**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
**Band:** 78 (1960)
**Heft:** 28

**Artikel:** Zur Entwicklung der instationären Gasdynamik
**Autor:** Berchtold, Max
**DOI:** https://doi.org/10.5169/seals-64918

**Nutzungsbedingungen**
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

**Conditions d'utilisation**
L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

**Terms of use**
The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

**Download PDF:** 07.01.2026

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch**

ORGAN DES SCHWEIZERISCHEN INGENIEUR- UND ARCHITEKTEN-VEREINS S.I.A. UND DER GESELLSCHAFT EHEMALIGER STUDIERENDER DER EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE G.E.P.

# Zur Entwicklung der instationären Gasdynamik

DK 533

Einführungsvorlesung, gehalten am 21. Mai 1960 von **Max Berchtold,** Professor für Thermodynamik und Verbrennungsmotoren an der ETH

## I. Geschichtliche Entwicklung

Die Uebertragung des Schalles durch die Luft ist eine nichtstationäre gasdynamische Erscheinung, bei der die Druckschwankungen und die Bewegung der Teilchen allerdings nur minimal sind. Grössere Druckamplituden entstehen z. B. in der Funkenstrecke eines Blitzes. Die Ausbreitung steiler Wellen erfolgt im dreidimensionalen Raum mit rascher Dissipation der mechanischen Wellenenergie, so dass schliesslich nur normale Schallwellen unser Ohr erreichen. Wellen mit grossen Druckamplituden können, wie nachfolgend gezeigt werden soll, technisch ausgenützt werden.

Es liegt nahe, die instationäre Gasdynamik oder die pulsierende Strömung mit elektrischen Wechselströmen zu vergleichen. Jedoch besteht keine genaue Analogie, denn die Differentialgleichungen für endliche Druckamplituden sind wesentlich komplizierter und die Lösungen deshalb schwieriger. Es ist aber in den meisten Fällen trotzdem möglich, mittels geeigneter Vereinfachungen befriedigende Lösungen zu finden.

Pulsierende Gasströmungen, die wir als nichtstationär bezeichnen, weil an einer bestimmten Stelle des Strömungssystemes zeitliche Veränderungen der Zustände eintreten, können nach der Grössenordnung der Strömungsgeschwindigkeit und der Druckamplitude klassifiziert werden. Die Eigenart der instationären Strömung in einem Rohr mit konstantem Querschnitt kennzeichnet sich bei grosser Druckamplitude durch ein Steilerwerden der Druckwellen und ein Abflachen der Expansionswellen. Mit zunehmendem Drucksprung in einer Stosswelle vergrössern sich die mechanischen Energieverluste. Diese Nichtumkehrbarkeiten können bei kleineren Amplituden vernachlässigt oder zusammen mit anderen Verlusten gesamthaft berücksichtigt werden.

Die Erkenntnis der Zusammenhänge der instationären Gasdynamik geht auf *Newton* zurück, der 1687 erkannte, dass die Ausbreitungsgeschwindigkeit einer Störung in der Atmosphäre $a = \sqrt{E/\rho}$ ist. Für die Elastizität $E$ des Gases verwendete er die von *Boyle* und *Mariotte* zehn Jahre früher gefundene Beziehung für die Isotherme. Die Schallgeschwindigkeit in Luft von 7° C wurde damit auf 283 m/s berechnet. Messungen ergaben aber 1783 für gleiche Bedingungen eine Schallgeschwindigkeit von 337 m/s. Alle möglichen Spekulationen wurden angestellt, um den Unterschied zwischen dem theoretisch und praktisch gefundenen Wert zu erklären.

*Lagrange* war der erste, der auf die richtigen Zusammenhänge verwies. Er vermutete, dass der von *Clement* und *Desormes* festgestellte Unterschied zwischen der spezifischen Wärme bei konstantem Volumen und bei konstantem Druck verschiedene elastische Eigenschaften unter verschiedenen Umständen bedinge. *Poisson* und *Laplace* fanden dann 1807, dass die *Newtonsche* Formel mit den Elastizitätswerten für die Isentrope die richtigen Werte ergaben, das heisst $a = \sqrt{c_p/c_v \cdot p/\rho}$. Der aus der Schallgeschwindigkeit berechnete Wert $\kappa = c_p/c_v = 1{,}425$ war genauer als die aus der direkten Messung von $c_p$ und $c_v$ gefundene Zahl [1] *).

*Poisson* vermutete schon, dass fortlaufende Druckwellen eine steilere Druckfront annehmen. Die Fortpflanzung ebener Luftwellen von endlicher Schwingungsweite wurde erst von *Riemann* 1860 richtig dargestellt, wobei er aber nicht erkannte, dass für den unendlich steilen Druckgradienten ein anderes Elastizitätsgesetz gilt. *Riemann* verwies auf eine frühere Arbeit von *Helmholtz,* in der offenbar vom Steilerwerden und Abflachen der Druckfronten die Rede war [2].

*Rankine* kam 1870 als erster zur Ueberzeugung, dass bei der Druckwelle mit vertikaler Front ein anderes Verdichtungsgesetz in Erscheinung trete als bei einer Welle mit allmählichem Druckanstieg. Die Veröffentlichung enthält diese

*) Die Zahlen in eckigen Klammern verweisen auf das Literaturverzeichnis am Schluss des Aufsatzes

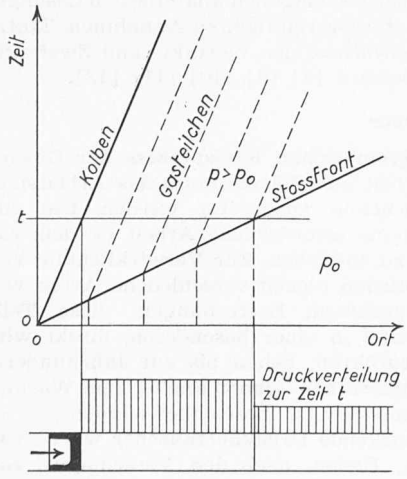



Bild 1a. Der Kolben wird plötzlich auf gleichförmige Geschwindigkeit gebracht. Ein Drucksprung läuft als Stossfront durch das Gas

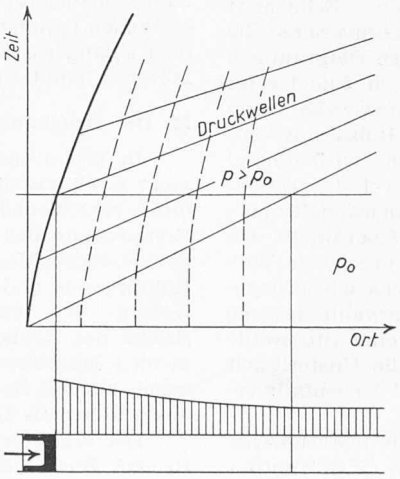



Bild 1b. Der Kolben wird irgendwie beschleunigt. Die mit der jeweiligen Schallgeschwindigkeit vom Kolben ausgehenden Druckwellen bewirken eine allmähliche Druckerhöhung

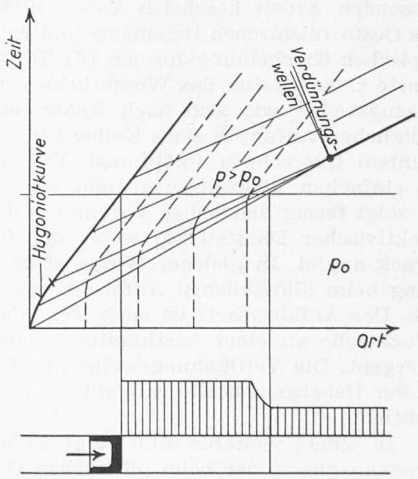



Bild 1c. Der Kolben wird nach speziellem Gesetz beschleunigt. Die Druckwellen holen sich alle in einem bestimmten Punkt ein. Von dort gehen eine Stossfront und eine rücklaufende Verdünnungszone aus

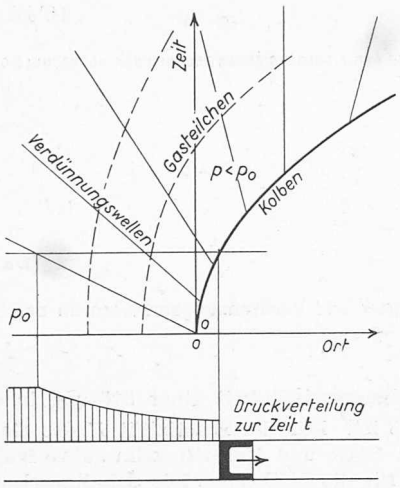



Bild 2a. Der Kolben wird irgendwie beschleunigt. Das Gas strömt nach, wodurch der Druck sinkt

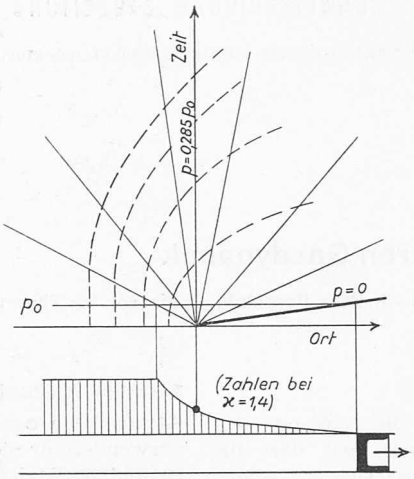



Bild 2b. Der Kolben wird mit fünffacher Anfangs-Schallgeschwindigkeit weggezogen. Da das die höchstmögliche Gasgeschwindigkeit ist, stellt sich hinter dem Kolben ein absolutes Vakuum ein

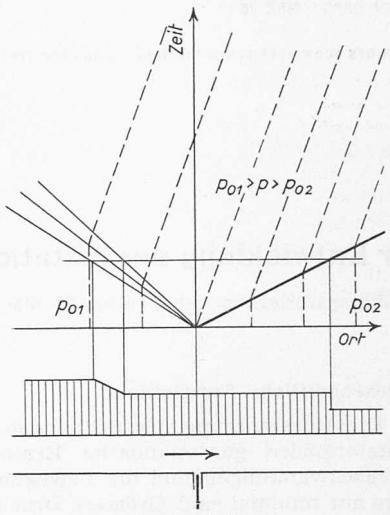



Bild 2c. Plötzliches Oeffnen eines Absperrschiebers. Nach vorwärts läuft eine Stossfront, nach rückwärts gehen Verdünnungswellen

Gedanken, ohne sich aber klar über die Zusammenhänge auszusprechen, obschon neben der Kontinuitäts- und Impulsbetrachtung auch die Energiebilanz aufgestellt worden ist [3].

Endlich war es dann *Hugoniot,* der in klarer Weise 1887 den Vergleich zwischen statischer und dynamischer Adiabate aufstellte [4]. Die später von *Eichelberg* vorgeschlagene Schreibweise zeigt die Analogie in übersichtlicher Weise [5]. Für die dynamische Adiabate gilt

$$\frac{\Delta p}{p_m} + \kappa \frac{\Delta v}{v_m} = 0$$

analog der isentropen Gleichung

$$\frac{dp}{p} + \kappa \frac{dv}{v} = 0$$

*Hugoniot* bezieht sich aber nicht auf die Arbeiten von *Poisson,* der im «Journal de l'Ecole Polytechnique», d. h. in der gleichen Zeitschrift 80 Jahre früher über die gleichen Zusammenhänge Vermutungen ausgesprochen hatte. Er zeigte vielmehr theoretisch, wie mit einem bestimmten Anfahrgesetz die stetig aufbauende Druckwelle an einer bestimmten, vorausberechneten Stelle in eine Stossfront übergeht.

Als wesentliches technisches Problem wurde der Einfluss der instationären Strömung erstmals bei der Druckluftbremsung von Eisenbahnzügen erkannt. In einer sehr umfassenden Arbeit beschrieb *Kobes* 1913 in der «Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architektenvereins» die typischen Erscheinungsformen [6]. In farbigen Diagrammen führte er dem Leser das Wesentliche vor Augen. Bild 1 zeigt auszugsweise, wie sich nach *Kobes* eine Stosswelle beim plötzlichen Anfahren eines Kolbens in einem Rohre mit konstantem Querschnitt fortpflanzt. Der Vorgang wird einmal im einfachen Wegzeit-Diagramm wie in Bild 1 dargestellt. Er zeigt ferner den selben Vorgang in dreidimensionaler perspektivischer Darstellung, wobei die dritte Koordinate den Druck angibt. In gleicher Weise ist der entsprechende Vorgang beim allmählichen Anfahren des Kolbens wiedergegeben. Das Anfahrgesetz ist nach *Hugoniot* so gewählt, dass die Druckwelle an einer bestimmten Stelle in eine Stosswelle übergeht. Die Verdünnungswelle, die durch die Unstetigkeit an der Uebergangsstelle entsteht, ist auf Bild 1 ebenfalls ersichtlich.

In einem weiteren Fall zeigt *Kobes* den instationären Druckausgleich, der beim plötzlichen Oeffnen eines Ventiles entsteht, Bild 2. Eine Verdünnungswelle läuft nach links und eine Stosswelle nach rechts. Ferner wird der Fall gezeigt, bei dem im einen Rohr ein Kolben mit konstanter Geschwindigkeit nach rechts bewegt wird. Wenn die Geschwindigkeit grösser als $5/6 \cdot a$ wird, fällt der Druck im Oeffnungsquerschnitt auf den minimal möglichen Druck, der für Luft ein Drittel des Anfangsdruckes ist. Wenn sich der Kolben mit der fünffachen Schallgeschwindigkeit bewegt, fällt der Druck am Kolben auf Null. Als Vergleich wird auch die bei allmählichem Anfahren des Kolbens eingeleitete Verdünnungswelle gezeigt.

Bei der Entwicklung der Verbrennungskraftmaschine stiess man auf ähnliche Probleme, besonders beim Dieselmotor mit Lufteinblasung. Eine praktische, graphische oder analytische Rechnungsmethode, die erlaubt hätte, das Zusammenspiel verschiedener Wellen zu verfolgen, fehlte zu jener Zeit. Jedoch ermöglichte das qualitative Verständnis der Erscheinungen allein schon wesentliche Verbesserungen. Die Forderung nach höherer Leistung und verbessertem Wirkungsgrad führte zur Einführung der direkten Einspritzung. Instationäre Vorgänge in den Brennstoffleitungen verursachten anfänglich alle möglichen Schwierigkeiten, obwohl ähnliche Vorgänge beim hydraulischen Widder längstens ausgenützt worden waren. Die Zusammenhänge mussten genau erkannt werden, bevor brauchbare und zweckmässige Einspritzsysteme Eingang fanden. Die Arbeiten von *Eichelberg* zeigten dem Ingenieur die grundsätzlichen physikalischen Vorgänge [7]. Instationäre Erscheinungen in den Ansauge- und Auspuffleitungen machten sich bei den schnellaufenden Motoren störend bemerkbar. Besonders die Arbeiten von *Pfriem, Pischinger* und *Lutz* erlaubten, auf die Vorgänge näher einzutreten. Die vorgeschlagenen analytischen Lösungsmethoden beruhen auf stark vereinfachten Annahmen. Trotzdem gelang es, den Gaswechsel der Viertakt- und Zweitakt-Motoren damit zu verbessern [8] [9] [10] [11] [12].

## II. Der Druckaustauscher

In jedem thermodynamischen Kreisprozess zur Gewinnung mechanischer Arbeit aus Wärme muss das Arbeitsmedium verschiedenen Drücken ausgesetzt werden. Die zur Kompression des Mediums erforderliche Arbeit ist dem expandierenden Medium zu entziehen. Zur Verwirklichung von Kompression und Expansion dienen verschiedene Arten von Kolben- und Turbomaschinen. Bestrebungen, diese Teilstücke des Kreisprozesses in einer besonderen, direkt wirkenden Maschine auszuführen, gehen bis zur Jahrhundertwende zurück. Solche Maschinen können analog zum Wärmeaustauscher als Druckaustauscher bezeichnet werden.

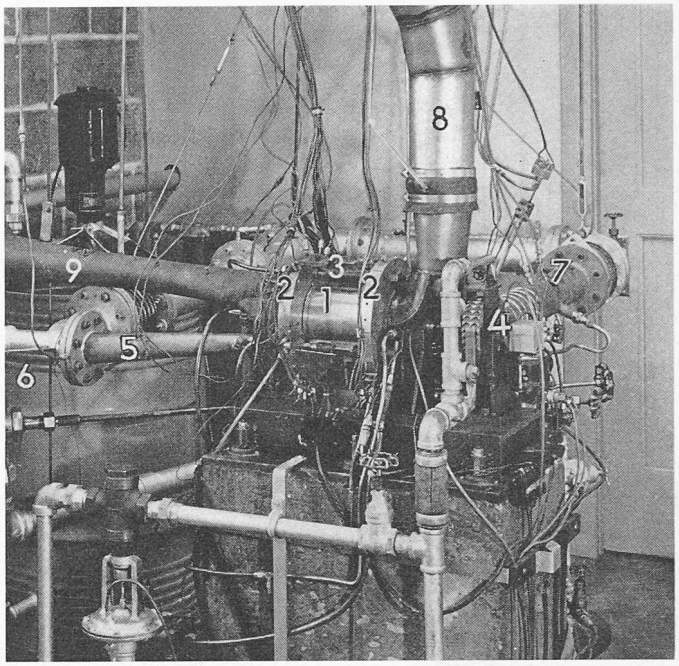
Der erste direkt wirkende Druckaustauscher wurde von Brown, Boveri & Cie., Baden, nach den Vorschlägen von *Lèbre* für eine Luftwärmepumpe gebaut [13]. In dieser Maschine traten die instationären Strömungseffekte hinderlich in Erscheinung. *Seippel* entwickelte einen Druckaustauscher, der die nichtstationären Vorgänge konsequent ausnützte. Schon der erste Druckaustauscher von Brown Boveri wies

Bild 3. Druckaustauscher als Wärmekraftmaschine; Laboratoriumsausführung zur Ueberprüfung der theoretischen Berechnung durch Messungen

1 Rotor (Durchmesser 130 mm, Länge 150 mm)
2 Statoren
3 Distanzbolzen (elektr. geheizt zur Beeinflussung der Spiele im Betrieb)
4 Antriebsturbine (zur Ueberwindung der Lagerreibung)
5 Kollektor der komprimierten Luft
6 Entnahme der verfügbaren komprimierten Luft
7 Brennkammer zur Erhitzung der Luft vor Eintritt in den Rotor
8 Lufteintritt vom Spülgebläse
9 Auspuff des im Rotor expandierten Gases

**Hauptdaten:**

| | |
|---|---|
| Druckverhältnis, ausgelegt | 4,5:1 |
| Druckverhältnis, maximal | 6:1 |
| Temperatur vor Expansion | 1050° C |
| Verfügbare komprimierte Luftmenge bei 4,5 bar | 0,09 kg/s |
| Drehzahl beim Druckverhältnis 4,5 und Umgebungstemperatur 15° C | 19500 U/min |
| Therm. Wirkungsgrad als Luftkompressor | 11% |
| Therm. Wirkungsgrad an der Welle der Leistungsturbine mit $\eta_t = 0{,}85$ und einer Temperatur bei Turbineneintritt von 650° C | 13% |
| Wellenleistung an der Leistungsturbine | 35 kW |




vielversprechende Wirkungsgrade auf [14]. Zweckmässige analytische Methoden zur genauen Korrelation der gemessenen und gerechneten Ergebnisse fehlten.

*Sauer* und *Schultz-Grunow* passten die für stationäre Ueberschallströmungen von *Prandtl-Busemann* entwickelten Charakteristiken-Methode den Bedingungen der nichtstationären Strömungen an [15] [16]. *De Haller* gab mit seiner Publikation eines übersichtlichen, graphischen Charakteristiken-Verfahrens dem Ingenieur ein wertvolles Werkzeug in die Hand [17]. Damit konnten nunmehr verwickelte Vorgänge auf einfache Weise untersucht werden. Die von *de Haller* gerechneten und gemessenen Fälle zeigen gute Uebereinstimmung mit anderweitig gemessenen Vorgängen. Mit der graphischen Lösungsmethode können komplizierte Randbedingungen berücksichtigt werden. Es lassen sich mit diesem Verfahren sogar variable Kanalquerschnitte untersuchen, allerdings mit erheblichem Aufwand. Die Berechnung erfolgt simultan im Lage- und im Zustands-Diagramm. Das Lagediagramm zeigt den Lauf der Druckwellen und die Bewegung der Gasteilchen. Das Zustandsdiagramm beschreibt die Aufeinanderfolge der entsprechenden thermodynamischen Zustände.

*Jenny* wendete das Verfahren zur Berechnung der Auspuffenergie von Verbrennungsmotoren an und half damit, die Abgasturboaufladung grosser Zweitakt-Dieselmotoren zu verwirklichen [18]. *Kantrowitz* entwickelte in den USA ein ähnliches Integrationsverfahren und untersuchte damit die thermischen Wirkungsgrade von Gleichdruck-Kreisprozessen

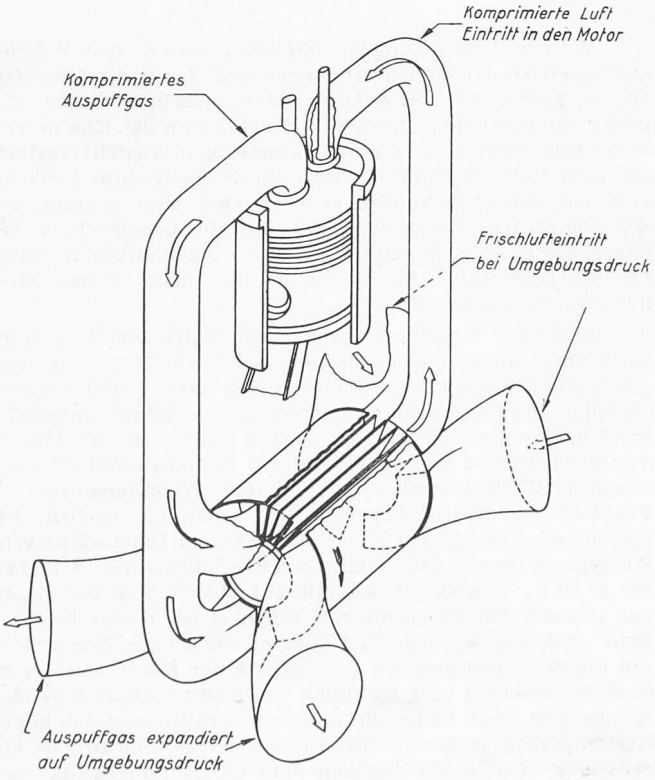



Bild 4. Anordnung eines Druckaustauschers zur Aufladung eines Verbrennungsmotors

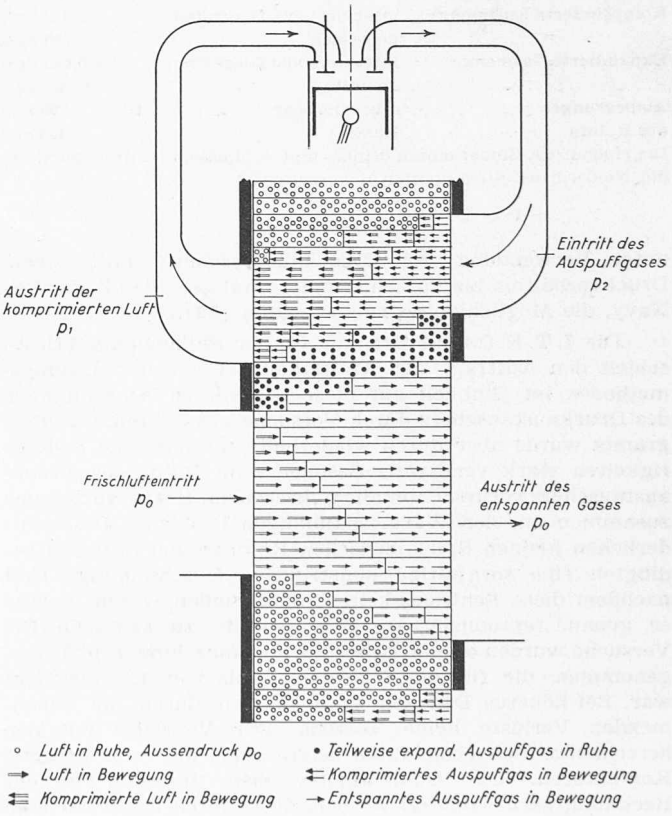



Bild 5. Druckaustauscher-Kreisprozess zur Aufladung eines Verbrennungsmotors. Die Rotorkanäle sind abgewickelt; dem Drehen des Motors entspricht eine Bewegung von oben nach unten

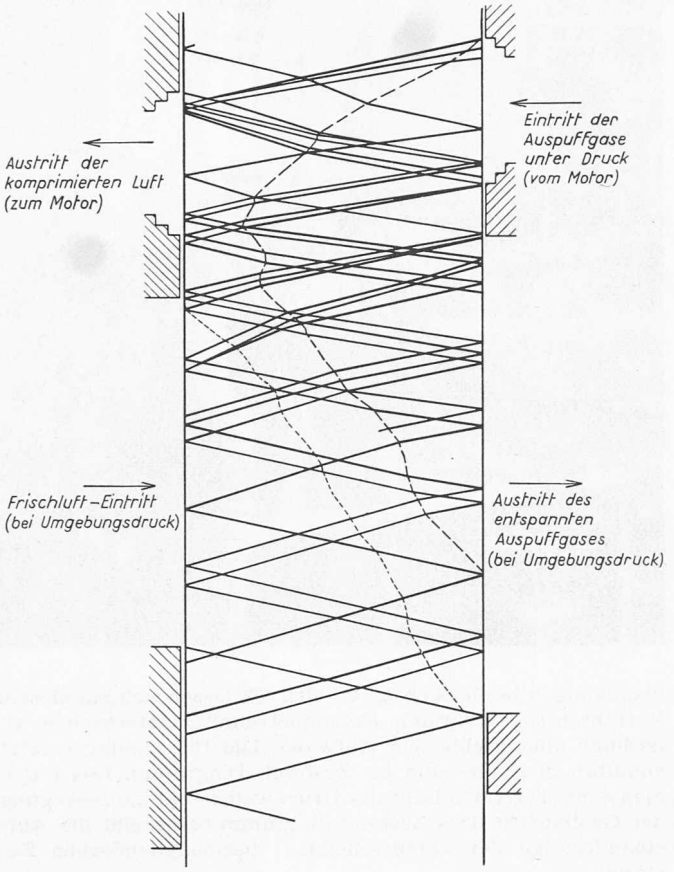



Bild 6. Ergebnis der theoretischen Berechnung des Druckwellen-Bildes (Lagediagramm) mit dem graphischen Charakteristikenverfahren für Verbrennungsmotoren-Aufladung. Anordnung nach Bild 4, schematischer Ablauf des Prozesses nach Bild 5

| | | |
|---|---|---|
| Kompressions-Druckverhältnis $p_0/p_1$ | | = 2,00 |
| Expansions-Druckverhältnis $p_0/p_2$ | | = 1,86 |
| Temp. der Luft am Eintritt | $T_0$ | = 35 °C |
| Temp. des Gases am Eintritt | $T_2$ | = 630 °C |
| Komprimierte Luftmenge: | integriert aus Diagramm | = 0,312 kg/s |
| | gemessen | = 0,285 kg/s |
| Expandierte Gasmenge: | integriert aus Diagramm | = 0,285 kg/s |
| | gemessen | = 0,285 kg/s |
| Abmessungen des Rotors | Durchmesser | 300 mm |
| | Länge | 400 mm |

Die Hochdruck-Steuerkanten öffnen und schliessen in drei Schritten, die Niederdruck-Steuerkanten unverzüglich

unter Verwendung von Druckaustauschern mit hohem Druckverhältnis bis zu zehn, und veranlasste damit die US-Navy, die Möglichkeiten nachzuprüfen [19].

Die I. T. E. Circuit Breaker Co. in Philadelphia (USA) erhielt den Auftrag, den Gültigkeitsbereich der Lösungsmethoden im Hinblick auf diese besonderen Anwendungen des Druckaustauschers durch Versuche abzuklären. Das Programm wurde aber durch wiederholte mechanische Schwierigkeiten stark verzögert. Besonders im Rotor des Druckaustauschers verursachten die pulsierenden Beanspruchungen zusammen mit den Wärmespannungen Probleme. Die erforderlichen kleinen Spiele zwischen Rotoren und Statoren bedingten eine sorgfältige konstruktive Durchbildung. Erst nachdem diese Schwierigkeiten überwunden waren, gelang es, genaue reproduzierbare Messresultate zu sammeln. Die Versuche wurden an der Laboratoriumsmaschine, Bild 3, vorgenommen, die für ein Druckverhältnis von 4,5 ausgelegt war. Bei höheren Drücken ergaben sich durch die zunehmenden Verluste keine Vorteile. Der Vergleich mit den berechneten Betriebspunkten zeigte dabei die erforderlichen Korrekturen. Die Undichtheitsverluste mussten in der Rechnung berücksichtigt werden, da dadurch die erwarteten Druckamplituden verringert werden. Die entweichenden Mengen bedingen wesentliche, aber leicht in die Rechnung einzuschliessende Verluste [20].

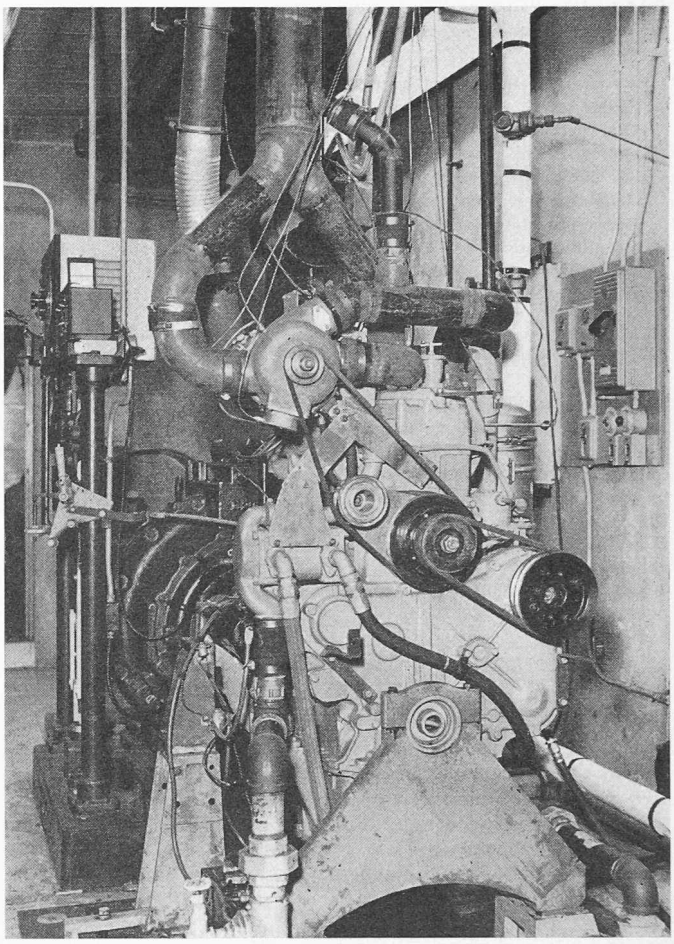


Bild 7. Lastwagen-Dieselmotor mit Druckwellen-Auflader «Comprex» auf dem Prüfstand.
Motorleistung aufgeladen 200 PS
Ladedruck $p$ = 1,90 bar Auspuffdruck $p$ = 1,75 bar
$p_e$ = 10,5 bar (= 10,7 kg/cm²)

Weitere Abweichungen entstehen durch den Wärmeaustausch an den Zellenwandungen und durch die Mischung an den Trennschichten zwischen den einzelnen Gasen. Die infolge allmählichem Oeffnen und Schliessen der Kanäle verursachten Verluste sowie die kinetischen Austrittsverluste aus dem Rotor und die Verluste durch die Nichtumkehrbarkeiten in den Stossfronten ergeben sich ohne weiteres aus der Charakteristikenlösung. Die für die gewünschten Betriebsbedingungen korrigierten Rechnungsverfahren erlauben, die technischen Möglichkeiten der instationären Gasdynamik auszuwerten.

Wird der Druckaustauscher als Wärmekraftmaschine verwendet, so steht die geleistete Arbeit in Form von komprimiertem Gas zur Verfügung. Dieses kann direkt verwendet oder in einer Turbine in mechanische Arbeit umgesetzt werden. Die Untersuchungen zeigten, dass sich bei Druckaustauschern von kleinen Leistungen (bis etwa 200 PS equivalenter Wellenleistung) vorteilhafte Wirkungsgrade im Vergleich zu Gasturbinen gleicher Leistung ergeben. Die equivalenten isentropen Kompressions- und Expansions-Wirkungsgrade liegen bei einem Druckverhältnis von 4:1 etwa bei je 78 %, was verglichen mit gut ausgelegten mehrstufigen grossen Turbomaschinen bescheiden ist. Dieser Nachteil kann aber mit den erheblich höheren zulässigen Temperaturen teilweise kompensiert werden. Da der Rotor von der zu komprimierenden Luft wie auch von dem zu expandierenden Gas bespült wird, bleibt die Rotortemperatur auch bei hohen Gastemperaturen in zulässigen Grenzen. Bei Gasturbinen mit grösseren Leistungen dagegen sind die Kompressions- und Expansionswirkungsgrade so hoch, dass bei den heute zulässigen Turbinen-Eintrittstemperaturen Druckaustauscher nicht mehr wettbewerbsfähig sind.

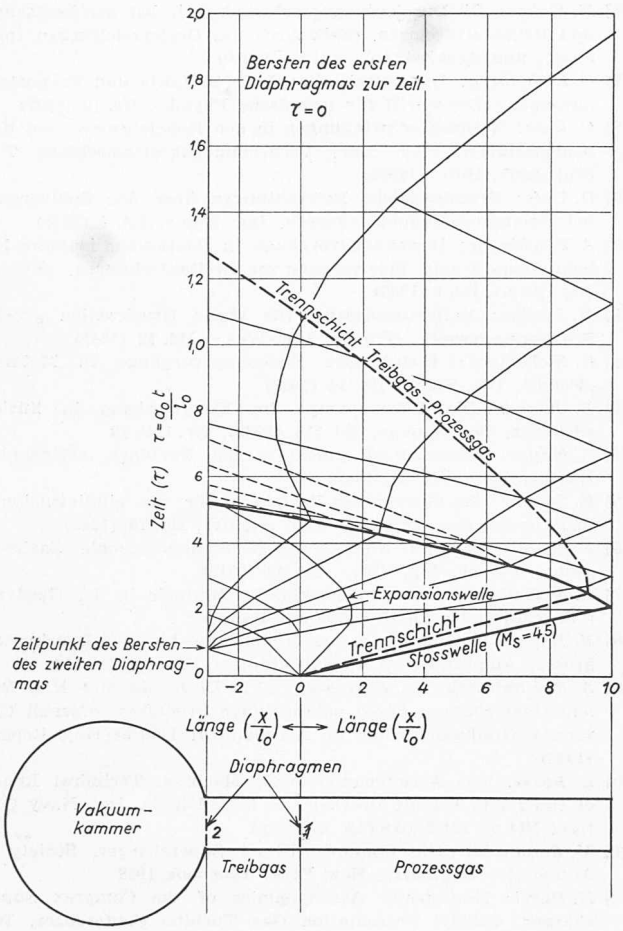



Bild 8. Wellendiagramm (oben) und schematische Anordnung (unten) einer Druckstoss-Reaktionskammer. Die Diaphragmen sind dünne geritzte Kupferbleche, die durch eine kleine lokale Spannungserhöhung (z. B. mit magnetisch gesteuerter Nadel) zum Bersten gebracht werden

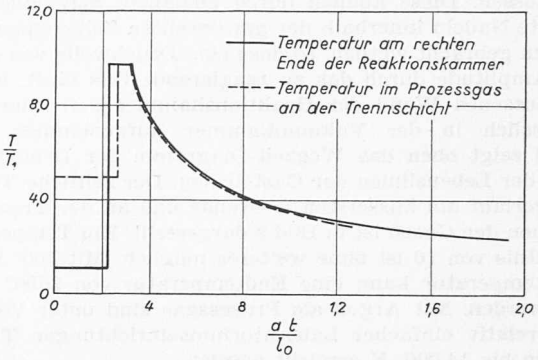



Bild 9. Zeitlicher Temperaturverlauf $T/T_1$ in der Druckstoss-Reaktionskammer

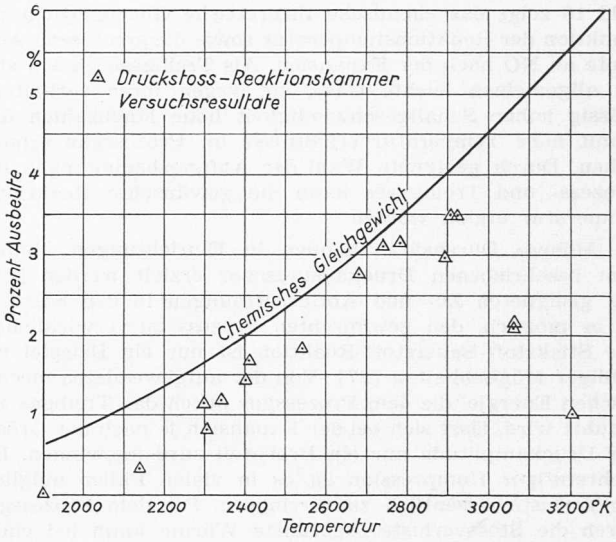



Bild 10. Anteil NO bei chemischem Gleichgewicht als Funktion der Temperatur und gemessene Ausbeute nach der Reaktion und Expansion in der Druckstoss-Reaktionskammer

Ein Anwendungsgebiet, bei dem der Druckaustauscher wesentliche Vorteile bietet, ist die Aufladung von Verbrennungsmotoren für Fahrzeuge. Der geringe Luftdurchsatz, der weite Drehzahlbereich und die dauernden Lastwechsel stellen hohe Anforderungen an den Auflader. Der Druckaustauscher folgt unverzüglich jeder Belastungsänderung. Die generelle Anordnung geht aus Bild 4 hervor. Ein für diesen Zweck besonders geeigneter Druckaustauscher wurde von I. T. E. entwickelt. Die Wirkungsweise ist aus Bild 5 ersichtlich [21].

Für die Berechnungen, die für alle Betriebszustände durchzuführen sind, eignet sich das genannte graphische Charakteristikenverfahren. Da es sich um zyklische Vorgänge handelt, muss der Integrationsprozess mehrmals wiederholt werden, bis die Anfangs- und Endbedingungen genügend genau übereinstimmen. Im allgemeinen benötigt man etwa drei Iterationen. Das Ergebnis einer solchen Integration ist in Bild 6 dargestellt [22].

Prozesse mit verändertem Durchsatz, verändertem Druck und veränderter Temperatur der Auspuffgase lassen sich für verschiedene Drehzahlen des Rotors durchführen. Die Aehnlichkeitsgesetze erlauben, die erforderliche Zahl der zu untersuchenden Fälle weitgehend zu verringern.

Das Betriebsverhalten eines Verbrennungsmotores mit Druckaustauscher-Aufladung kann dank dieser Berechnungsmethode weitgehend der gewünschten Betriebs-Charakteristik angepasst werden. In enger Zusammenarbeit zwischen Brown Boveri und I.T.E. wird der Druckaustauscher, genannt *Comprex* für Aufladezwecke weiter entwickelt [23].

Bild 7 zeigt einen *Comprex* auf einem Fahrzeug-Dieselmotor, mit dem eine Leistungserhöhung von 70 % gegenüber dem unaufgeladenen Motor erzielt wird. Die Aufladung bis zu einem Druck von 2,2 ata ist heute im praktischen Betrieb weitgehend erprobt. Versuche bis 3 ata Ladedruck mit Ladeluftkühlung ergaben zweieinhalbfache Leistungserhöhung. Druckaustauscher für Aufladezwecke lassen sich bis zu einem Druckverhältnis von 5 verwenden.

Der Druckaustauscher bildet ein typisches Beispiel einer praktischen Ausnützung instationärer Gasdynamik zur Leistungssteigerung und Wirkungsgradverbesserung von Verbrennungsmotoren.

### III. Druckwellen zum Erzeugen hoher Temperaturen

Eine weitere, noch in den Anfängen stehende Anwendung instationärer Gasdynamik ist aus den Vorschlägen von *Kantrowitz* hervorgegangen [24]. Er hatte schon früher gezeigt, dass mit geeigneten Kanalformen extrem hohe Temperaturen erzielt werden können. In relativ einfachen Vorrichtungen gelingt es mittelst dieser hohen Temperaturen, unter normalen Temperaturen bestehende chemische Gleichgewichte zu verschieben.

Die Reaktionsgeschwindigkeit bestimmt die Zeit, die nötig ist, um genügend nahe an das der neuen Temperatur entsprechende, theoretische Gleichgewicht heranzukommen. Bei extrem schneller Expansion kann sich dann die Gemischzusammensetzung nicht dem neuen Gleichgewicht entsprechend ändern. Die der höheren Anfangstemperatur entsprechende Verteilung bleibt weitgehend auch bei tiefer Temperatur bestehen. Dieses Erstarren («Freezing») des Zustandes hat eine gewisse Aehnlichkeit mit dem Abschrecken von Metallen, wie es zum Erzielen hoher Härtegrade verwendet wird. Solche Vorgänge lassen sich in Einzelkanälen mit entsprechender Ventil- oder Membransteuerung durchführen.

Das vom *Cornell Aeronautical Laboratory* vorgeschlagene System ist im Prinzip aus Bild 8 (unten) ersichtlich [25]. Es besteht aus einer Treibgaskammer, einer Vakuumkammer und einer Prozessgaskammer. Das unter höherem Druck stehende Treibgas ist zwischen zwei Membranen ein-

geschlossen. Diese können durch geeignete magnetisch gesteuerte Nadeln innerhalb der gewünschten Zeitgrenzen zum Bersten gebracht werden, so dass eine Druckwelle von extremer Amplitude durch das zu reagierende Gas läuft, an der geschlossenen Wand der Reaktionskammer reflektiert und schliesslich in der Vakuumkammer aufgenommen wird. Bild 8 zeigt oben das Wegzeit-Diagramm der Druckwellen sowie der Lebenslinien der Gasteilchen. Der zeitliche Temperaturverlauf am äussersten Rohrende und an der Trennzone zwischen den Gasen ist in Bild 9 dargestellt. Ein Temperaturverhältnis von 10 ist ohne weiteres möglich. Mit 300° K Anfangstemperatur kann eine Endtemperatur von 3000° K erzielt werden. Mit Argon als Prozessgas sind unter Verwendung relativ einfacher Laboratoriumseinrichtungen Temperaturen bis 14 000° K erreicht worden.

Wird in der Einrichtung nach Bild 8 Luft als Prozessgas und Helium als Treibgas verwendet, so entsteht NO. Bild 10 zeigt das chemische theoretische Gleichgewicht als Funktion der Reaktionstemperatur sowie die gemessene Ausbeute an NO nach der Expansion. Als Treibgase eignen sich im allgemeinen leichte Gase, die wegen ihrer verhältnismässig hohen Schallgeschwindigkeit hohe Machzahlen und damit hohe Temperaturverhältnisse im Prozessgas ermöglichen. Durch geeignete Wahl der Anfangsbedingungen des Prozess- und Treibgases kann die gewünschte Reaktionstemperatur erzielt werden.

Höhere Durchsätze können in Einrichtungen ähnlich dem beschriebenen Druckaustauscher erzielt werden [26]. Mit geeigneten Zu- und Abflussöffnungen in den Statoren ist es möglich, den gewünschten Prozess zu verwirklichen. Die Stickstoff-Sauerstoff-Reaktion ist nur ein Beispiel unzähliger Möglichkeiten [27]. Von der aufgewendeten mechanischen Energie, die dem Prozessgas durch das Treibgas zugeführt wird, lässt sich bei der Expansion je nach der Grösse der Druckamplitude nur ein Bruchteil zurückgewinnen. Bei mehrstufiger Kompression ist es in vielen Fällen möglich, die Verluste wesentlich zu verringern. Die dem Prozessgas durch die Stossverluste zugeführte Wärme kann bei endothermen Reaktionen teilweise ausgenützt werden.

In diesen Reaktionskammern gelingt es, kurzzeitig extreme Temperaturen zu erzielen. Dies ist hinsichtlich der hohen Expansionsgeschwindigkeit von Bedeutung. Die kurzzeitige Erhitzung erlaubt, Temperaturen zu verwirklichen, die weit über den für die Materialien zulässigen Grenzen liegen. Auch im Verbrennungsmotor ist es dank dem raschen Ablauf der Verbrennung möglich, mit hohen Temperaturen zu arbeiten. Die geringere Trägheit der Reaktionskammer erlaubt aber einen hundertmal schnelleren Ablauf des Vorganges. Die Wärmeverluste an die Umgebung sind dabei äusserst klein. Bei den beschriebenen Anordnungen wird die dem reagierenden Gas vom Treibgas zugeführte Arbeit z. T. bei der Expansion an das Treibgas zurückgegeben. Die in Wärme umgesetzte Arbeit kann im Falle einer endothermen Reaktion mindestens teilweise ausgenützt werden. Der Arbeits- und Wärmeaufwand bestimmt neben den Anlagekosten die Wirtschaftlichkeit eines solchen Verfahrens.

Die angeführten Beispiele zeigen, welch weites Gebiet der instationären Gasdynamik noch offen steht. Die Weiterentwicklung muss sich in hohem Masse auf eine Zusammenarbeit zwischen Vertretern verschiedener Fachrichtungen wie Aerodynamik, Thermodynamik, Physik, Chemie, Mathematik sowie des Maschinenbaues stützen.

**Literaturverzeichnis**


[1] *S. D. Poisson:* Mémoire sur la théorie du son, «Journal de l'Ecole Polytechnique», Cahier 14 (1808)

[2] *B. Riemann:* Ueber die Fortpflanzung ebener Luftwellen von endlicher Schwingungsweite, «Abhandlungen der königlichen Gesellschaft der Wissenschaften zu Göttingen», Bd. 8 (1860)

[3] *W. J. M. Rankine:* On the Thermodynamic Theory of Waves of Finite Disturbance. «Philos. Transactions of the Royal Society London», Vol. CLX (1870)

[4] *H. Hugoniot:* Sur la propagation du mouvement dans les corps. «Journal de l'Ecole Polytechnique», Cahier 57 (1887)

[5] *G. Eichelberg:* Zustandsänderungen idealer Gase mit endlicher Geschwindigkeit. «Forsch. Ing.-Wes.», Bd. 5 (1934)

[6] *K. Kobes:* Die Durchschlagsgeschwindigkeit bei den Luftsauge- und Druckluftbremsen. «Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereins» (1910)

[7] *G. Eichelberg:* Dynamische Vorgänge in Luft- und Brennstoffleitungen. «Zeitschrift für technische Physik», Nr. 10 (1929)

[8] *O. Lutz:* Resonanzschwingungen in den Rohrleitungen von Kolbenmaschinen. «Ber. Lab. Verbrennungskraftmaschinen T.H. Stuttgart», Heft 3 (1934)

[9] *O. Lutz:* Grundsätzliche Betrachtungen über den Spülvorgang bei Zweitaktmaschinen. «Forsch. Ing.-Wes.», Bd. 4 (1934)

[10] *A. Pischinger:* Bewegungsvorgänge in Gassäulen, insbesondere beim Auspuff- und Spielvorgang von Zweitakt-Motoren. «Forsch. Ing.-Wes.», Bd. 6 (1935)

[11] *H. Pfriem:* Reflexionsgesetze für ebene Druckwellen grosser Schwingungsweite. «Forsch. Ing.-Wes.», Bd. 12 (1941)

[12] *G. Eichelberg:* Instationäre Strömungsvorgänge in Motoren. «Forsch. Ing.-Wes.», Bd. 14 (1943)

[13] *B. Bauer:* Die Wärmepumpe im Kongresshaus in Zürich. «Schweiz. Bauzeitung», Bd. 114 (1939), Nr. 1, S. 13

[14] *A. Meyer:* Recent Development in Gas Turbines. «Mechanical Engineering», Vol. 69 (1947)

[15] *R. Sauer:* Charakteristiken-Verfahren für die eindimensionale instationäre Gasströmung. «Ing. Archiv», Bd. 13 (1942)

[16] *F. Schultz-Grunow:* Nichtstationäre eindimensionale Gasbewegung. «Forsch. Ing.-Wes.», Bd. 13 (1942)

[17] *P. de Haller:* Ueber eine graphische Methode in der Gasdynamik. «Sulzer Techn. Rundschau» 1945, Nr. 1

[18] *E. Jenny:* Berechnungen und Modellversuche über Druckwellen grosser Amplituden in Auspuffleitungen. Diss. ETH 1949

[19] *A. R. Kantrowitz, A. Hertzberg, E. D. DcDonald* and *E. L. Resler*: Heat Engines based on the Wave Processes. «Cornell University Graduate School of Aeronautical Engineering Report» (1948)

[20] *H. Burri:* The Aerodynamic Wave Machine. Technical Report of the I.T.E. Circuit Breaker Co. Philadelphia, Pa., Navy Contract NO as 10407 (ASTIA Library)

[21] *M. Berchtold:* The Comprex Diesel Supercharger. Society of Automotive Engineers, New York, Yearbook 1958

[22] *H. Burri:* Nonesteady Aerodynamics of the Comprex Supercharger. «ASME Presentation Gas Turbine Conference», Washington DC (1958)

[23] *M. Berchtold* and *H. P. Gull:* Road Performance of a Comprex Supercharged Diesel Truck. «SAE Presentation National Diesel Engine Meeting», Chicago (1959)

[24] *E. L. Resler, S. C. Lin* and *A. R. Kantrowitz:* The Production of high Temperature Gases in Shock Tubes. «Journal Applied Physic», Vol. 23 (1952)

[25] *H. S. Glick, W. Squire* and *A. Hertzberg:* A new Shock Tube Technique for the Study of High Temperature Gas Phase Reactions, Project Squid Report (1953), Abstract «Bulletin Amer. Phys. Soc.» (1953)

[26] *A. Hertzberg:* A Shock Tube Method for generating Hypersonic Flows. «Journal of the Aeronautical Sciences», Vol. 18 (1951)

[27] *W. R. Warren:* The Design and Performance of the General Electric Six Inch Shock Tunnel Facility. «AFSWC Shock Tube Symposium», February 1952


## Rechtsfragen der Nationalstrassen

DK 625.711:342

Am 29. Juni 1960 tagte in Bern die *Konferenz der kantonalen Baudirektoren* unter dem Vorsitz von Landammann Dr. S. Frick, St. Gallen, und in Anwesenheit von Bundesrat Tschudi und Direktor Dr. R. Ruckli vom Eidg. Amt für Strassen- und Flussbau. Die Konferenz beschäftigte sich namentlich mit den weiteren Vorbereitungen für den Nationalstrassenbau, die in den Kantonen getroffen werden müssen.

Nächstens sind die kantonalen Ausführungsbestimmungen zum Bundesgesetz über die Nationalstrassen zu erlassen. Die Baudirektoren sind der Auffassung, dass hiefür die Form regierungsrätlicher Verordnungen gewählt werden soll, die sich zur Hauptsache auf die Regelung der Zuständigkeiten innerhalb des Kantons beschränken können.

Im weitern ist die Frage diskutiert worden, ob für die Finanzierung der Nationalstrassen durch die Kantone die Parlamente oder die Stimmbürger begrüsst werden müssen. Die Antwort hierauf erteilt das Bundesgesetz über die Nationalstrassen. Nach Art. 11 befindet der Bund über die Linienführung, die Form und über den Zeitpunkt der Bauausführung. Art. 58, Absatz 2 sodann sagt ausdrücklich: «Der Bundesrat entscheidet im Einzelfalle über die Verteilung der Erstellungskosten der Nationalstrassen auf Bund und Kan-