das Zustandsdiagramm für die Lufttasche geht aus Bild 9a hervor. Anstelle des Ruhezustandes bei Zustand 11

Bild 9. Skelettdiagramm bei Leerlauf und stark verringerten Drehzahlen. (Motordrehzahl etwa $\frac{1}{5}$ der Höchstdrehzahl, Comprexdrehzahl etwa $\frac{1}{3}$.) Die Lufttasche L sichert auch in diesem vom Normalzustand extrem abweichenden Fall eine gute Spülung (a), während sonst (b) die Spülung rückwärts erfolgen würde



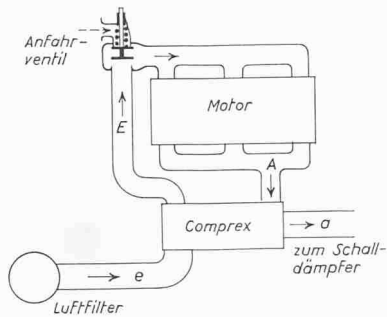


Bild 10. Automatisches Anfahrventil. Falls der Comprex zu wenig Druck liefert, saugt der Motor die Luft direkt aus der Umgebung an

erfolgt eine Strömung nach links in die Tasche. Dadurch werden die Geschwindigkeiten in den Zellen bei Zustand 13 und 15 beeinflusst, und zwar so, dass der Druck in 13 und 15 über dem Umgebungsdruck bleibt. Damit verläuft die Spülung in der gewünschten Richtung. Am Auslegepunkt hat die Tasche keine Wirkung, da über die ganze Lufttasche der gleiche Zustand herrscht. Die Wirkung der Lufttasche vergrößert den Drehzahlbereich des Comprex, besonders bei kleinem Ladedruck; er erstreckt sich bis über die halbe Comprex-Auslegedrehzahl. Die gemessene Comprex-Charakteristik, Bild 7, wurde an einem Aggregat mit Gas- und Lufttaschen aufgenommen.

h) Anlassen des Motors mit Comprex

Beim Starten, wenn der Comprex kaum dreht oder sogar stillsteht, wird der Motor durch ein Rückschlagventil im Ansaugrohr direkt von der Umgebung mit Frischluft versorgt. Dieses Ventil wird beim Stillstand des Motors durch eine Feder oder durch sein Gewicht offengehalten. Eine weitere Verbesserung wird mit der Anordnung nach Bild 10 erreicht, bei der das Ventil in offener Stellung die Verbindung mit dem Comprex drosselt. Sobald der Motor angelaufen ist, wird der vom Comprex gelieferte Luftdruck so gross, dass der Druckunterschied am Ventil die direkte Verbindung zur Ansaugleitung schliesst. Dieses einfache Element erlaubt das Anlassen ohne eine Betätigung von aussen.

i) Versuchsergebnisse am Fahrzeugdieselmotor

Bild 11 zeigt den Saurer-Motor CO1DL mit angebaute Comprex-Lader (105 mm Bohrung und 120 mm Hub, 4 Zylinder), der bei 2400 U/min auf dem Prüfstand ohne Ventilator 95 PS abgibt. Auf Bild 12 ist der Comprex mit ausgebaute Gasstator ersichtlich. Der Zweck der Versuche war, das Ladesystem an einem möglichst kleinen Dieselmotor zu erproben. Dafür war kein Comprex-Modell von angepasster Leistung vorhanden. Die Versuche wurden deshalb mit einem modifizierten Comprex von ursprünglich doppelter Leistung vorgenommen; Bild 13 zeigt die Ergebnisse. Durch die Verengerung der Hochdruckstatoröffnungen und die Verwendung eines Rotors mit höherer Schaufelzahl (49 statt 35) konnte die Leistung dem Motor angepasst werden. Die Bedingungen sind dabei nicht optimal. Die Messungen zeigen aber, dass bei kleinen Fahrzeugdieselmotoren die Mitteldrücke der Benzinmotoren erreicht werden können. Der gemessene Vollast-Brennstoffverbrauch bei 60% der maximalen Drehzahl liegt bei diesem Motor sogar unter dem in Bild 1 vorausgesetzten Wert. Bei optimal angepasstem Comprex kann der Ladedruck bei kleiner Motordrehzahl noch erhöht werden.

Die durchgeführten Versuche beweisen somit, dass es mit dem einfachen und billigen Comprex-Aufladeverfahren gelingt, das Drehmoment auch von kleinen Fahrzeugdieselmotoren auf dasjenige von Benzinmotoren des gleichen Hubvolumens zu heben. Die Motorcharakteristiken entsprechen bei sehr günstigem Brennstoffverbrauch den besonderen Bedingungen des Fahrzeuges.

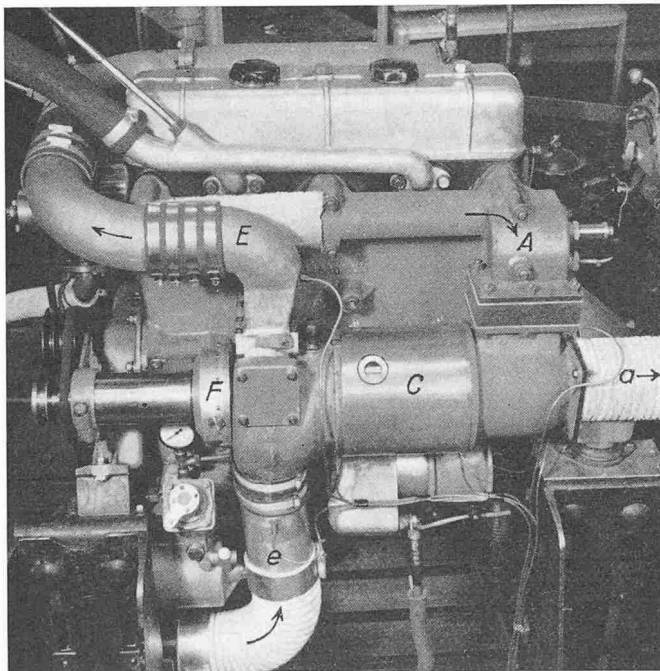


Bild 11. Saurer-Vierzylinder-Dieselmotor CO 1 DL (Hubvol. 4,16 l, Leistung 95 PS bei 2400 U/min) mit angebaute Comprex (ursprüngliche Kapazität 200 PS) auf dem Prüfstand im Institut für Verbrennungsmotoren der ETH

C = Comprex F = Flüssigkeitskupplung
Luftzustände: e vor Comprex, E nach Comprex
Abgaszustände: A vor Comprex, a nach Comprex

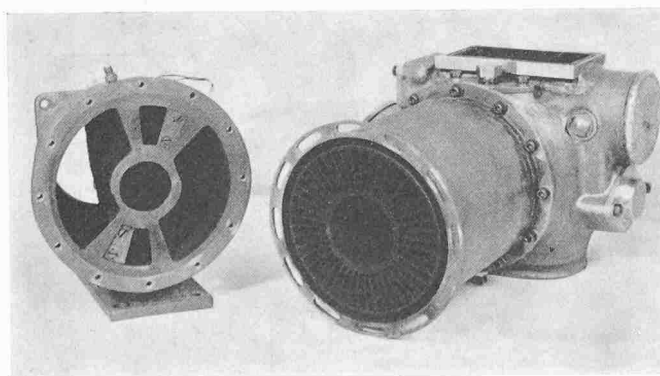


Bild 12. Comprex nach Bild 11 mit abgenommenem Auspuffstator

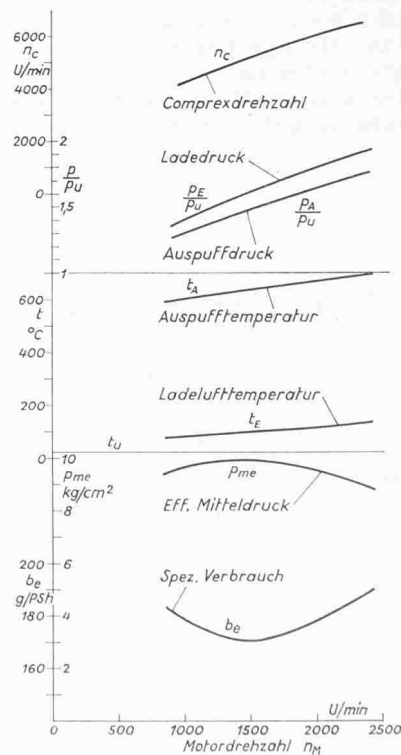


Bild 13. Versuchsergebnisse der Anordnung nach Bild 11. Umgebungszustand: $p_u = 725 \text{ mm Hg}$, $t_u = 23^\circ \text{C}$. Der verwendete Comprex ist für fast die doppelte Motorleistung vorgesehen und wurde durch tangentielle Verkleinerung der Öffnungen an diesen Motor angepasst. Für optimale Bedingungen wäre die 100-PS-Einheit nach Bild 5 vorzusehen, die linear 1,4 mal kleiner zu bauen wäre

Literaturverzeichnis

- [1] *M. Berchtold*: Zur Entwicklung der instationären Gasdynamik. SBZ 1960, Heft 28, S. 463.
- [2] *W. Rixmann*: Neue Mercedes-Benz-Wagen. «ATZ» Sept. 1961.
- [3] *J. S. Bright*: Diesel Engines for use in light Delivery Vehicle and Taxi Service. «SAE Transactions» 1959 p. 449.
- [4] *J. E. Mitchell*: An Evaluation of Aftercooling in Turbocharged Diesel Engine Performance. «SAE Transactions» 1959 p. 401.
- [5] *P. de Haller*: Ueber eine graphische Methode in der Gasdynamik. «Techn. Rundschau Sulzer» 1945, Nr. 1.
- [6] *G. Rudinger*: Wave Diagrams for Nonsteady Flow in Ducts. D. van Nostrand Company, Inc. New York 1955.
- [7] *M. Berchtold and H. P. Gull*: Road Performance of a Complex Supercharged Diesel Truck. «SAE Transactions» 1960 p. 367.
- [8] *H. Burri*: Nonsteady Aerodynamics of the Complex Supercharger. ASME Presentation Gas Turbine Conference, Washington DC 1958.

Echange de chaleur dans les générateurs à pistons libres

DK 621.438

Par **R. Huber**, Société d'Etudes Mécaniques et Energétiques, Rueil-Malmaison

La transmission de chaleur dans les moteurs thermiques a été l'un des domaines de recherche du professeur Eichelberg et sa formule, universellement connue, a fortement contribué au développement des machines thermiques et à l'analyse de leurs performances.

Lorsqu'il s'agissait de développer des générateurs à pistons libres comportant des moteurs deux temps à très forte suralimentation, la formule Eichelberg a joué un rôle décisif. Ce développement avait eu lieu en deux étapes. La première concernait la mise au point de compresseurs à pistons libres et permettait de résoudre les problèmes essentiels de la marche sans bielle ni vilebrequin. La deuxième étape, la transformation de ces compresseurs en générateurs avec des moteurs à très forte suralimentation avait soulevé deux questions importantes qui, sans réponse satisfaisante, risquaient de compromettre toute cette évolution d'une technique nouvelle.

Ces questions étaient: 1) Est-il possible de réaliser des moteurs deux temps alimentés en air à plusieurs atmosphères? 2) Peut-on, malgré les pertes additionnelles dans la turbine de détente, obtenir un rendement thermique acceptable?

Ces questions étaient d'autant plus justifiées qu'à l'époque la suralimentation, même des moteurs quatre temps, était à ses débuts et que les projets des générateurs à pistons libres prévoyaient des taux de suralimentation de moteurs deux temps de plusieurs atmosphères. Des taux aussi élevés sont encore de nos jours tout à fait exceptionnels et dépassent de loin les valeurs les plus élevées atteintes jusqu'à maintenant dans des moteurs classiques deux temps.

Les réponses à ces deux questions ont pu être données grâce aux calculs de l'échange de chaleur basés sur la formule

de Eichelberg. Ces calculs laissaient prévoir des échanges thermiques acceptables, ils montraient en plus que les pertes par les parois étaient si faibles que les gains en rendement ainsi réalisés compensaient en grande partie les pertes additionnelles de la turbine.

Les essais des premiers générateurs avaient confirmé les prévisions des calculs, les pertes dans les liquides de refroidissement de ces machines ne dépassaient pas 15 % de la chaleur introduite et le rendement du générateur était supérieur à 43 %.

Le développement ultérieur, se traduisant par une importante augmentation de la puissance massique, a conduit à un refroidissement plus intense de sorte que, sur les générateurs construits de nos jours, les pertes de chaleur du moteur atteignent environ 18 %; elles restent donc encore bien inférieures aux pertes des moteurs classiques.

Les générateurs à pistons libres, parrainés par la formule de Eichelberg, ont aujourd'hui atteint une utilisation importante et variée puisque plus de 300 000 ch sont installés dans des centrales électriques, sur des bateaux ou pour des applications diverses et plus de 200 000 ch sont en construction.

Nous mentionnons comme exemple une installation dans une usine de produits chimiques comportant 15 générateurs du type GS.34, fig.1. Ces générateurs alimentent, comme le montre le schéma fig.2, un collecteur de gaz sur lequel se trouvent branchées cinq turbines à détente entraînant des compresseurs. Ce groupe fonctionne sans interruption depuis plus de deux ans et chacun de ces générateurs a environ 15 000 h de marche. Le nombre de bateaux, propulsés par des groupes à pistons libres, s'élève à 40 et nous montrons

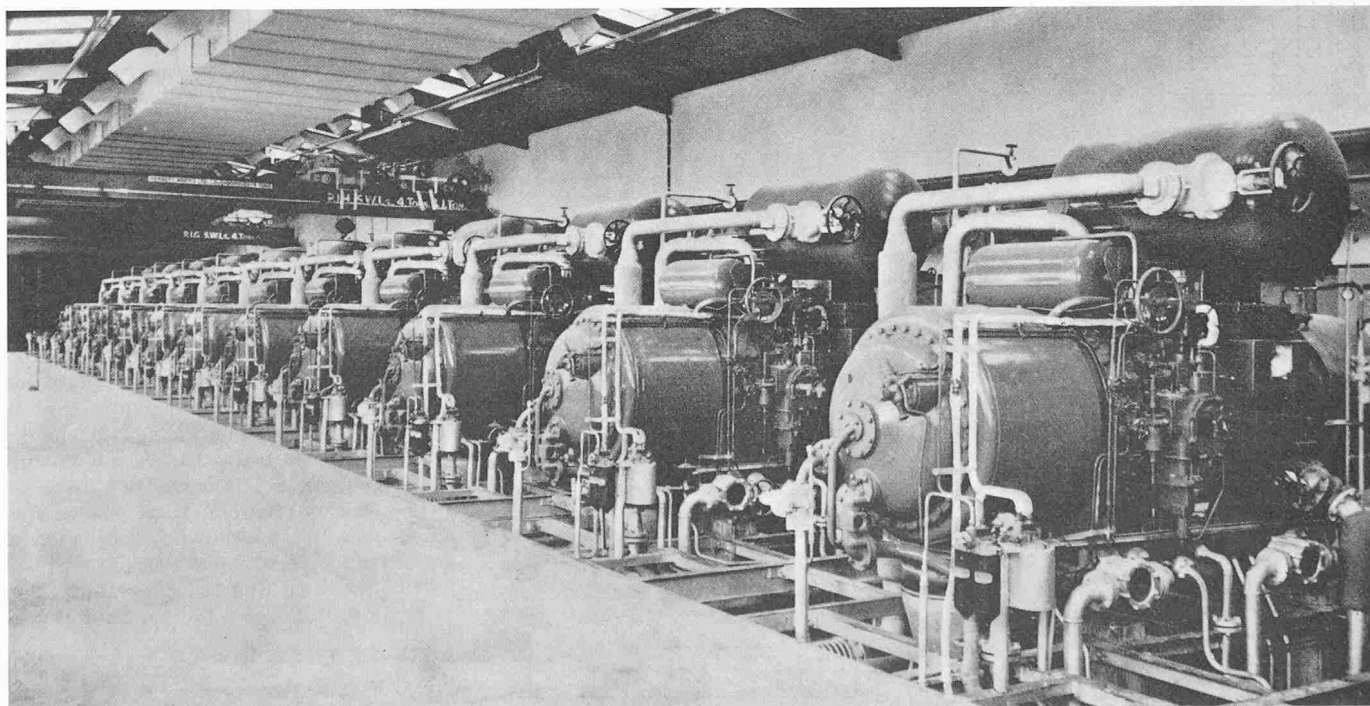


Fig. 1. Groupe de 15 000 ch dans une usine de produits chimiques, Salle des générateurs