Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 70 (1952)
Heft: 18

Artikel: Ueber die Entwicklungs-Etappen der Büchi-Abgasturboaufladung
Autor: Büchi, Alfred J.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-59602

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: 17.07.2025

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

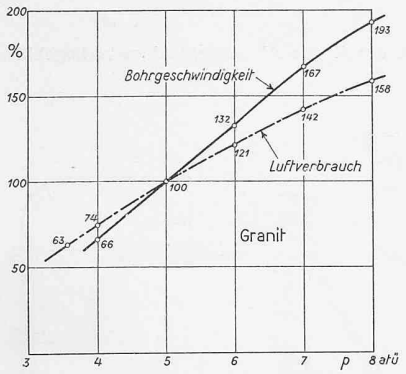

Bild 19. Beziehung des Pressluftdruckes zu Bohrgeschwindigkeit und Luftverbrauch (Rabcewicz)

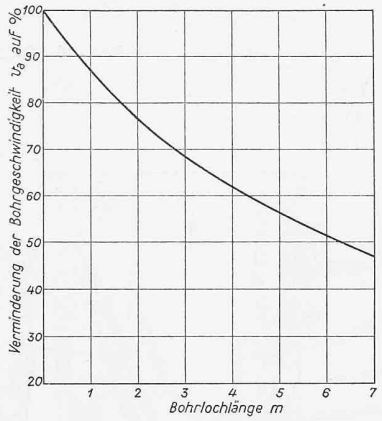

Bild 21. Abnahme der Bohrleistung mit der Lochlänge. Mittelwert aus Versuchsreihen in Granit, mit Coromand-Bohrstahlsechskant $^7/_8$", Meisselschneide 34 mm konstant. Druck 6 atü

Steckenbleiben ja nicht nur Zeitverlust und damit die Störung des Arbeitsrhythmus in unkontrollierbarer Weise, sondern auch manchmal den Verlust teurer Bohrkronen.

Hoher Pressluftdruck hat natürlich eine Erhöhung der Luftkapazität, einen stärkeren Verschleiss der Bohrmaschinen und der Hartmetallschneiden zur Folge. Doch stehen die hiedurch verursachten Ausgaben in keinem Verhältnis zu den erzielten Vorteilen.

Bei dem unten gebrachten Beispiel würde eine Erhöhung der Luftkapazität beispielsweise um 42% einer Mehrausgabe von 50 000 Fr. an Maschinenanschaffung bedeuten. Dies wären etwa 5,5% des Neuwertbetrages. Bei einem Vortrieb von 8 m/Tag wären die Mehrkosten an Geräten, Betriebstoffen und Zinsendienst rd. 17 Fr./m.

Die Erhöhung der reinen Bohrgeschwindigkeit um 67 %, z. B. von 25 cm/min auf 42 cm/min, steigert jedoch die Vortriebsleistung von 7,65 m auf 8,40 m/Tag und bringt somit eine Verbilligung um 55 Fr./m (siehe Tabelle 1 in Nr. 19).

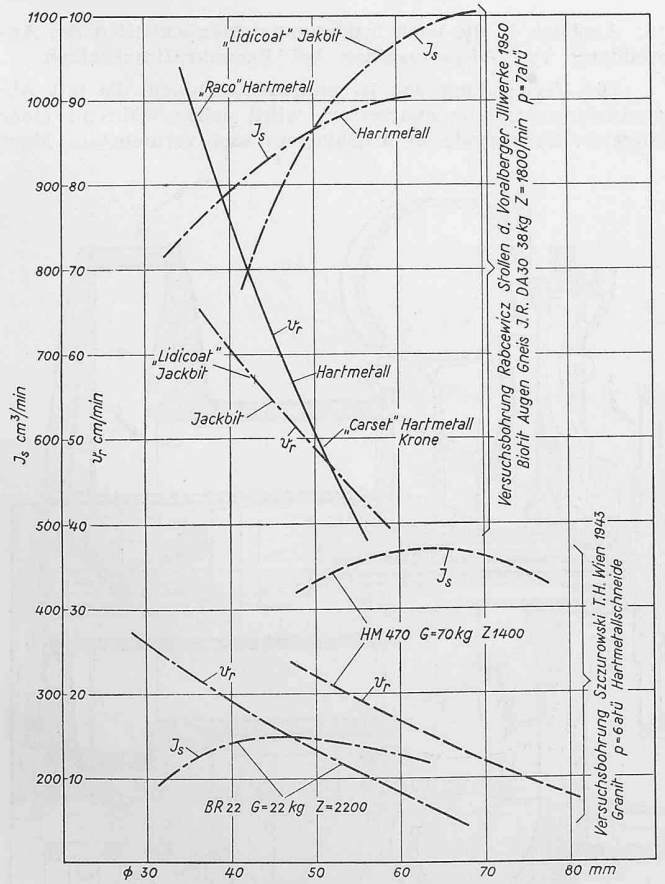

Bild 20. Beziehung der reinen Bohrgeschwindigkeit v_r bzw. des spez. Bohrlochinhaltes J_s zum Bohrlochdurchmesser für Hartmetallschneiden und Jackbits (Rabcewicz)

Dabei ist überdies die Senkung der Nebenzeiten durch Wegfallen des Steckens der Bohrer nicht berücksichtigt.

6. Durchmesser und Länge des Bohrloches

Die reine Bohrgeschwindigkeit sinkt beachtlich mit zunehmendem Bohrlochdurchmesser, wie dies Bild 20 zeigt. Man sollte vermuten, dass beim Bohren mit verschiedenen Durchmessern bei sonst gleichen Verhältnissen der in der Zeiteinheit gebohrte Bohrlochinhalt J_s in cm³/min konstant bleibt. Dies ist jedoch nicht der Fall, vielmehr steigt J_s zunächst bis zu einem Maximum und fällt dann wieder ab. Der Verlauf der J_s-Linien wird durch die Bohrmaschine und die Schneidenart bestimmt.

Entsprechend der J_s-Linie fällt das v_r mehr oder weniger stark bei zunehmendem ϕ. Aus dem Kurvenbild erkennt man also, dass ein Liter Bohrloch bis zu einem gewissen Ausmasse bei grösseren Durchmessern rascher erbohrt wird als bei kleineren. Die physikalische Erklärung dafür findet man ohne weiteres in dem Bohrklein, das bei grösseren Lochdurchmessern immer grösser wird. Ferner sieht man, dass der Unterschied für Jackbits grösser ist als für Hartmetallschneiden. Naturgemäss ist auch das Gestein bei dem Verlauf der Kurven mitbestimmend.

Inwieweit die Länge des Bohrloches die reine Bohrgeschwindigkeit beeinflusst, zeigt Bild 21. Die Kurve der Geschwindigkeitsabnahme wurde aus zahlreichen Messwerten gewonnen, wobei das Bild störende Nebeneinflüsse wie Durchmesserabnahme, Veränderung des Pressluftdruckes u. a. ausgeschaltet wurden. Die Kurve gilt jedoch nur für die angegebenen Bedingungen hinsichtlich Gesteinsart, Bohrstahldurchmesser und Art und Durchmesser der Schneide. Bei sonst gleichen Verhältnissen ist es die Masse der Bohrstange, welcher die Geschwindigkeitsabnahme zuzuschreiben ist.

7. Die Spülung

Versuche haben ergeben, dass bei einem Spüldruck von 3,5 bis 4,5 atü ein Optimum der Vortriebsgeschwindigkeit erreicht wird. Eine Steigerung des Druckes brachte ein Abfallen des v_r um 10 bis 20 %. Bei zu hohem Druck scheint das Wasser als Polster zu wirken, das die Schlagintensität verringert.

8. Die Bohrarbeit

Von grundlegender Wichtigkeit ist, dass das Bohrloch zentrisch gebohrt wird, dass also Lochaxe und Bohreraxe identisch sind. Schräg anzusetzende Bohrlöcher oder andere unsymmetrische Hindernisse (Inhomogenität des Felsens oder schräg verlaufende Klüfte) drängen den Bohrer aus der eingestellten Richtung. Wird nicht rechtzeitig nachgestellt, so wird ein krummes Loch gebohrt, an dessen Wandungen endlich der Stahl reibt. Ausserdem benötigt die ständige Torsion des gekrümmten Bohrers zusätzliche Kraft. Diese Hindernisse setzen die reine Bohrgeschwindigkeit bis zum völligen Stillstand des Bohrers herab und schädigen überdies die Bohrmaschine.

Schluss folgt

Ueber die Entwicklungs-Etappen der Büchi-Abgasturboaufladung

DK 621.436.052

Von Dr. sc. techn. h. c. ALFRED J. BÜCHI, Winterthur

Schluss von Seite 248

14. Zur Konstruktion der Abgasturbogebläse

Bild 16 stellt einen Schnitt durch ein Abgasturbogebläse dar, das von der American Locomotive Company nach Lizenz und Konstruktion Büchi gebaut wird. Es besteht aus einer einstufigen Gasturbine und einem einstufigen Gebläse. Die Turbinenwelle ist in zwei aussen angeordneten Gleitlagern gelagert, von denen eines (links) als Drucklager ausgebildet ist. Der mittlere Teil der Turbinenwelle wird zur Verminderung des Wärmeabflusses vom Turbinenrad gegen das Gebläserad hin durch Gebläsedruckluft gekühlt. Zur Abschirmung gegen Gas- und Luftverluste findet ebenfalls Gebläsedruckluft Verwendung, die durch die Turbinenwelle eingeleitet wird. Das Gebläserad ist aus Aluminium gegossen und mit einer Deckscheibe versehen.

Eine bemerkenswerte Konstruktion eines Abgasturbogebläses zeigt Bild 17. Es handelt sich dabei um ein nach Lizenz und Konstruktion Büchi von der Firma Elliott Company, Jeannette, hergestelltes Aggregat. Eigenartig ist vor allem die Lagerung der Turbinenwelle durch zwei Gleitlager, die in einer von der kalten Gebläseseite her eingeführten Büchse eingebaut sind. Auf der heissen Turbinenseite befindet sich hier überhaupt kein Lager mehr, was betriebstechnisch von sehr grossem Wert ist. Die Abgase treten in Richtung der Turbogebläseachse in die Turbine ein. Von dieser Konstruktion sind bisher weitaus am meisten Abgasturbogebläse (viele Tausende) hergestellt worden.

Bild 18 veranschaulicht das grösste bisher gebaute Abgasturbogebläse, das von Harland & Wolff, Belfast, hergestellt und in grosser Zahl in grosse seegehende Schiffe eingebaut worden ist. Die Turbine ist einstufig und treibt ein zweistufiges Gebläse an. Das Turbineneintrittsgehäuse weist als besonderes Kennzeichen des beschriebenen Aufladesystems vier unter sich getrennte Eintritte auf, die in vier ebenfalls getrennte Düsenkammern der Turbine führen. Diese Ausbildung wird getroffen, um die bereits erwähnte gegenseitige Störung der Spül- und Auspuffvorgänge in den Zylindern bei vielzylindrigen Brennkraftmaschinen zu verhindern.

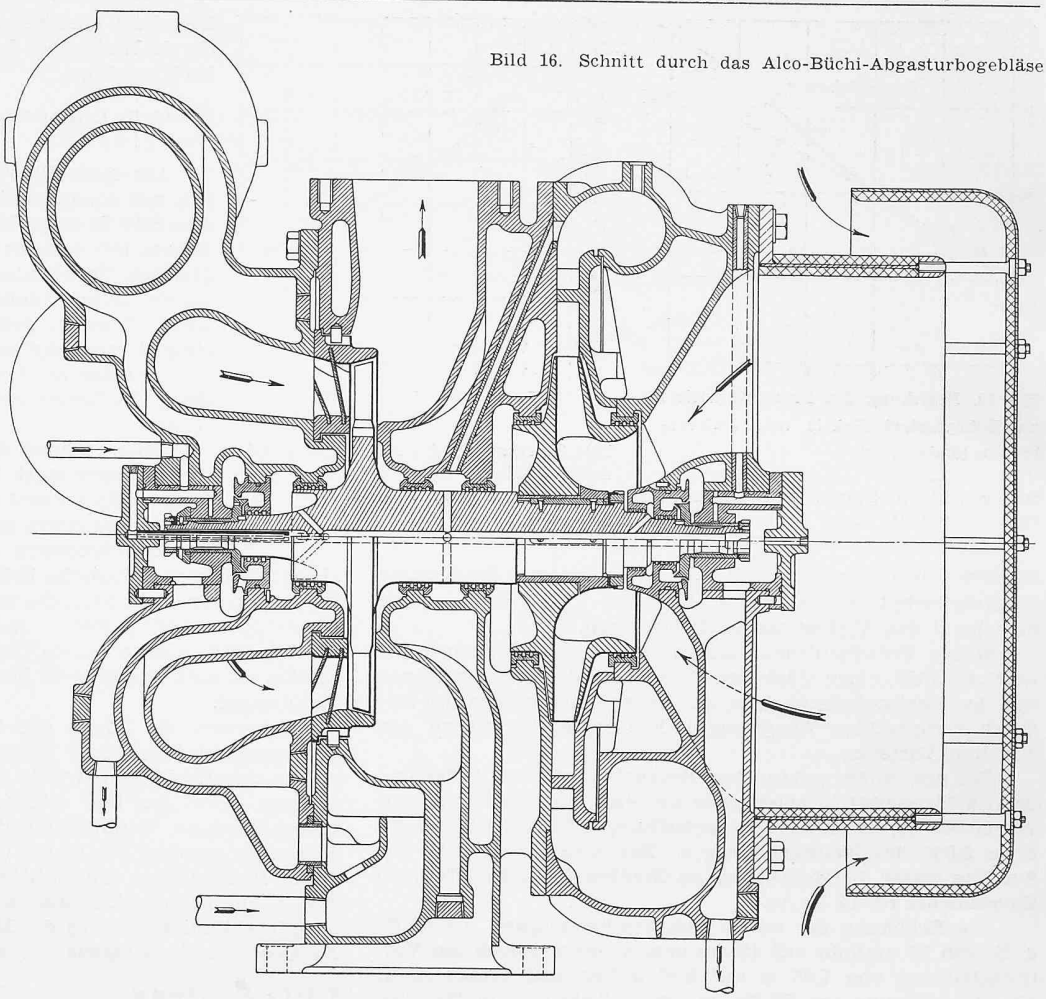

Bild 16. Schnitt durch das Alco-Büchi-Abgasturbogebläse

15. Statistisches

Einen Ueberblick über Anzahl und Leistung der bis Ende 1950 auf der ganzen Welt erstellten Motoren mit Abgasturboaufladung, die nach den Vorschlägen des Verfassers arbeiten, gibt Bild 19. Die durch ausgezogene Linien getrennten Abschnitte beziehen sich auf ortsfeste Motoren (A), auf Traktions- (Lokomotiv- und Triebwagen-) Motoren (B) und auf Schiffsmotoren (C). Die für diese drei Verwendungszwecke eingetragenen Abschnitte sind nochmals durch je eine gestrichelte Linie in zwei Felder a und b eingeteilt. Dabei bedeutet Feld a Motoren, die in Europa und Asien und Feld b solche, die in den USA hergestellt wurden. Man erkennt aus dieser Darstellung, dass seit etwa 1947 bei allen Verwendungsgebieten die bisherige Herstellung solcher Motoren in den Vereinigten Staaten, mit Ausnahme der Anwendung auf Schiffen, um ein Mehrfaches grösser ist als in der übrigen Welt. Aus dem Verlauf sämtlicher Kurven ist auch ersichtlich, dass die Anwendung der Abgasturboaufladung bei Brennkraftmaschinen stark steigt. Auf Grund der bisherigen Erfahrungen ist vorauszusehen, dass sich die Abgasturboaufladung zum mindesten bei Anlagen von mittleren und grösseren Leistungen, dank der gesteigerten Leistung, der besseren Wärmeökonomie, sowie der baulichen und finanziellen Vorteile, allgemein einführen wird.

16. Ausblick in die noch bedeutenden Möglichkeiten der Anwendung von Abgasturbinen bei Brennkraftmaschinen

Die Verwendung von Brennkraftmaschinen, die mit Abgasturbinen zusammenarbeiten, wird sicher während einer längeren Zeitperiode in erheblichem und vermehrtem Mass

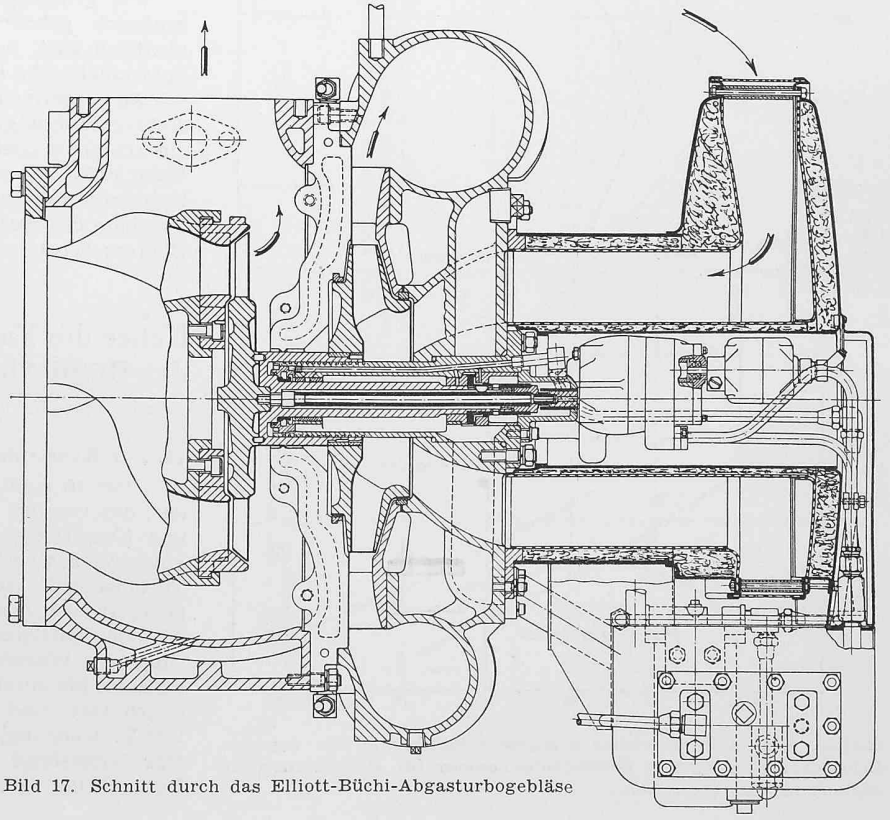

Bild 17. Schnitt durch das Elliott-Büchi-Abgasturbogebläse

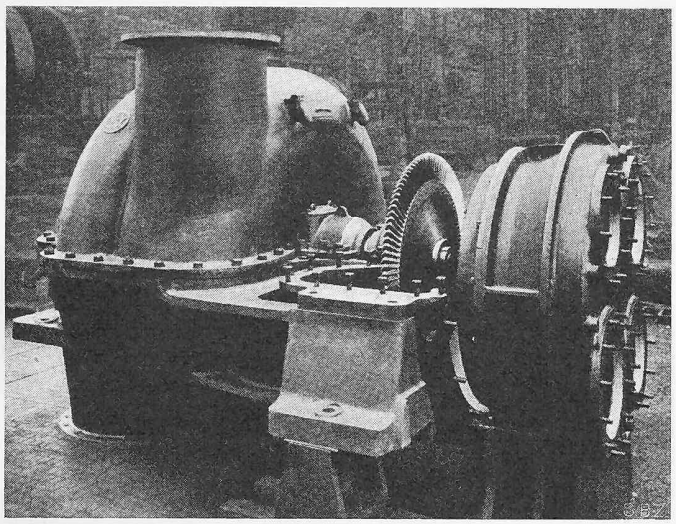

Bild 18. Harland & Wolff-Büchi-Abgasturbogebläse für einen Zehnzylinder-Schiffs-Dieselmotor von 6000 PS Wellenleistung

für gewisse Zweckbestimmungen andauern, weil sie erst zu einem kleinen Teil ausgeschöpft ist. Ueber zwei Entwicklungsrichtungen, die nach Ansicht des Verfassers am meisten Erfolg und Anwendung versprechen, seien im nachfolgenden noch die wesentlichsten Merkmale und die damit erzielbaren Ergebnisse erläutert.

Wie bereits in der «Festschrift zum 70. Geburtstag von Prof. Dr. A. Stodola» vom Verfasser auseinandergesetzt wurde, kann die Abgasenergie von Brennkraftmaschinen auf dreierlei Arten zur Krafterzeugung ausgenützt werden, nämlich erstens zur reinen Abgasturboaufladung solcher Motoren, die bis heute am meisten angewandt wurde, wobei die Motoren allein Kraft nach aussen abgeben, oder zweitens für Kombinationen, bei denen sowohl die Brennkraftmaschine als auch die Abgasturbine Kraft nach aussen abgeben, und schliesslich drittens für Anordnungen, bei denen die Abgasturbine allein Kraft nach aussen abgibt und die Brennkraftmaschine nur die Lade- und eventuell allfällige Zusatzluftpumpen antreibt. Es seien nun im folgenden an Hand von graphischen Darstellungen die Resultate von Berechnungen mitgeteilt, die zwei solcher Möglichkeiten zeigen.

17. Reine Abgasturboaufladung

Vorerst seien die Brennkraftmaschinen mit reiner Abgasturboaufladung behandelt. Die Darstellung ist so getroffen, dass man die Einflüsse aller massgebenden Faktoren erkennt. Hauptfaktor bei jeder Aufladung einer Brennkraftmaschine ist natürlich die Höhe des Druckes der in die Brennkraftmaschine eingeführten Brennluft bzw. Ladung. Es sind deshalb alle übrigen untersuchten Einflüsse in Funktion des Druckverhältnisses der Ladung dargestellt.

Da die Maschinengrösse auf die erzielbaren und zulässigen Aufladeleistungen von Einfluss ist, sei erwähnt, dass in den durchgeführten Rechnungen eine Maschine von mittleren Zylinderabmessungen mit einer mittleren Kolbengeschwindigkeit von 6,5 m/s zugrundegelegt wurde. Als Atmosphärendruck wurde 1 ata angenommen und als Atmosphärentemperatur 27 ° C, was für hiesige Verhältnisse etwa der höchsten Sommertemperatur entspricht. Die Aenderung des Wirkungsgrades der Abgasturbogebläse bei steigendem Druckverhältnis wurde berücksichtigt; ebenso die Veränderung des Spülluftdurchsatzes unter Konstanthaltung der Spülzeitquerschnitte. Des weiteren wurden berücksichtigt: die Ladungserwärmung im Ladegebläse und die Rückkühlung der Ladung (sofern eine solche besteht); die Druckverluste im Kühler; die Erwärmung der Ladeluft vom Kühler weg bis zu ihrer Einnahme in die Brennkraftzylinder bei Verdichtungsbeginn; die Einwirkung der Gaswechselarbeit bei verschiedenen Ladedruckverhältnissen und Wirkungsgraden des Abgasturboladers; die Veränderung der mechanischen Reibungsleistung. Alle Berechnungen sind unter der Voraussetzung der Einhaltung von gewissen Abgastemperaturen hinter den Auslassorganen der Brennkraftmaschine durchgeführt worden, was annähernd einer konstanten thermischen Belastung der Brennstoffkraftmaschine entsprechen dürfte.

Bild 20 zeigt die gegenüber einem gewöhnlichen Viertakt-Dieselmotor erzielbare Leistungssteigerung in Funktion des Aufladedruckverhältnisses von 1,0 (unaufgeladene Maschine) bis auf 4,0 (hochaufgeladene Maschine), wenn die Temperatur der Abgase nach den Auslassorganen auf 410 bis 420 ° C gehalten wird. Dies dürfte ein zulässiges Kriterium für Brennkraftmaschinen sein, welche ihre Normalleistung dauernd abgeben müssen, wie z. B. im Schiffsbetrieb und bei gewissen ortfesten Kraftanlagen. In diesem Bild kommt nun ausser dem Einfluss des Aufladedruckverhältnisses die Wirkung der Kühlung der Ladeluft sowie der Spülung der Brennkraftzylinder mit solcher Luft, je einzeln für sich oder in Kombination miteinander, zur Darstellung. Die dick ausgezogenen Linien zeigen die möglichen Leistungssteigerungen bei Brennkraftmaschinen mit erheblicher Spülung. Die punktiert ausgezogenen Linien hingegen stellen diejenigen Leistungssteigerungen dar, die zu erwarten sind, wenn die betreffende Brennkraftmaschine nur mit kleiner Ueberlappung der Oeffnungszeiten der Ein- und Auslassorgane, d. h. praktisch ohne Spülung arbeitet. Die Wirkung der Kühlung der Ladeluft auf die Leistungssteigerung wurde bei 100, 75, 50, 25 und 0 Prozent Rückkühlung der Ladeluft in Prozenten ihrer Temperaturerhöhung im Lader selbst zur Darstellung gebracht, und zwar jeweils mit und ohne Spülung.

a) Einfluss der Ladedrucksteigerung allein (Erster Vorschlag 1905)

Die unterste punktierte Kurve zeigt, dass bei den vorausgesetzten Temperaturwerten bei blosser Ladedrucksteigerung, d. h. ganz ohne Kühlung der Ladeluft und ganz ohne Spülung, selbst bei höheren Aufladedrücken infolge der im Ladegebläse auftretenden und nicht wieder durch Kühlung wettgemachten Temperaturerhöhung nur eine relativ kleine maximale Leistungssteigerung von rd. 15 % bei einem Aufladedruckverhältnis von 1,8 erreicht werden kann. Bei einer

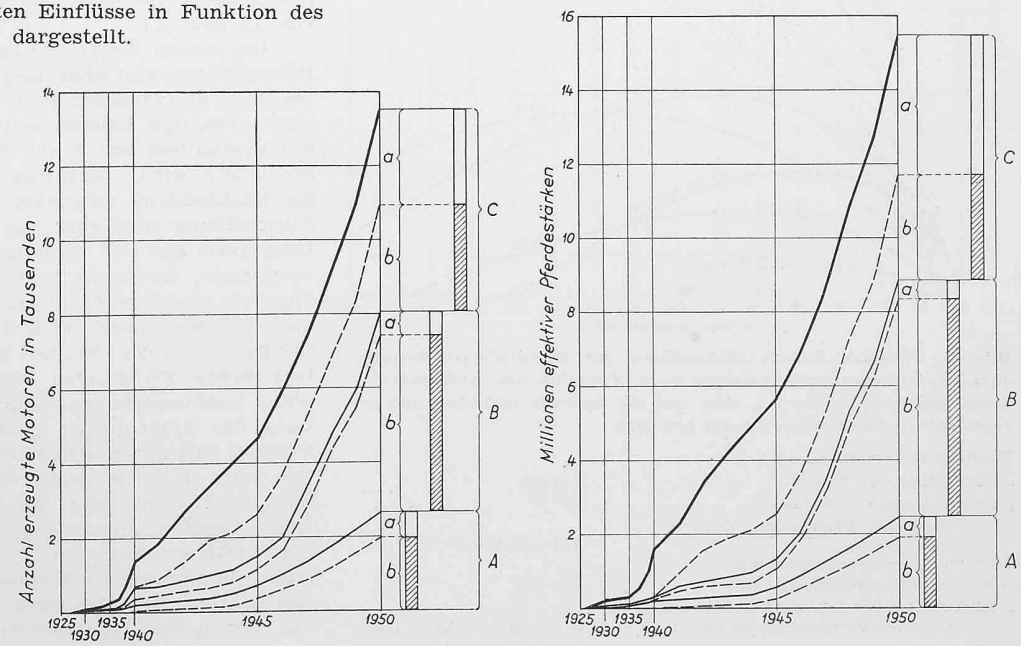

Bild 19. Welt-Statistik (1925—1950) der Brennkraftmaschinen mit Büchi-Abgasturboaufladung.

A = ortfeste Motoren
B = Lokomotiv-, Triebwagen- und andere Fahrzeugmotoren
C = Schiffsmotoren
a = ausseramerikanische Produktion
b = USA-Produktion

weiteren Steigerung des Ladedruckverhältnisses nimmt die Leistungssteigerungsmöglichkeit sogar wieder ab und erreicht bei einem solchen von 2,4 wieder den Nullwert.

b) Einfluss der Spülung durch die Ladung

(Erste Vorschläge 1915 und 1925, erste Versuche 1926 bis 1927)

Vergleicht man nun die unterste punktierte Kurve mit der untersten ausgezogenen Kurve, welche einem Betrieb ebenfalls ohne Kühlung aber mit reichlicher Spülung entspricht, so erkennt man die bedeutende Wirkung der Spülung im Zusammenhang mit der Aufladedruckerhöhung auf die Leistungssteigerung. Diese beträgt bei einem Ladedruckverhältnis von 1,8 über 60 %. Geht man über dieses Aufladedruckverhältnis hinaus, so nimmt die Leistungssteigerungsmöglichkeit auch wieder ab. Es heisst dies nichts anderes, als dass die Spülung nur bis zu einer gewissen Temperatur der Ladeluft in zunehmendem Mass leistungssteigernd wirkt. Durch das Ausspülen des Brennraumes, durch das starke Kühlen aller Brennraumwände und der Auslassorgane wird mehr und kältere Ladeluft in die Brennkraftzylinder aufgenommen. Wenn aber Spülluft von immer höherer Temperatur (infolge höherer Drucksteigerung im Lader) zugeführt wird, so nimmt selbstverständlich die oben erwähnte Spül- und Kühlwirkung wieder ab. In der zur Verfügung stehenden Zeit, während welcher die Ein- und Auslassorgane gemeinsam offen sind, kann dann nur eine kleinere Kühlwirkung erzielt werden. Die Kühlwirkung wird selbstverständlich auch durch die Kolbengeschwindigkeit der Brennkraftmaschine, die Wanddicken der Brennräume, Kolben usw. beeinflusst, bzw. begrenzt. Es ist aber unrichtig, wie sich letztes Jahr ein mehr im Fahrzeug-Brennkraftmaschinenbau,

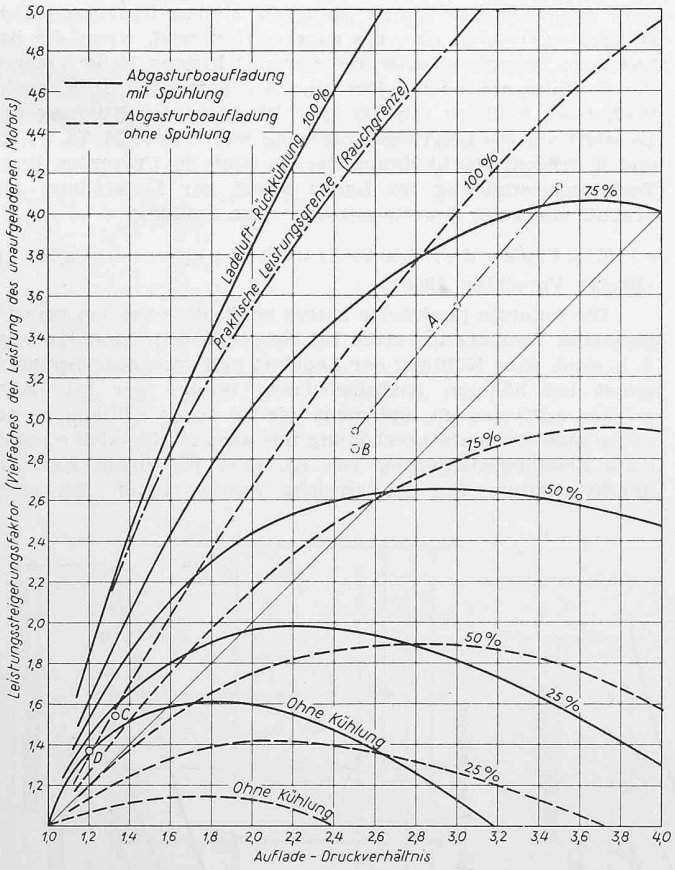

Bild 20. Viertakt-Brennkraftmaschinen mit Büchi-Abgasturboaufladung. Leistungssteigerungsfaktoren in Funktion der Aufladedruckverhältnisse von 1,0 bis 4,0, ohne und mit Spülung und ohne und mit verschieden starker Kühlung der Ladeluft

Betriebsvoraussetzungen:	
Atmosphärischer Druck	1,0 ata
Atmosphärische Temperatur	27° C
Temperatur der Abgase nach den Auslassorganen	410 bis 420° C
Mittlere Maschinengrösse mit Kolbengeschwindigkeit von	6,5 m/s
Rückkühlung der Ladeluft in Prozenten der Temperaturerhöhung im Lader	0, 25, 50, 75 bzw. 100 %

aber nicht auf dem Gebiet der Abgasturboaufladung, versierter englischer Fachmann dahin äusserte, dass die Spülung auch bei Brennkraftmaschinen mit Abgasturboaufladung nicht sehr wirkungsvoll sei. Er vergisst dabei, dass die Spülluft beim Durchgang durch die Maschine bis zur Turbine sehr viel Wärmeenergie aufnimmt und diese hierauf wieder in der Abgasturbine ausgenützt und zur zusätzlichen Ladungsverdichtung herangezogen wird. Es ist auch selbstverständlich, dass man bei der Ausbildung der für Spülung besonders geeigneten Brennräume darauf zu sehen hat, dass dort keine Kurzschlüsse entstehen. Dass dies wirklich möglich ist, beweisen auch die vielen Fahrzeugmotoren mit Abgasturboaufladung, bei denen das maximale Drehmoment bei ermässigter Drehzahl der Maschine bedeutend höher ist als bei ihrer Höchstdrehzahl. Dass dies möglich ist, ist ja besonders auch der bei erniedrigter Drehzahl längeren Durchspülungszeit mit verlustärmeren Luftgeschwindigkeiten zuzuschreiben. Nicht alle Motortypen eignen sich übrigens für eine wirksame Spülung. Die Teleskop-Ventil-Bauart für Brennkraftmaschinen des Verfassers ist für eine sehr intensive Spülwirkung ganz speziell geschaffen worden. Zentrifugal- und Achsialgebläse dürfen in ihren für die Aufladung geradezu idealen Eigenschaften und ihren weiteren Entwicklungsmöglichkeiten, besonders auch in ihrem einfachen Zusammenbau mit Gasturbinen nicht unterschätzt werden.

c) Einfluss der Kühlung der Ladung

(Erster Vorschlag 1905, erste Versuche 1911 bis 1914)

Die beiden behandelten Aufladefälle zeigen deutlich, dass das Hinausgehen über ein bestimmtes Aufladedruckverhältnis ohne Einführung einer Kühlung der Ladeluft unter den gemachten Voraussetzungen des Einhaltens einer bestimmten Gastemperatur hinter den Auslassorganen der Brennkraftmaschine keinen Gewinn an Leistung mehr bringt. Nur die Einführung einer solchen Kühlung rechtfertigt eine weitere Steigerung des Ladedruckverhältnisses über einen gewissen Wert hinaus. Die Wirkung der Kühlung der Ladeluft auf die Leistungssteigerung ist erheblich. So zeigt z. B. die zweitunterste punktierte Linie, dass bei einem Aufladedruckverhältnis von 2,1 bei Rückkühlung um nur 25 % der Temperaturerhöhung im Lader eine Leistungssteigerung von 42 % gegenüber dem früher genannten Wert ohne Kühlung von 15 % ermöglicht wird. Die zweitunterste ausgezogene Linie, unter Voraussetzung gleicher Kühlwirkung, aber gleichzeitig zusammen mit intensiver Spülwirkung, gestattet eine Leistungssteigerung von 98 % bei einem Aufladedruckverhältnis von 2,2. Die darüber liegenden Linien beziehen sich auf noch intensivere Kühlung, z. B. 50, 75, bzw. 100 % der im Lader erzeugten Temperaturerhöhung über der angenommenen Atmosphärentemperatur von 27° C. Bei 50 % Rückkühlung der Ladung ohne Spülung beträgt die Leistungserhöhung bei 2,9 Ladedruckverhältnis 89 %, mit Spülung 165 %; bei 75 % Rückkühlung sind die entsprechenden Höchstwerte 195 bzw. 306 % bei Aufladedruckverhältnissen von 3,8 bzw. 3,7.

Die beiden Werte der Leistungssteigerung bei 100 %iger Rückkühlung sind ohne und mit Spülung als oberste Linien ebenfalls eingetragen. Man erkennt daraus, dass dabei eine ganz gewaltige Leistungssteigerung, z. B. bei einem Ladedruckverhältnis von 2 und Spülung schon über das 3,8fache ermöglicht wird. Man hat also deshalb alle Ursache, auch die Rückkühlung möglichst weit zu treiben. Eine 100 %ige Rückkühlung wird aber aus Gründen der Kühlmittelbeschaffung sowie aus rein wirtschaftlichen Gründen wegen der Abmessungen, Gewichte und Preise der notwendigen Kühlapparate praktisch fast ausgeschlossen sein. Man muss ferner auch bedenken, dass bei fast allen Brennkraftmaschinen, wie übrigens auch bei allen mit festen und flüssigen Brennstoffen betriebenen Feuerungen bzw. Verbrennungsprozessen, eine obere Leistungsgrenze dadurch gesetzt ist, dass die Verbrennung des Brennstoffes nicht bis zum letzten Teil der am Prozess beteiligten Brennluftmenge rauchfrei gestaltet werden kann. Dies ist durch die zweitoberste, d. h. die strichpunktierte Linie für 100 %ige Rückkühlung angedeutet. Diese Leistungsgrenze entspricht einem praktisch notwendigen Luftüberschuss von 1,3 gegenüber dem theoretisch für eine vollkommene Verbrennung erforderlichen. Dies trifft bei den heutigen Dieselmotoren mit ihren jetzigen Brennräumen und Brennstoffeinspritz-Vorrichtungen für flüssigen Brenn-

stoff annähernd zu. Wir haben im Vorstehenden bereits gesehen, dass bei Gasmaschinen diese Luftüberschussgrenze noch unterschritten und deshalb ihre Leistung noch weiter gesteigert werden kann. Allerdings tritt dann eine weitere Leistungsbegrenzung durch zu hohe Prozesstemperaturen auf, die dann der Höchstleistung wegen der Unzulässigkeit solcher Temperaturen mit Rücksicht auf die ihnen ausgesetzten Teile der Bennkraftmaschine, Gasturbine usw., selbst wieder eine neue Grenze setzt. In dieser Richtung liegt es auch besonders an den Metallurgen, weitere Entwicklungen für noch höhere Prozesstemperaturen möglich zu machen. Der Kühlvorgang für die Ladung sollte mindestens teilweise durch Dauer- bzw. Zwischenkühlung während des Verdichtungsvorganges so durchgeführt werden, dass dadurch auch die Auflade-Verdichterleistung möglichst vermindert wird, was sich dann auch durch Verminderung der Abgasturbinenleistung vorteilhaft im gesamten Arbeitsprozess auswirkt.

In Bild 20 sind noch zur Illustration des bis heute mit der Abgasturboaufladung von Brennkraftmaschinen Erreichten einige markante Versuchs- und Entwicklungswerte eingetragen. Die durch den Linienzug A markierten drei Versuchswerte stammen von den bereits erwähnten Versuchen aus den Jahren 1911 bis 1914 bei Sulzer, wo bekanntlich das bis heute sonst noch nicht wieder erreichte Aufladedruckverhältnis von 3,5 im Zusammenhang mit einer Abgasturbine ausprobiert wurde. Die Abgastemperaturen hinter den Auslassorganen dieser Maschine waren etwa um 100° C höher als den Berechnungen für Bild 20 zu Grunde gelegt wurde. Es ist aber doch berechtigt, diese Werte zum Vergleich heranzuziehen, weil dort der Abgasgegendruck viel höher angesetzt wurde als bei reiner Abgasturboaufladung, auf die sich die anderen Versuchswerte beziehen. Es wurde dies so durchgeführt, um die ganze Kraftanlage erschwerten Betriebsbedingungen zu unterwerfen. Zudem handelte es sich um eine relativ kleine Einzylindermaschine mit Brennstoffeinblasung, was sich beides auf das Ergebnis auch erschwerend auswirkte. Der Motor arbeitete mit sehr starker, fast 100 %iger Kühlung, aber mit gar keiner Spülung. Weil der Abgasgegendruck höher als der Ladedruck eingestellt wurde, fand im Gegenteil eine Rückexpansion der Brenngase im Zylinder selbst statt, verbunden mit einer Verminderung der Aufnahme an vorverdichteter Ladung.

Punkt B stellt den bei den für Bild 20 vorausgesetzten Abgastemperaturen erreichten Leistungsfaktor bei einem Aufladedruckverhältnis von 2,5 des MAN-Hochauflademotors K 6 V 30/45 dar. Die Maschine arbeitete mit sehr starker, wahrscheinlich über 75 %iger Rückkühlung der Ladung, aber mit relativ wenig Spülung. Punkt C zeigt den Leistungsfaktor eines Achtzylinder-Sulzer-Viertaktmotors mit Abgasturboaufladung von 500 mm Zylinderbohrung und 700 mm Hub mit der bescheidenen Drehzahl von 240 U/min. Diese Maschine arbeitete mit rd. 50 %iger Spülung. Der Versuchswert (ohne Kühlung bei 1,33 Aufladedruckverhältnis) liegt deshalb über der ausgezogenen Kurve mit etwa 35 % Spülung ohne Kühlung. Punkt D stellt den Leistungsfaktor einer Sechszylinder-MAN-Dieselmaschine mit Abgasturboaufladung mit Spülung gemäss Voraussetzung Bild 20 ohne Kühlung dar. Der Betriebspunkt fällt genau auf die Kurve für Spülung ohne Kühlung.

Zwecks besserer Orientierung ist noch in Bild 20 eine dünn ausgezogene Linie P eingetragen, die genau einer Leistungssteigerung proportional dem Verhältnis des Druckes nach dem Lader zum Atmosphärendruck von 1 kg/cm² entsprechen würde. Man sieht aus den in Betracht gezogenen, den aufgeladenen Maschinen zugeordneten Kurven und dieser Linie, wann eine grössere Leistungssteigerung erreicht wird, als dieser Proportionslinie entspricht. Von den punktierten Kurven, d. h. denjenigen, welche die Leistungssteigerungen beim ungespülten Motor zeigen, liegen nur die Kurven mit über 50 % Rückkühlwirkung der Ladung darüber, währenddem beim nur mit wesentlicher Spülung, aber ohne Kühlung der Ladung arbeitenden Motor alle Leistungssteigerungsfaktoren bis zu einem Aufladedruckverhältnis von 1,58 bereits darüber liegen. Man erkennt daraus deutlich, welch grosse Bedeutung der Spülwirkung zukommt, insbesondere in den so sehr vielen Fällen, wo keine oder nur eine bescheidene Kühlwirkung für die Ladung aus den oder diesen Gründen erzielbar ist.

d) Einfluss der Höhe der Abgastemperatur

In Bild 21 wird gezeigt, inwieweit die Leistungssteigerung von der zulässigen Gastemperatur nach den Auspufforganen abhängig ist. Wie bereits erwähnt, muss man bei dauernd mit voller Leistung beanspruchten Motoren, wie sie im Schiffsbetrieb und auch bei ortfesten Anlagen oft Verwendung finden, diese Temperatur relativ niedrig halten. Dies trifft besonders bei mittleren und grossen Motoren zu, die dicke Wandstärken des Brennraumes aufweisen. Dort treten deshalb relativ hohe Materialtemperaturen auf, insbesondere an den den heissen Gasen ausgesetzten Partien. Bei kleineren Motoren mit kleineren Brennraumwandstärken und namentlich solchen, die nur vorübergehend hoch beansprucht werden, wie z. B. Lokomotiv- und Fahrzeugmotoren, darf man hingegen — weil dann die Kühlwirkung, sowohl durch die interne Durchspülung als auch durch die externe Kühlung der Ladung, eine viel bessere ist — höhere Prozess- und auch Abgastemperaturen und damit auch höhere Leistungen zulassen. Bild 21 zeigt nun, welche Leistungssteigerungen man erzielen kann, wenn man eine Abgastemperatur von 480° C gegenüber nur 420° C entsprechend Bild 20 zulässt. Auch unter diesen Bedingungen ist die Brennkraftmaschine mit Spülwirkung (ausgezogene Linien) bedeutend leistungsfähiger als diejenige ohne eine solche (punktierte Linien). Die maximale Leistungssteigerung beim Motor ohne Spülung ergibt sich bei einem Ladedruckverhältnis von 2,2 zu 55,73 % und bei einer Brennkraftmaschine mit Spülung hingegen bei einem Ladedruckverhältnis von 2 zu 113,5 %, was eine Mehrleistung gegenüber der Maschine ohne Spülung von 36 % bei einem um 10 % niedrigeren Ladedruckverhältnis ergibt. Das Abgasturbogebläse kann bei Mitverwendung von Spülung hinsichtlich Druckerzeugung auch noch weniger leistungsfähig sein, muss dagegen hinsichtlich Luftlieferungsmenge grösser bemessen werden.

Zur Dokumentation des soeben Geschriebenen ist in Bild 21 noch ein Betriebspunkt A eines 2000 PSe-16-Zylinder-Alco-Lokomotiv-Dieselmotors von 228 mm Zylinderbohrung und 267 mm Kolbenhub, 1000 U/min, eingetragen, der mit einem Druckverhältnis von 2, also mit sogenannter Hochauf-

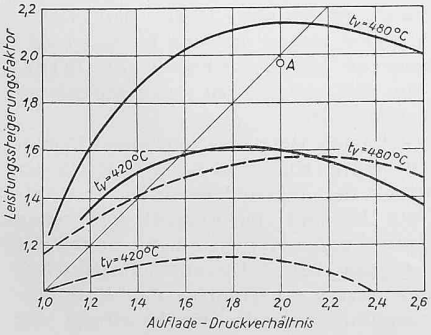

Bild 21. Viertakt-Brennkraftmaschinen mit Abgasturboaufladung. Einfluss der nach den Auslassorganen zugelassenen Gastemperatur auf den Leistungssteigerungsfaktor bei verschiedenen Aufladedruckverhältnissen und Maschinen mit, bzw. ohne Spülung

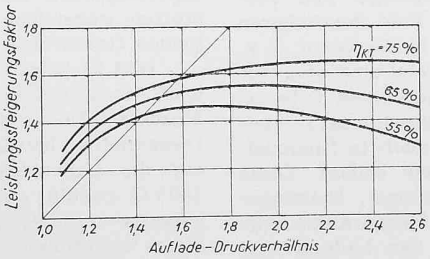

Bild 22. Viertakt-Brennkraftmaschinen mit Abgasturboaufladung. Einfluss der Güte des Wirkungsgrades der Abgasturbogruppen auf den Leistungssteigerungsfaktor bei verschiedenen Aufladedruckverhältnissen bei mit Spülung arbeitenden Motoren

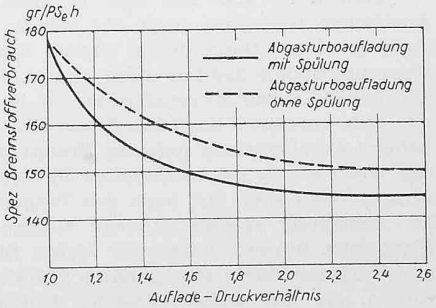

Bild 23. Viertakt-Brennkraftmaschinen mit Abgasturboaufladung. Einfluss der Abgasturboaufladung auf den spezifischen Brennstoffverbrauch in Funktion des Aufladedruckverhältnisses bei Maschinen mit, bzw. ohne Spülung, aber einschliesslich aller Hilfsmaschinenantriebe

ladung aufgeladen ist und eine Leistungssteigerung von 100 % aufweist. Die Abgastemperatur dieses Motors stellt sich auf rd. 480 ° C. Der Punkt A liegt aber deshalb etwas unterhalb der Leistungskurve von 480 ° C, weil die Spülung des Motors kleiner ist (rd. 20 %), als wie sie der erwähnten Bezugskurve entspricht.

e) Einfluss der Güte des Abgasturbogebläses

Auch der Wirkungsgrad des Abgasturbogebläses ist von wesentlichem Einfluss auf die mögliche Leistungssteigerung, was durch Bild 22 für Maschinen ohne Ladeluftkühlung zum Ausdruck kommt. Darin sind die Leistungssteigerungsfaktoren bei drei verschiedenen adiabatischen Gesamtwirkungsgraden (Kompressor und Turbine zusammen) von 55, 65, 75 % bei mit Spülung arbeitenden Abgasturbo-Maschinen dargestellt. Selbstverständlich ist der eingezeichnete Verlauf gleicher Wirkungsgrade nicht bei ein und demselben Abgasturbogebläse bestimmter Konstruktion bei allen angegebenen Aufladedruckverhältnissen und Leistungssteigerungen zu erreichen. Es ist aber vorausgesetzt, dass dies mit einer bestimmt ausgeführten Konstruktion für das jeweils angegebene Aufladedruckverhältnis möglich ist. Man ersieht aus dem Verlauf der Kurven (wie dies bereits aus Bild 20 ersichtlich ist, wo ein kombinierter Wirkungsgrad des Abgasturbogebläses von rd. 63 % vorausgesetzt war), dass die erzielbare Leistungssteigerung sehr stark von diesem Wirkungsgrad abhängig ist. Bei einem Ladedruckverhältnis von 1,6 steigt der Leistungsfaktor von 1,46 auf 1,58, d. h. um rd. 9 %; bei einem Ladedruckverhältnis von 2,2 sogar um mehr als 17 %, wenn der Abgasturbogebläsewirkungsgrad von 55 auf 75 % steigt.

f) Der Einfluss der Abgasturboaufladung auf die Brennstoffökonomie

Bei einer Brennkraftmaschine ist die Güte der erzielbaren Brennstoffausnützung von grosser, meist ausschlaggebender Bedeutung, besonders bei längeren Betriebszeiten. Den Einfluss der Brennstoffökonomie in Funktion des Aufladedruckverhältnisses der Maschine zeigt Bild 23. Dies unter der Voraussetzung einer Rückkühlung der Luft um 75% der Temperaturerhöhung im Ladegebläse, was ganz generell gesprochen ungefähr dem praktischen Maximum, z. B. bei Schiffsbetrieb, entspricht. Der Verlauf des Brennstoffverbrauches in g/PSe h ist bei den verschiedenen absoluten Ladedruckverhältnissen von 1,0 bis auf 2,6 dargestellt. Es ist dabei angenommen, dass die betreffende Maschine alle notwendigen Hilfsmaschinen, wie die Brennstoff-, Kühlwasser- und Oelpumpen, selbst antreibt, also ganz autonom arbeitet. Wie dies bereits aus Bild 2 über die Pionierversuche bei Sulzer hervorgegangen ist, lässt sich bei Brennkraftmaschinen mit Abgasturboaufladung, insbesondere bei solchen mit starker Kühlung der Ladung, durch die Steigerung des Aufladedruckverhältnisses auch eine wesentliche Verminderung des spezifischen Brennstoffverbrauches erzielen. Unter den unseren Berechnungen zu Grunde gelegten Voraussetzungen fällt dieser Verbrauch von 178 g/PSe h beim nicht aufgeladenen Dieselmotor bis auf 144,5 g/PSe h bei einem Aufladedruckverhältnis von 2,6 bei einer Abgasturbo-Brennkraftmaschine mit Spülung und auf 150 g/PSe h bei einer solchen ohne Spülung.

Man sieht also aus dem in diesem Abschnitt unseres Ausblickes Gesagten, dass der reinen Abgasturboaufladung noch in vielen Beziehungen grosse Entwicklungs- und Verbesserungsmöglichkeiten offen stehen. Das Feld der höheren und hohen Ladedruckverhältnisse ist ja bis heute kaum, d. h. nur sehr vereinzelt angewandt worden [3]). Dazu sind aber für höhere Arbeitsdrücke gebaute Brennkraftmaschinen notwendig, wozu es, da die technischen Voraussetzungen dafür vielversprechend sind, nur noch den Wagemut auch in finanzieller Beziehung fortschrittlicher Unternehmer bedarf. Diese Maschinen müssen möglichst kleine Strömungs-, Reibungs- und Wärmeverluste und günstig gestaltete Brennräume aufweisen, die mit weitestgehender Kühlung der Ladung und wirkungsvoller Spülung gebaut sind und mit Abgasturbogebläsen zusammenarbeiten, die möglichst viel Energie der Abgase vollkommen ausnützen und die Verdichtung der Ladung mit einem minimalen Kraftaufwand vornehmen. Zur Erfüllung aller dieser Forderungen sind der fortschreitenden Brennkraftmaschinentechnik noch sehr viele dankbare Aufgaben sowohl auf dem Vier- als auch auf dem Zweitakt-Brennkraftmaschinengebiet vorbehalten. Auch das für Brennkraftmaschinen mit Abgasturboaufladung wie geschaffene Anwendungsgebiet für grosse Höhen über Meer ist es wert, noch besser und durch höhere Leistungssteigerungen voll ausgenützt zu werden. Bei all dem ist, aus Rücksicht zur Konkurrenzfähigkeit insbesondere gegenüber anderen Kraftmaschinenarten auch auf den minimalsten Konstruktions-, Gewichts- und Kostenaufwand aller die Kraftanlage bildenden Aggregate zu achten [4]).

18. Brennkraft-Gasgenerator-Gasturbinen

Neben der reinen Abgasturboaufladung, bei der die Brennkraftmaschine allein Kraft nach aussen abgibt, hält der Verfasser den Vorschlag, die Diesel- oder Gasmaschine nur als Kraftgasgenerator und zum Antrieb der Auflade- und Spülluftgebläse zu benützen und die Turbine allein Kraft nach aussen abgeben zu lassen (DRP 470 349 und franz. Patent 618 970) ebenfalls als besonders aussichtsreich. Gelingt es, den Brennkraft-Gasgenerator sowie die genannten Verdichter und namentlich die nur Kraft nach aussen abgebende Turbine — was heute sicher möglich ist— mit vorzüglichen Wirkungsgraden herzustellen, so sind ganz ausserordentlich niedrige spezifische Brennstoffverbräuche und auch ein relativ kleiner Aufwand an konstruktiven Mitteln, d. h. sehr beschränkte äussere Abmessungen einer solchen Kraftanlage zu erzielen. Diese Maschinenart hat bei gleicher Leistung ganz bedeutend kleinere Luft- und Brennstoffdurchsätze als Gasturbinen. Dies ist besonders wichtig wegen der Aufbringung der Verdichtungsarbeit für die Brennluft, die ja bei Gasturbinen sehr grosse, ein Vielfaches der Nutzleistung der Anlage überschreitende Leistungen erfordert, was mit einer wirtschaftlichen Nutzung von Betriebsstoffen kaum zu vereinbaren ist. Kleinerer Luftumsatz ist auch wichtig wegen der bei grösseren Luftmengen notwendigen Filtrierung der Brennluft und wegen der Reinhaltung aller, die Brenngase führenden Teile, wie Leitungen, Gasturbinen, Vorwärmer, die bei der Brennkraft-Gasgenerator-Gasturbine schon ganz wegfallen können. Bei Dieselmaschinen wird die aufgenommene Luftladung überhaupt nur in sehr seltenen Fällen filtriert. Enorme Luftdurchsätze bei Kraftanlagen sind auch aus Gründen der Hygiene wegen der Verunreinigung der Atmosphäre, namentlich in Industriezentren und grossen Städten zu beanstanden. Ferner muss die Betriebstemperatur in der Turbine bei der Brennkraft-Gasgenerator-Gasturbine lange nicht so hoch getrieben werden wie bei reinen Gasturbinen. Sie ist auch bei empfindlich niedrigeren Gastemperaturen noch weitaus ökonomischer. Diese Kraftmaschinenart wird deshalb in gewissen Fällen als sehr erfolgreicher Konkurrent gegenüber den nur feste Brennkammern und rein rotierende Bauart aufweisenden Gasturbinen, deren durchschlagender Erfolg auf vielen Anwendungsgebieten noch mit sehr schweren Hypotheken belastet erscheint, auftreten können. Es lohnt sich deshalb nach Ansicht des Verfassers sicher sehr, auch für diese Maschinenart bedeutend mehr technische Entwicklungsarbeit und die dafür notwendigen Kredite zu investieren. Eine weniger stiefmütterliche Behandlung dieser Entwicklungsrichtung, die auf Grund bereits vorliegender Erfahrungen sozusagen ohne Risiko fruktifiziert werden kann, sollte sich, schon wegen der sich heute so sehr aufdrängenden Einsparung an unseren wertvollsten Brennstoffen, gegenüber der zur Zeit etwas allzu stark aufgekommenen Gasturbinenmode empfehlen.

Bild 24 zeigt die berechneten Betriebswerte einer Brennkraft-Gasgenerator-Gasturbine in Funktion der Belastung der Maschine. Der Aufladedruck des zugrundegelegten Viertakt-Dieselmotors beträgt 3 ata. Es sind vier Varianten in bezug auf die Ladelufttemperatur angenommen, d. h. ungekühlt 150° C, gekühlt auf 120, 80 bzw. 35° C. Die vorteilhafterweise grösstenteils während des letzten Abschnittes des Ausstosshubes zugeführte Zusatzspülluft, die der Förderleitung der Ladeluftpumpen entnommen wird, ist nach ihrer weiteren Verdichtung auf den Gasturbinen-Eintrittsdruck als nicht weiter gekühlt vorausgesetzt. Die für die Berechnung der Betriebswerte zugrundegelegten Wirkungsgrade der Verdichter und

[3]) Siehe insbesondere «Diesel Power and Diesel Transportation», November 1946 über Alco-Diesellokomotiven, ferner «Z. VDI» 1951, Band 93, S. 1113/1123, und auch «MAN-Forschungsheft» 1951.

[4]) Siehe z. B. «Journal of the American Society of Naval Engineers», August 1948.

der Abgasturbine sowie die Werte für die mechanischen, thermischen und Strömungsverluste sind derart berücksichtigt worden, dass sie beim heutigen Stand der Technik sicher eingehalten, wahrscheinlich aber noch günstiger gestaltet werden können. Für die Normalleistung der Maschine wurde eine Gastemperatur vor der Turbine von 600 ° C angenommen, was durch Kurve 2 und den Punkt A zum Ausdruck kommt. Wir sehen, dass je nach der Stärke der Kühlung der Aufladeluft eine zwischen 5000 bis auf 6370 PSe gehende Leistung an der Gasturbine erreicht werden kann. Die Turbine arbeitet bei Normallast mit einem je nach der Kühlwirkung und Leistung sich ändernden Admissionsdruck von 7 bzw. 13 ata. Werden Gastemperaturen von 650 bzw. 700 ° C wie bei heutigen Gasturbinen zugelassen, so kann die Leistung sogar auf 5700 bis 7250, bzw. 6375 bis 8100 PSe gesteigert werden. Die Kurven 4 zeigen den spezifischen Brennstoffverbrauch pro PSe h entsprechend der Leistungssteigerung und bei mehr oder weniger stark getriebener Ladeluftkühlung. Bei 1,6fachem Luftüberschuss stellt sich der spezifische Brennstoffverbrauch auf 140 bis 159 g/PSe h und fällt bei einem solchen von 1,4 sogar auf 123 bis 141 g/PSe h herunter, mit starker bzw. keiner Ladeluftkühlung. Der beste Wert entspricht einem thermischen Wirkungsgrad von 51,5 und der zweitbeste noch einem solchen über 45 %. Diese Zahlen orientieren eindrücklich über die hervorstechenden Eigenschaften dieser Kraftmaschinenart auch in bezug auf die erzielbare Brennstoffökonomie.

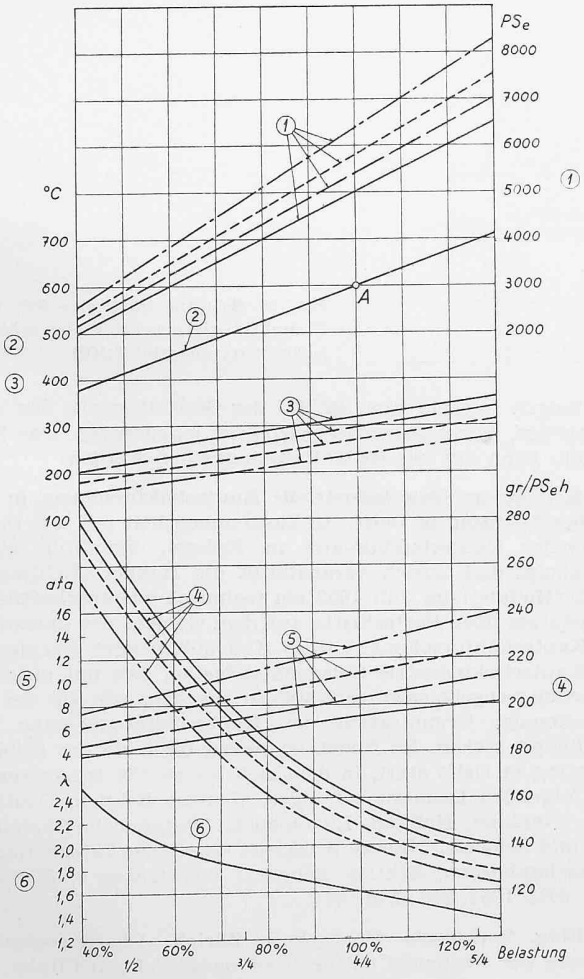

Bild 24. Büchi-Brennkraft-Gasgenerator-Gasturbine
Betriebsvoraussetzungen:

Ladeluftdruck		3 ata
Ladelufttemperatur	————	ungekühlt 150 ° C
	— — —	gekühlt auf 120 C
	— — — —	gekühlt auf 80 ° C
	— · —	gekühlt auf 35 ° C

Zusatzspülluft ungekühlt
1 Effektive Gasturbinenleistung
2 Mittlere Gastemperatur vor Turbine
3 Temperatur der Zusatzspülluft
4 Spezifischer Brennstoffverbrauch
5 Admissionsdruck vor der Gasturbine
6 Luftüberschuss λ über dem für den eingeführten Brennstoff theoretischen Bedarf

Bild 25 zeigt einen Schnitt durch einen Kraftgasgenerator, wie er vorteilhafterweise in sehr kompakter Form mit weitgehendem Kräfte- und Massenausgleich, sowie mit möglichst verlustarmen, internen Verbindungen und druckentlasteter Steuerung für die Zufuhr der Aufladeluft und der Zusatzspülluft zu den obenliegenden Brennkraftzylindern ausgebildet worden ist.

Bild 26 zeigt noch den Einbau einer 6000-PSe-Brennkraft-Gasgenerator-Gasturbine in eine Lokomotive. Der hierzu notwendige Brennkraft-Gasgenerator besitzt 16 Brennkraft-Zylinder, je 8 in zwei nebeneinanderliegenden Reihen mit je 280 mm Zylinderdurchmesser, bei 300 mm Kolbenhub und 900 U/min. Dabei ist nur als Beispiel, ganz schematisch, mechanische Uebertragung von der Gasturbine auf die Triebräder vorgesehen. Diese kann aber selbstverständlich auch ebenso gut elektrisch oder hydraulisch erfolgen. Es können statt einer auch mehrere Gasturbinen vorgesehen werden.

MITTEILUNGEN

Der Brand-Verhütungs-Dienst für Industrie und Gewerbe[1]) veranstaltete am 21. März eine Diskussionsversammlung im Bürgerhaus in Bern und am 28. März eine solche im Kongresshaus in Zürich. Beide Versammlungen erfreuten sich eines sehr regen Besuches seitens der am Feuerschutz interessierten eidgenössischen und kantonalen Behörden, öffentlicher und privater Feuerversicherer sowie vor allem der Industrie und des Gewerbes. Dipl. Ing. R. Bechler, Inspektor der Brandversicherungsanstalt des Kantons Bern, demonstrierte anhand zahlreicher Experimente die Mannigfaltigkeit der durch die Elektrizität sowohl im Industriebetrieb als auch im Haushalt bedingten Brandgefahren. Weiter sprach dipl. Ing. M. Gretener, Leiter des Brand-Versicherungs-Dienstes Zürich, über den Stand der Brandprophylaxe in der Schweiz. Als für die weitere Entwicklung des vorbeugenden Feuer-

[1]) Siehe SBZ 1948, Nr. 32, S. 446.

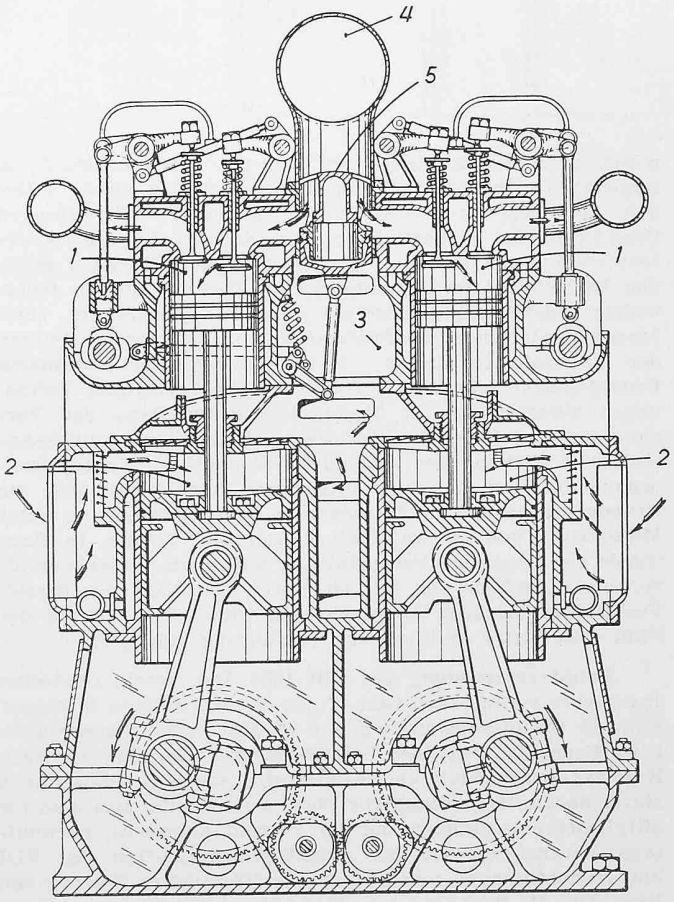

Bild 25. Querschnitt durch Büchi-Viertakt-Brennkraft-Gasgenerator für Gasturbine
1 Brennkraftzylinder
2 Auflader-Zylinder
3 Aufladeluftsammelraum
4 Zusatzspülluftleitung
5 Entlasteter Schieber für Steuerung von Auflade- und Zusatzspülluft

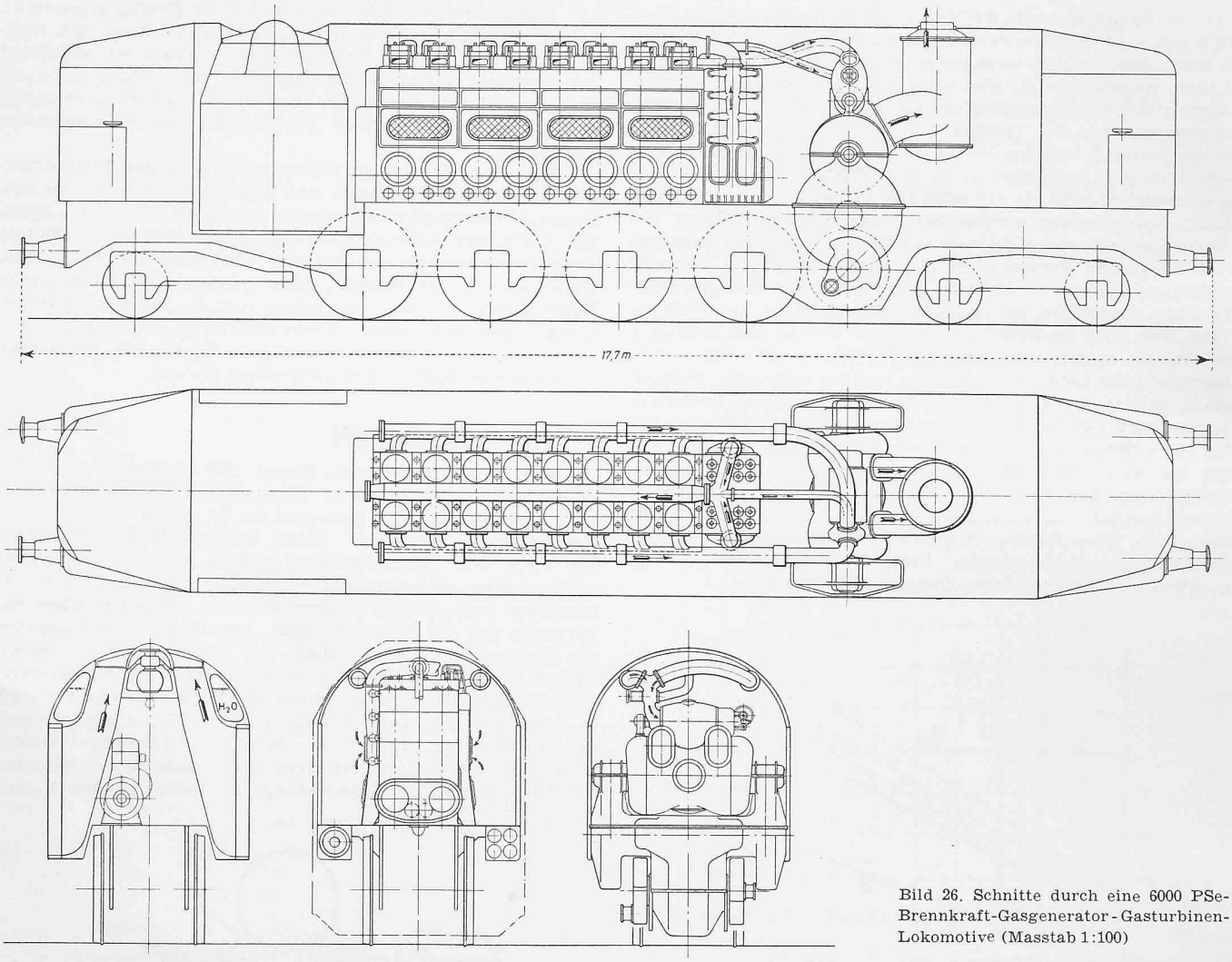

Bild 26. Schnitte durch eine 6000 PSe-Brennkraft-Gasgenerator-Gasturbinen-Lokomotive (Masstab 1:100)

schutzes notwendig stellte der Referent abschliessend u. a. folgende Forderungen: 1. Schaffung einer das gesamte Gebiet der Schweiz umfassenden, genügend differenzierten Brandstatistik. 2. Festlegung von Normen für die feuerschutztechnische Prüfung von Baustoffen und -teilen sowie von Richtlinien für die konstruktive Gestaltung von feuerwiderstandsfähigen Konstruktionen. 3. Errichtung einer feuerschutztechnischen Prüfstation als Gemeinschaftswerk der interessierten Kreise. 4. Koordination der kantonalen Feuerpolizeivorschriften mit der in Neubearbeitung befindlichen «Wegleitung für Feuerpolizeivorschriften» der Vereinigung kantonalschweizerischer Feuerversicherungs-Anstalten. 5. Hebung des Ausbildungsstandes der Feuerpolizeiorgane. 6. Vermehrte und intensivere Aufklärung über die Brandgefahren und die Massnahmen zu ihrer Behebung unter Mitwirkung von Presse, Radio, Film und Schule. In Bern wurde die anregende Veranstaltung mit einem Experimentalvortrag «Löschen» von Dr. Th. Suter, Chemiker des Brand-Verhütungs-Dienstes, abgeschlossen, während in Zürich der Film «Chemistry of Fire» zur Vorführung gelangte.

Hauptversammlung des VDI 1952. Der Verein Deutscher Ingenieure veranstaltet vom 27. bis 30. Mai 1952 in Stuttgart seine 82. Hauptversammlung. Am 27. Mai finden wissenschaftliche Fachsitzungen über Betriebstechnik, Energiewirtschaft, Kraftfahrzeugtechnik und Kunststoffe sowie Besichtigungen statt; nachmittags Hauptvorträge. Auf den 28. Mai sind die Mitgliederversammlung und der Festakt angesetzt, nachmittags Veranstaltungen der Arbeitsgemeinschaften des VDI und Besichtigungen und abends ein öffentlicher Vortrag von Prof. Dr. H. Schimank, Hamburg: «Bindung und Freiheit, das Problem der Stellung des Menschen zur Technik». Die wissenschaftlichen Fachsitzungen werden am 29. Mai fortgesetzt; die behandelten Gebiete sind: Heizung, Lüftung, Haustechnik, Festigkeit, Technik und Wirtschaft, Bauforschung, Textiltechnik, Landtechnik. Ganztägige Besichtigungsfahrten beschliessen am 30. Mai die Veranstaltung. Anmeldungen sind bis zum 10. Mai der Geschäftsstelle des VDI, Düsseldorf, Prinz-Georg-Strasse 77/79, einzusenden. Das Programm kann auf der Redaktion eingesehen werden.

Kolloquium über industrielle Kautschukforschung in der Rubber-Stichting in Delft. In Zusammenarbeit mit den Internationalen Kautschukbureaux in Brüssel, Frankfurt/Main, Stockholm und Zürich veranstaltet die Rubber-Stichting in Delft (Holland) im Juli 1952 ein technisch-wissenschaftliches Kolloquium über Fortschritte auf dem Gebiete der industriellen Kautschukforschung. Dieses Kolloquium wird Fachleuten der Kautschukindustrie Gelegenheit bieten, sich mit neuesten Forschungsergebnissen vertraut zu machen, wie sie der internationalen Organisation der Kautschukproduzenten zur Verfügung stehen. Es findet im neuen Gebäude der Rubber-Stichting in Delft statt, in dem sich bis zu 120 Interessenten aus folgenden Ländern beteiligen können: Belgien, Deutschland, Finnland, Holland, Luxemburg, Oesterreich, Skandinavien und Schweiz. Nähere Auskunft erteilt das Internationale Kautschukbureau, Sektion Schweiz, Tödistrasse 9, Zürich 2 (vgl. SBZ 1951, Nr. 3, S. 37).

Eidg. Technische Hochschule, Zürich. Die Associazione svizzera per i rapporti culturali ed economici con l'Italia und der Lehrstuhl für italienische Sprache und Literatur an der ETH veranstalten einen Vortragszyklus mit dem Titel: «Grandi figure dell'ottocento», an dem sprechen werden: Francesco Flora, Mailand: «Manzoni» (am 7. Mai) und «Leopardi» (am 9. Mai); Federico Chabod (Neapel): «Mazzini» (am 20. Mai) und «Cavour» (am 23. Mai); Gianfranco Contini, Fryburg: «Verga» (am 11. Juni) und «Pascoli» (am 13. Juni). Die Vorträge finden im Auditorium III der ETH statt. Beginn jeweilen 20.15 h. Eintritt frei.

Der Verband Schweizerischer Maschinen- und Werkzeughändler hielt unter dem Vorsitz von Walter Meier (Zürich) am 29. März 1952 in Bern seine 31. Generalversammlung ab. Sie beschäftigte sich mit einigen aktuellen wirtschaftlichen