

Sechszylinder-Reihenmotor M104 von Mercedes-Benz – ein Ausschnitt seines Innovationsprozesses

Teil 1

Von Hans Seifert

Auch ein Motor, der sich bereits in der Serienfertigung befindet, erfährt technische Modifikationen. Im folgenden sollen diese am Beispiel des Mercedes-Benz-Sechszylinder-Reihenmotors M104 aufgezeigt werden. Die Neuerungen betreffen die Optimierung des Ansaugtaktes dieses Motors. Durch die Einführung der Schwingsaugrohraufladung in Verbindung mit der Resonanzsaugrohraufladung, der Vierventiltechnik und der Nockenwellenverstellung konnte der Liefergrad erhöht werden. Der M104 wurde in zwei Stufen aus dem Zweiventilmotor M103 entwickelt. Die Anforderungen an die Entwicklungsstufen waren unterschiedlich. Zunächst sollte die Leistung erhöht werden. Später sollten großes Drehmoment und hoher Mitteldruck im unteren und mittleren Drehzahlbereich bei gleicher Leistung erzielt werden. Gleichzeitig traten ökologische Ziele in den Vordergrund. Der M104 wurde bis zum Frühjahr 1997 im Modell E 320 eingesetzt. Der zweite Teil des Berichts folgt in der MTZ 2/98, der dritte Teil in MTZ 3/98.

1 Einleitung

Dieser Bericht folgt nicht dem gängigen Muster, nur die Ergebnisse bestimmter Entwicklungsabschnitte zu beschreiben und zu kommentieren. Es wird der Versuch unternommen, die Gedankengänge des Entwicklungsingenieurs nachzuvollziehen, die zu neuen Erkenntnissen führten und durch ihre Umsetzung schließlich den Motor vorwiegend in seinem Leistungs- und Drehmomentverhalten verbessert haben.

Dabei wird angenommen, daß diese Gedankengänge einer Innovationsstrategie gefolgt sind. Ihre Berücksichtigung hat erstens den Vorteil, daß sie eine objektive Leitlinie für den Entwicklungsingenieur ist, der sich bei der Bearbeitung von Syntheseproblemen, wie sie bei technischen Innovationen im Vordergrund stehen, unsicher fühlt. Zweitens ergibt sich eine geordnete und logische Gliederung.

Die Denkabläufe sind abstrahierend orientiert, wenn sie der Analyse folgen und determinierend, wenn sie die Synthese betreffen [2].

2 Einführung in eine allgemeingültige Innovationsstrategie

Technische Innovation bedeutet die Erneuerung oder Verbesserung technischer Produkte unter Anwendung neuer Ideen und Techniken. Für den Ingenieur als dem eigentlichen Verantwortlichen für die Durchführung von Innovationen muß diese Aussage zu allgemein sein. Für ihn ist der dynamische Entwicklungsprozeß, der jeder Innovation zugrundeliegt, wichtiger.

Dieser Prozeß beginnt an einem Ausgangspunkt mit der Erarbeitung der Aufgabenstellung und prägt sich immer differenzierter aus, bis das gesteckte Ziel erreicht ist, wenn er erfolgreich verlaufen ist.

Im Mittelpunkt stehen Denkvorgänge des Entwicklungsingenieurs oder eines ganzen Entwicklungsteams, die sich bei der Lösungssuche im Kern nach der These richten müssen, daß sich alle technischen Lösungen oder Funktionen auf physikalische oder andere naturwissenschaftliche Vorgänge zurückführen und durch die Gesetze ihrer Phänomene begründen lassen.

Danach läßt sich ein technischer Innovationsprozeß grob in folgende fünf Arbeitsschritte einteilen:

1. Am Anfang der hier betrachteten Innovationen steht eine klar formulierte Aufgabenstellung. Ihr Inhalt bezieht sich auf die Realisierung erweiterter Anforderungen an ein bereits bestehendes Produkt. Die neuen Anforderungen können sich aus der Zwangslage des Unternehmens ergeben, ohne deren Realisierung nicht mehr konkurrenzfähig zu sein oder Marktführer zu bleiben oder zu werden. Die Anforderungen sollten so hoch wie möglich gesetzt werden, auch wenn damit Zielkonflikte vorprogrammiert sind. Auf das Entwicklungsteam wird so ein großer Druck ausgeübt. Dadurch wird jedoch das zur Verfügung stehende Entwicklungspotential erweitert. Die beiden folgenden folgenden Arbeitsschritte sind vor dem Hintergrund zu sehen, daß für jede neue technische Funktion zunächst eine physikalische Begründung gefunden werden muß. Sie ist der Ausgangspunkt der technischen Realisierung dieser Funktion.

2. Der Innovationsprozeß, der aufgrund der Aufgabenstellung eingeleitet werden muß, besteht zunächst aus einer Analyse. Dabei ist der aktuelle technische Stand des Produktes festzuschreiben. Insbesondere muß die für den Ablauf des Innovationsprozesses wichtige Frage untersucht werden, welche physikalischen Abläufe das augenblickliche funktionale Geschehen des Produktes bestimmen. Das Ergebnis ist eine Abstraktion des realen Produktes. Es ist sein aktuelles physikalisches Modell und leitet sich im Idealfall von den Merkmalen ab, die inhaltlich zu den Gesetzen einer physikalischen Theorie gehören. Das physikalische Modell soll das wahre physikalische Geschehen, das sich in einem technischen Wirkraum abspielt, so genau wie möglich beschreiben. Fehlen Merkmale durch eine unzureichende Theorie, werden unter Umständen wichtige Erkenntnisse verhindert.
3. Der dritte Arbeitsschritt ist der erste Syntheseschritt des Entwicklungsprozesses. Es setzt ein synthetischer Denkprozeß ein. Dabei werden physikalische Begründungen für die geforderten Produktverbesserungen gesucht. Erste Überlegungen können, aufbauend auf den Erfahrungen, die aufgrund der Bearbeitung des aktuellen physikalischen Modells erworben wurden oder bereits vorhanden sind, zu folgenden Erkenntnissen führen:
 - Die allgemeine Formulierung des aktuellen Modells reicht aus, um durch eine erweiterte Auswertung der Beziehungen, in denen die maßgebenden physikalischen Zustandsgrößen stehen, aufgrund logischer Folgerungen die geforderten Neuerungen zu gewinnen.
 - Zur Erfüllung einer zusätzlichen Funktion ist eine Erweiterung des Modells durch weitere physikalische Phänomene erforderlich. Das Entdecken dieser Phänomene und ihre Assoziation [3] mit der Problemstellung ist eine Ingenieurleistung mit hoher Kreativität, die den Erfolg einer Innovation im wesentlichen bestimmt.
4. Verbesserungsvorschläge müssen in einem weiteren Analyseschritt durch theoretische Simulationen oder durch Experimente überprüft werden. Zeigen die Verbesserungsvorschläge Schwächen, muß der dritte Arbeitsschritt erneut vollzogen werden.
5. Wird der vierte Arbeitsschritt erfolgreich abgeschlossen, hat man ein erweitertes

oder neues physikalisches Modell gewonnen. Es ist das Modell des verbesserten Produktes, das jetzt als Grundlage für die Erarbeitung eines endgültigen konstruktiven Entwurfes dient. Erste geometrische Konturen sind durch den Wirkraum des Modells bereits vorgegeben. Der fünfte Schritt ist wie der dritte Schritt eine Synthese. Während seines Ablaufes sind die Merkmale zu entdecken, die das Produkt umfassend funktionstüchtig, fertigungs- und montagereif, letztlich kosten- und damit verkaufsoptimal gestalten. Dieser Gestaltungsprozeß ist ähnlich problembehaftet wie die Suche nach dem aktuellen physikalischen Modell.

Diese Innovationsstrategie ist nicht nur auf komplexe Entwicklungsprozesse wie die Modifikation des Mercedes-Benz-Motors anwendbar. Auch einfache Produkte lassen sich dadurch verbessern. Allen Anwendungsfällen ist jedoch gemeinsam, daß ihre Bearbeitung der gleichen Strategie folgt.

3 Die Entwicklungsstufen des Mercedes-Benz-Motors M104

Der Innovationsprozeß des Motors M104 umfaßt, ausgehend von dem Vorgängermotor M103, zwei Entwicklungsstufen mit jeweils unterschiedlichen Anforderungsprofilen. Bei der ersten Stufe steht die Entwicklung des M104 für das Automobilmodell

300E-24 im Mittelpunkt. Seine wichtigsten Kenndaten, als Ergebnis des ersten Teils des Innovationsprozesses, sind in der **Tabelle** zusammengefaßt und denen seines Vorgängers gegenübergestellt.

In der zweiten Entwicklungsstufe wird das erste Anforderungsprofil zum Teil wieder zurückgenommen. Ökologisch orientierte Anforderungen treten in den Vordergrund. Sie bedeuten die Abkehr von der rein leistungsorientierten Motorenentwicklung. Es geht jetzt verstärkt um die Minderung des Geräuschpegels, Senkung des Brennstoffverbrauches, weniger Gewicht, geringere Schadstoffemission und Schonung der Werkstoffressourcen durch Reduzierung der Reibung. Die Maßnahmen, die dazu durchgeführt werden, sind vielfältig. Am besten geeignet ist die Reduzierung der Nenndrehzahl, weil diese Maßnahme kostengünstig ist und allen Forderungen gerecht wird. Wie die Tabelle zeigt, wird beim Motor M104 für das Modell 320E die Nenndrehzahl von 6300/min auf 5500/min zurückgenommen, die Nennleistung von 162 kW jedoch beibehalten. Es wird zusätzlich die maximale Ausnutzung des motorischen Kräftepotentials, also möglichst hohes Drehmoment M_d und hoher Mitteldruck p_e , im mittleren und unteren Drehzahlbereich verlangt. Ihre praktische Umsetzung, auf das Fahrzeug bezogen, bedeutet eine höhere Beschleunigung aus den unteren Drehzahlen heraus.

Tabelle: Merkmale der Entwicklungsstufen der Mercedes-Benz-Motors M104

Table: Characteristics of the developmental steps of the Mercedes-Benz-engine M104

	Motor M103	Motor M104 (E-Klasse)	
	Vorgänger des M104	1. Entwicklungsstufe	2. Entwicklungsstufe
Motortyp (Einführung)	M103 (300E) (Frühjahr 1985)	M104 (300E-24) (Frühjahr 1989)	M104 (320E) (Herbst 1992)
Hubraum V_H	3 dm ³	3 dm ³	3,2 dm ³
Hub s	80,2 mm	80,2 mm	84 mm
Bohrung d	88,5 mm	88,5 mm	89,9 mm
Einlaßventil-$\varnothing$	43 mm (1x)	35 mm (2x)	35 mm (2x)
Auslaßventil-$\varnothing$	39 mm (1x)	31 mm (2x)	31 mm (2x)
Innovationen		– verbess. Schwingrohraufladung – vier Ventile – Nockenwellenverst.	– verbess. Schwingrohraufladung – vier Ventile – Nockenwellenverst. – Resonanzrohrauflad.
Nennleistung P_n bei Drehzahl n	132 kW 5700/min	162 kW 6300/min	162 kW 5500/min
max. Drehmoment M_d bei Drehzahl n	255 Nm 4400/min	265 Nm 4600/min	310 Nm 3750/min
max. Mitteldruck p_e bei Drehzahl n	10,8 bar 4400/min	11,2 bar 4600/min	12,2 bar 3750/min

Der Innovationsprozeß des M104 folgt den Arbeitsschritten der Innovationsstrategie. Er beginnt mit der Analyse des technischen Standes des Vorgängermotors M103 [4]. Eine umfassende Analyse wäre zu aufwendig. Es genügt ein physikalisches Teilmodell aufzustellen, um daraus stufenweise vier Innovationen, die Schwing-saugrohraufladung, die Vierventiltechnik, die Nockenwellenverstellung und die Resonanzsaugrohraufladung abzuleiten. Das Teilmodell ist das physikalische Modell des Ansaugtaktes, das sich als der entscheidende Träger der Innovationen herausstellt.

3.1 Analyse: Technischer Stand des Motors

Zur Teilanalyse des Motors M103 wird von den wichtigsten Bauteilen ausgegangen und davon das physikalische Modell des Ansaugtaktes abstrahiert. Theoretische Grundlage des Teilmodells sind nicht allein die Gesetze der Thermodynamik, weil sie zu allgemein formuliert sind, um das wirkliche Geschehen des Ansaugtaktes so genau zu beschreiben. Erst die Ergänzung der theoretischen Basis durch die Gesetze der ein-

dimensionalen instationären Gasdynamik schafft die Voraussetzung zur Realisierung der Drehmoment- und Mitteldruckerhöhung.

3.1.1 Aufbau des Motors

Bild 1 zeigt einen Längs- und Querschnitt des Motors M103. Der dargestellte Querschnitt verläuft durch den ersten Zylinder. An den Zylinder schließt ein langgezogenes Schwingsaugrohr (1) an. Das Schwingsaugrohr mit schräg eingesetztem Einspritzventil (2) legt zusammen mit dem Einlaßventil (3) und Kolben (4) die Einstromcharakteristik des Frischgases in den Zylinder fest. Die Schwingsaugrohre aller sechs Zylinder münden in einen Verteilerbehälter (5), der in seiner Mitte eine nach oben führende Ansaugleitung (6) besitzt. An deren Ende sitzt ein großflächiger Luftfilter (7). Im Innern der Ansaugleitung befindet sich an unterer Stelle die Drosselklappe. Auslaßventil (8), Auslaßkanal des Zylinderkopfes und Auslaßkrümmer (9) realisieren den Ausströmvorgang des Abgases. Einlaß- und Auslaßventil werden durch je einen Nocken der Nockenwelle (10) über Kipphebel (11) geöffnet und geschlossen. Der Kolben des ersten Zylinders

steht im Zünd-OT am Ende des Kompressionshubes. Seine weiteren Triebwerksteile, die Pleuelstange (12) und erste Kröpfung (13) der Kurbelwelle, sind gut zu erkennen. Die Kurbelwelle trägt rechts das Schwungrad (14) und links das Kettenrad (15). Letzteres ist über eine Rollenkette mit dem Kettenrad (16) auf der Nockenwelle verbunden. Das zweite Kettenrad (17) auf der Kurbelwelle gehört zum Antrieb der Ölpumpe.

3.1.2 Motorische Kenngrößen

Damit die motorischen Kenngrößen logisch zugeordnet werden können, muß ein Teilausschnitt des physikalischen Geschehens im Motor näher betrachtet werden. Dabei wird vom Konkreten zum Abstrakten übergegangen. Aufgedeckt werden soll das physikalische Modell des Ansaugtaktes. Dadurch können die Gründe gefunden werden, die zu den Innovationen geführt haben.

Bevor mit der Erarbeitung des Modells begonnen wird, ist der Ansaugtakt zunächst in seinen motorischen Zusammenhang zu stellen. Mathematische Beziehungen beschränken sich auf die Angabe einfacher Abhängigkeiten physikalischer Größen. Die Funk-

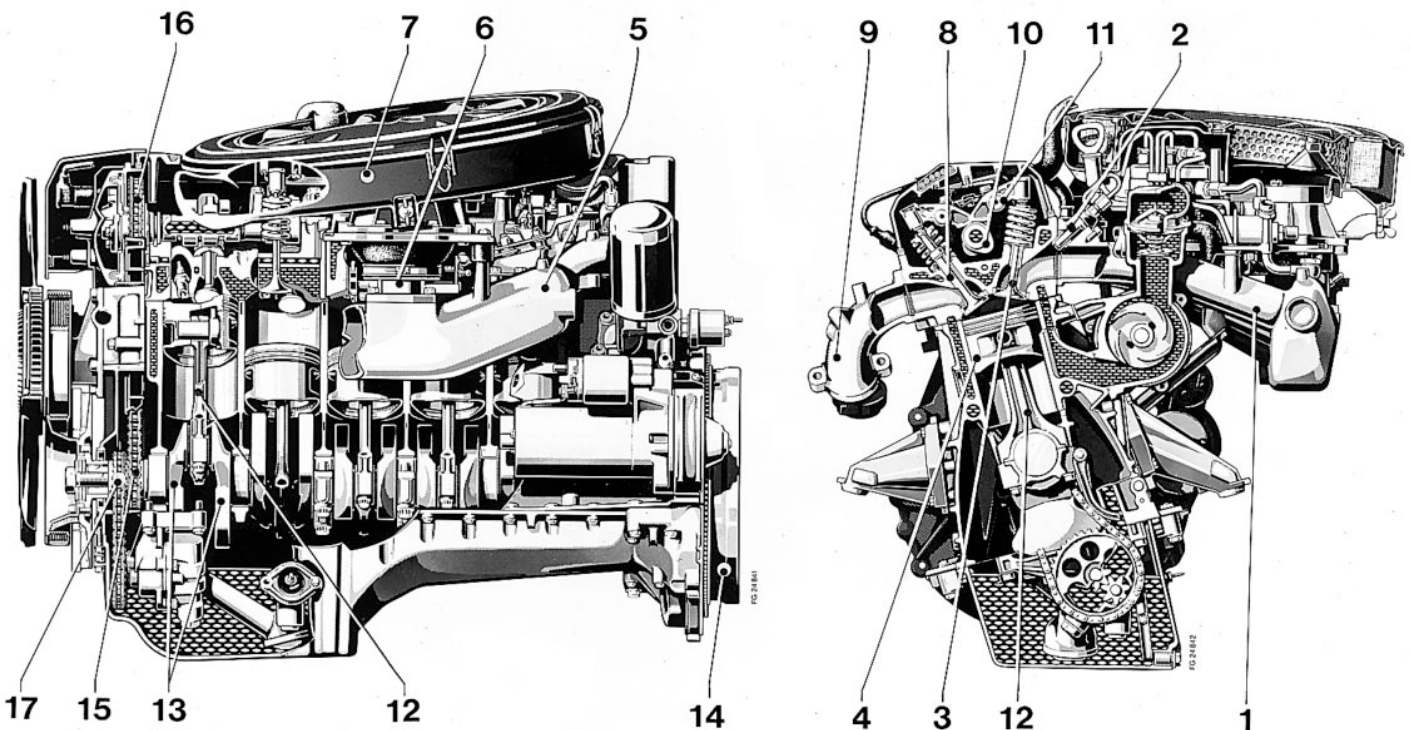


Bild 1: Längs- und Querschnitt des Sechszylinder-Motors M103 (300E)

1 Schwingsaugrohr, 2 Einspritzventil, 3 Einlaßventil, 4 Kolben, 5 Verteilerbehälter, 6 Ansaugleitung, 7 Luftfilter, 8 Auslaßventil, 9 Auslaßkrümmer, 10 Nockenwelle, 11 Kipphebel, 12 Pleuelstange, 13 erste Kröpfung der Kurbelwelle, 14 Schwungrad, 15 Kettenrad (Antrieb Kettenrad auf Nockenwelle), 17 Kettenrad (Antrieb Ölpumpe)

Fig. 1: Longitudinal and cross-section of the six-cylinder engine M103 (300E)

1 ram manifold, 2 injection valve, 3 intake valve, 4 piston, 5 plenum chamber, 6 intake manifold, 7 air cleaner, 8 exhaust valve, 9 exhaust manifold, 10 camshaft, 11 rocker arm, 12 connecting rod, 13 first throw of the crankshaft, 14 flywheel, 15 sprocket wheel, 16 sprocket on camshaft, 17 sprocket (oil pump drive)

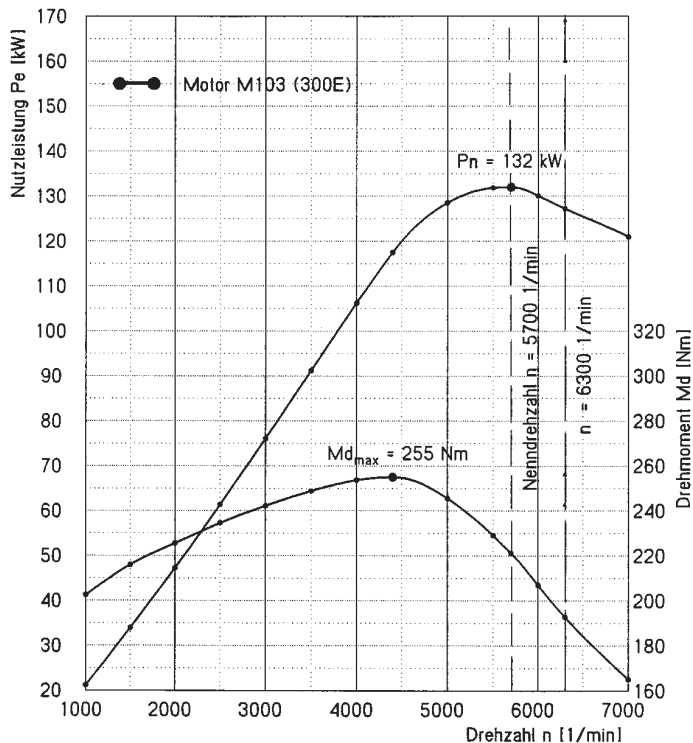


Bild 2: Kennlinie $P_e = f(n)$ und $M_d = f(n)$ des Motors M103 (300E) bei Vollast

Fig. 2: Characteristic curves $P_e = f(n)$ and $M_d = f(n)$ of the engine M103 (300E) at full load

die zu diesem Mitteldruck gehört, wirkt als Aktionskraft und leistet dann die gleiche Arbeit wie das äußere Drehmoment M_d während zweier Kurbelwellenumdrehungen. Liegt also das Drehmoment M_d durch Messung vor und ist der Hubraum V_H gegeben, so läßt sich p_e berechnen. Der in Bild 3 eingetragene Mitteldruckverlauf des Motors M103 bei Vollast ist auf diese Weise bestimmt worden.

Andererseits läßt sich der Mitteldruck auch aus einer Integralbeziehung, in der der wahre Verlauf des Zylinderdruckes p_z über dem ganzen Arbeitsspiel berücksichtigt wird, ableiten. Allerdings muß von diesem Mittelwert noch der Reibungsdruck p_r abgezogen werden, um p_e zu erhalten. Daraus ist der Schluß zu ziehen, daß der Mitteldruck p_e und nicht das Drehmoment M_d die zutreffende Größe ist, wenn es um die Beurteilung der Kraftentfaltung des Motors geht, da nur er in unmittelbarer Beziehung zum realen Zylinderdruckverlauf steht.

Eine erste wichtige Schlußfolgerung läßt sich bereits jetzt für die erste Stufe der Weiterentwicklung des M103 ziehen. Die Forderung, seine Nennleistung von 132 kW bei 5700/min auf 162 kW bei 6300/min zu erhöhen, gelingt nur, wenn ein Drehmoment von $M_d = 243$ Nm bei einer Drehzahl von 6300/min bereitgestellt wird. Da eine Vergrößerung des Hubvolumens ausgeschlossen bleibt, muß versucht werden, den Mitteldruck auf 10,4 bar zu erhöhen. Das bedeutet gegenüber dem bisher erreichten p_e von 8,25 bar bei 6300/min eine Erhöhung um 26 %. Die Lösung dieses Problems gelingt, wenn zunächst in einer weiteren Abstrakti-

tion eines Fahrzeug-Ottomotors ist die Umsetzung des zugeführten Brennstoffes in Wärme und schließlich in mechanische Antriebsenergie mit möglichst hohem Wirkungsgrad. Wie gut sie ausgeführt wird, läßt sich durch Kenngrößen quantitativ beurteilen. Die Nutzleistung P_e und das Drehmoment M_d kennzeichnen die Funktion des Ottomotors unmittelbar. Für den Viertaktmotor gilt zwischen den Größen P_e und M_d die Größengleichung

$$P_e = 2\pi \cdot n \cdot M_d \quad (1)$$

Dabei ist n die Drehzahl der Kurbelwelle in der Zeiteinheit. $2\pi n$ ist ihre Winkelgeschwindigkeit und gibt die vollen Winkelumdrehungen 2π eines Kurbelzapfens in der Zeiteinheit an. Die Kennlinien $p_e = f(n)$ und $M_d = f(n)$ des Motors M103 bei Vollast sind in Bild 2 dargestellt. Besonders herausgestellt sind die Nennleistung P_n und das maximale Drehmoment M_{dmax} . Sie wurden durch Prüfstandsmessungen ermittelt.

Durch schrittweise Abstraktion des Begriffes Drehmoment wird ein erster Eindruck von dem komplexen physikalischen Hintergrund vermittelt, auf den sich das motorische Funktionsergebnis in Bild 2 zurückführen läßt. Zunächst ist das Drehmoment M_d direkt proportional zum Gesamthubraum des Motors und dem effektiven Mitteldruck p_e . Die entsprechende Größengleichung lautet

$$M_d = \frac{1}{4\pi} \cdot z \cdot V_H \cdot p_e \quad (2)$$

Dabei steht z für die Anzahl der Zylinder, V_H für das Volumen eines einzelnen Zylinders. Die wichtigste Kenngröße ist p_e . Sie ist allerdings nur eine rechnerische und keine physikalische Größe. p_e läßt sich als der Zylinderdruck deuten, der mit konstanter Größe auf die Kolbenfläche während eines Kolbenhubes s des vier Takte umfassenden Arbeitsspieles wirkt. Die konstante Gaskraft,

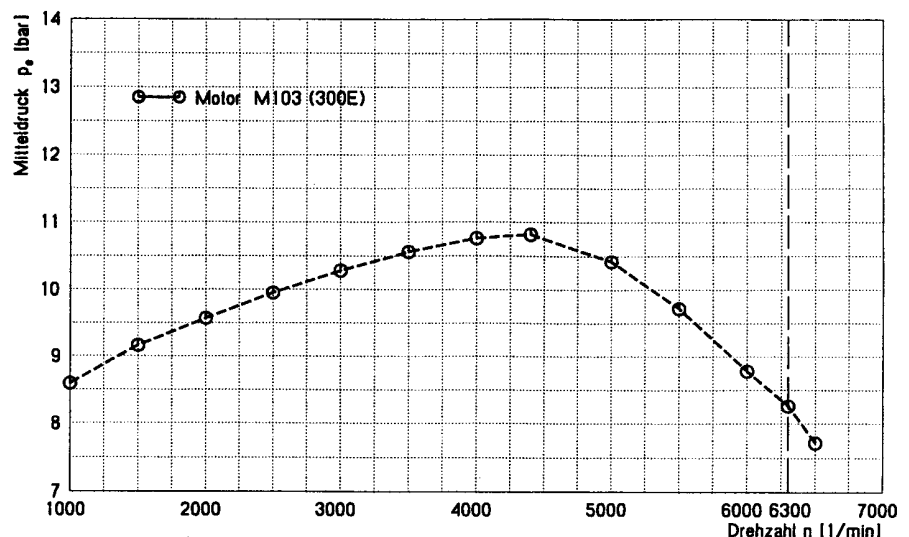


Bild 3: Kennlinie $p_e = f(n)$ des Motors M103 (300E) bei Vollast

Fig. 3: Characteristic curves $p_e = f(n)$ of the engine M103 (300E) at full load

onsstufe die speziellen Größen festgestellt werden, von denen der Mitteldruck abhängt. Diese sind der Liefergrad λ_i , der innere Wirkungsgrad η_i , der mechanische Wirkungsgrad η_m , die Dichte ρ_o der angesaugten Luft bei genormtem Außenbedingungen und der Gemischheizwert H_G .

Dieser Zusammenhang läßt sich in Form einer einfachen Größengleichung schreiben:

$$p_e = \lambda_i \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \rho_o \cdot H_G \quad (3)$$

Dies ist die Motorhauptgleichung und gibt in übersichtlicher Form eine Orientierungshilfe, wo anzusetzen ist, um den Mitteldruck zu erhöhen. Es würde zu weit führen, alle Faktoren dieser Gleichung in gleichem Umfang zu erläutern und ihre Bedeutung für ein höheres p_e herauszustellen. Da es hier in erster Linie um die Begründung der vier Innovationen geht, und alle vier zur Erhöhung des Liefergrades λ_i beitragen, soll nur dieser ausführlicher besprochen werden.

Dazu wird das Produkt $\eta_i \cdot \eta_m$ in Gl. (3) zum Nutz-Wirkungsgrad η_e zusammengefaßt.

Der Nutz-Wirkungsgrad ist, verglichen mit dem Liefergrad, die wichtigere Größe, da er mehr Einfluß auf die Mitteldruckerhöhung hat, denn mit einem höheren Nutz-Wirkungsgrad ist nicht nur ein höherer Mitteldruck, sondern auch eine Brennstoffverbrauchssenkung verbunden. Gleiches läßt sich vom Liefergrad nicht allgemeingültig sagen. Selbstansaugende Ottomotoren erreichen Nutz-Wirkungsgrad-Bestwerte von 0,34 bei einem spezifischen Brennstoffverbrauch von 250 g/kWh. Bei den Arbeiten zur Erhöhung des Nutz-Wirkungsgrades steht neben der Verbesserung des mechanischen Wirkungsgrades die Optimierung des Arbeitstaktes im Mittelpunkt. Dies gestaltet sich äußerst mühsam und zeitaufwendig, da die theoretische Aufarbeitung der komplexen physikalischen und chemischen Abläufe dieses Taktes noch nicht differenziert genug gelungen ist. Entwicklungsarbeiten erfolgen daher überwiegend durch Versuche (Methode des „trail and error“).

Bei der Optimierung des M104 steht jedoch der Liefergrad im Mittelpunkt. Der Liefergrad ist eine Verhältniszahl und gibt das Verhältnis der Luftmasse m_L , die vom Kolben während des Ansaugtaktes angesaugt wird, zur Masse m_{Lo} an:

$$\lambda_i = \frac{m_L}{V_h \cdot \rho_o} \quad (4)$$

$V_h \cdot \rho_o = m_{Lo}$ ist die Luftmasse, die das Hubvolumen aufnehmen würde, wenn die Luft

ihren Umgebungszustand auf dem Weg über die Einlaßkanäle in den Zylinder beibehalten könnte. Die Masse m_L ist jedoch am Ende des Ansaugtaktes in der Regel geringer als die Masse m_{Lo} . Schuld daran sind die Erwärmung der eingeströmten Luft im Zylinder und im Ansaugkanal sowie die Druckverluste, die vor allem beim Durchfluß der Luft durch das enge Einlaßventil entstehen. Höhere Temperatur und niedrigerer Druck der angesaugten Luft haben bei selbstansaugenden Motoren zur Folge, daß der Liefergrad im allgemeinen kleiner ausfällt. Dank der Verbesserungen ist es gelungen, den Liefergrad auf Spitzenwerte größer eins zu bringen und in der Serienfertigung einzuhalten, obwohl die eingespritzte Kraftstoffmasse ebenfalls ihren Teil am Hubvolumen beansprucht. Dieser ist jedoch gering.

Im Nachhinein betrachtet, war es nicht allzu schwierig, diese Innovationen zu verwirklichen, denn mit der instationären Gasdynamik steht eine Theorie zur Verfügung, die es erlaubt, den wahren Ablauf des physikalischen Geschehens während des Ansaugtaktes recht genau zu beschreiben. Daraus lassen sich sichere Erkenntnisse ableiten, wie ein höherer Liefergrad und ein größerer Mitteldruck erreicht werden können.

3.1.3 Die physikalischen Basisgrößen des Liefergrades

Bevor die besondere Analyse des M103 mit Hilfe eines physikalischen Modells gelingt, sind zunächst in einer letzten Abstraktionsstufe die physikalischen Basisgrößen, von denen der Liefergrad und die Masse m_L abhängen, festzustellen. Es ist dann aber erst ein kleiner, allerdings ausreichender Ausschnitt der physikalischen Grundlagen sichtbar gemacht, auf denen die motorischen Funktionsgrößen Leistung und Drehmoment beruhen.

Nach Schließen des Einlaßventils befindet sich die Luftmasse m_L als feste Größe im Zylinder. Sie hängt von dem Massenstrom ab, der während der Öffnungszeit des Einlaßventils aus dem Schwingsaugrohr durch das Einlaßventil in den Zylinder eintritt. Bei instationärer Strömung bezeichnet $m_x(t)$ die Masse, die in der Zeiteinheit durch den Querschnitt A an der Stelle X eines glatten Rohres strömt, **Bild 4**. Mit der Teilchengeschwindigkeit $u_x(t)$, der Dichte $\rho_x(t)$ und dem Querschnitt A ergibt sich folgende Gleichung für den Massenstrom:

$$\dot{m}_x(t) = A \cdot \rho_x(t) \cdot u_x(t) \quad (5)$$

Die Dichte der Luft läßt sich mit der Gas-

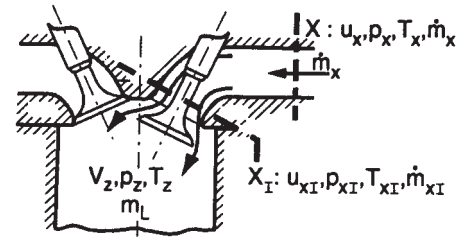


Bild 4: Instationärer Einströmvorgang durch das Einlaßventil

Fig. 4: Unsteady inflow through intake valve

konstanten R durch ihren Druck p und die Temperatur T im Querschnitt A ersetzen, so daß für Gl. (5) auch geschrieben werden kann:

$$\dot{m}_x(t) = \frac{A}{R} \cdot \frac{p_x(t)}{T_x(t)} \cdot u_x(t) \quad (6)$$

Dabei wird vorausgesetzt, daß dort die Strömung eindimensional verläuft. Da im Schwingsaugrohr der Massenstrom auch vom Ort X abhängt, bestimmt $m_x(t)$ an einer beliebigen Stelle X nicht die Masse m_L , die unmittelbar durch das Ventil in den Zylinder eintritt und den Liefergrad dort festlegt. Dazu müssen die Funktionen $u = u_{xi}(t)$, $p = p_{xi}(t)$ und $T = T_{xi}(t)$ unmittelbar vor dem Ventil an der Stelle X_i bekannt sein, **Bild 4**. Die Eindimensionalität der Strömung ist bei X_i streng genommen nicht mehr erfüllt, da die Drosselstrecke der Ventilströmung mit ihrer ausgeprägten Ablöse- und Wirbelzone eine Störstelle darstellt. Die Drosselstrecke wird jedoch als beliebig kurz angenommen, so daß eindimensional und instationär bis vor das Einlaßventil, also bis an die Stelle X_i , gerechnet wird.

Sind die gasdynamischen Zustandsgrößen u, p und T in jedem Zeitpunkt des Ansaugtaktes an der Stelle X_i des Schwingrohrs gegeben, so ist auch die zeitliche Abhängigkeit des Massenstroms $m_{xi}(t)$ bekannt. Mit $m_{xi}(t)$ ist die den Liefergrad bestimmende Luftmasse m_L mit folgender Gleichung festgelegt:

$$m_L = \int_{EO=t_1}^{ES=t_2} \dot{m}_{xi}(t) \cdot dt \quad (7)$$

Wegen der Abhängigkeit m_{xi} von der Zeit t muß eine Integration von $m_{xi}(t)$ über dem Intervall $[t_1, t_2]$ durchgeführt werden. Im Zeitpunkt t_1 öffnet das Einlaßventil (EÖ), bei t_2 schließt es (ES).

Viel wichtiger als der Ablauf des Integrationsverfahrens ist die Feststellung, daß es auf

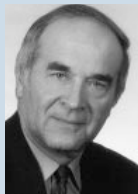
allgemeiner Ebene gelungen ist, die physikalischen Basisgrößen zu finden, die den Liefergrad definieren. Aber noch bleibt offen, wie sich die Funktionen $u = u_{xi}(t)$, $p = p_{xi}(t)$ und $T = T_{xi}(t)$ bei den einzelnen Lastzuständen des Motors M103 an der Stelle X_i individuell darstellen. Erst wenn diese Funktionen auf die Merkmale, die sie definieren, zurückgeführt sind, lassen sich die jeweiligen individuellen physikalischen Modelle des Ansaugtaktes des Motors gewinnen. Die Modelle haben die Bedeutung von Analyseergebnissen, die durch ihre Interpretation zu neuen Erkenntnissen und schließlich Innovationen führen sollen. Analyse allein aufgrund von Messungen scheidet aus, da ihre Ergebnisse nicht differenziert genug aufgelöst werden können. Die Theorie der eindimensionalen instationären Gasdynamik beschreibt jedoch zusammen mit der Thermodynamik das wahre physikalische Geschehen während des Ansaugtaktes ausreichend genau. Dadurch kann ein mit ihren Gesetzen aufgestellter Algorithmus die Analyseergebnisse beschreiben.

Literaturhinweise

- [1] Niefer, H.: Die neuen Mercedes-Benz-V-Motoren mit Doppelzündung. 18. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien 1997
- [2] Schischkoff, G.: Phylosophisches Wörterbuch. 22. Auflage Stuttgart: Kröner
- [3] Hassenstein, B.: Klugheit, zur Natur unserer geistigen Fähigkeiten. München, Zürich: Piper
- [4] Brüggemann, H.; Schäfer, M.; Gobien, E.: Die neuen Mercedes-Benz 2,6- und 3,0-l-Sechszylinder-Ottomotoren für die neue Baureihe 124 - Teil 1 und Teil 2. In: MTZ 46 (1985), Nr. 78 und 79

Der Verfasser

Prof. em. Dr.-Ing. Hans Seifert war von 1969 bis 1992 Inhaber des Lehrstuhls für Konstruktionstechnik I an der Ruhr-Universität Bochum. Zur Zeit ist er Geschäftsführer der Cranio Construct Gesellschaft für individuelle Implantate mbH, Bochum.



You can read the English version of this article in **MTZ worldwide**.

Subscription Hotline:
++49 / 6 11 / 78 78 151

Alternative Antriebe

Greenpeace setzt auf die Druckwellenaufladung

Auf der IAA 1997 hat Greenpeace mit dem SmILE die eigene Vorstellung vom Dreiliter-Auto aufgezeigt. Als Antrieb dient ein Aggregat der schweizerischen Wenko AG. Es handelt sich um einen aufgeladenen Zweizylinder-Viertakt-Ottomotor mit Vierventiltechnik in Boxeranordnung. Er hat einen Hubraum von 0,358 l, ein maximales Drehmoment von 75 Nm bei 2900/min und eine Nennleistung von 40 kW bei 5500/min.

Der Motor wurde für ein Fahrzeug wie den Tingo, auf dessen Karosserie der SmILE basiert, ausgelegt. Greenpeace kann sich jedoch vorstellen, die angewendeten Konstruktionsprinzipien auf entsprechende Motoren für andere Pkw-Klassen zu übertragen. Ein etwas größeres Zylindervolumen oder ein SmILE-Vierzylinder-Motor wären realisierbar. Diese Übertragbarkeit ist ein wichtiges Element der Greenpeace-Strategie: SmILE soll nicht den Nachweis erbringen, daß ein 3-Liter-Kleinwagen für einen zusätzlichen Nischenmarkt machbar ist. Die Umweltschutzorganisation will beweisen, daß eine Verbrauchshalbierung im Prinzip bei allen Fahrzeugen realisierbar ist.

Wichtigstes Argument für die gewählte Boxeranordnung ist, daß bei einem Zweizylindermotor die Boxeranordnung eine größere Laufruhe hat als die Bauweise in Reihe. Die durch die Zylinderbewegung auftretenden Massenkräfte kompensieren sich wegen der spiegelbildlichen Symmetrie beim Boxer weitgehend. Im übrigen sind nach Meinung von Greenpeace die auftretenden freien Massenmomente wegen der kleinen oszillierenden Teile wesentlich kleiner als bei herkömmlichen Antriebsmaschinen. Ein kleinerer Motor soll demnach wesentlich kleinere Schwingungskräfte auf das Fahrzeug übertragen.

Heftig wehrt sich Greenpeace gegen die Bedenken hinsichtlich der Standfestigkeit des SmILE-Motors, da der Wenko-Antrieb häufiger im Bereich höherer Lasten betrieben werde als konventionelle Motoren. Diese Sorge ist nach einer Beurteilung des Motorkonzeptes durch die ETH Zürich unbegründet. Durch das ausgeklügelte Kühlsystem ergäben sich keine höheren Wärmespannungen – und damit Materialbeanspruchungen – als bei herkömmlichen Motoren gleicher Lei-

stung. Die mittleren Kolbengeschwindigkeiten liegen sogar noch unter denen vergleichbarer Autos, so daß keine erhöhte Beanspruchung von Kolben- und Lagerflächen vorliegt. Die Tatsache, daß bei einem kleinen Motor die Zylinderkopfschrauben in kürzerem Abstand angeordnet sind, ist wegen des kürzeren Hebelarmes ein weiterer Vorteil bei der Standfestigkeit.

Um die Drosselverluste gering zu halten, setzt Greenpeace auf ein geringes Hubvolumen. Damit aber trotzdem die (seltener vorkommenden) Drehmomentspitzen abgedeckt werden können, wird der Wenko-Motor aufgeladen. So weist der Motor in einem mittleren Mitteldruckbereich seine besten Wirkungsgrade auf – also dort, wo er im Alltagsbetrieb am häufigsten eingesetzt wird. Bei höheren Lasten nimmt – im Gegensatz zu konventionellen Motoren – der Wirkungsgrad ab: Wegen der Klopfgefahr muß der Zündwinkel von seinem Optimum weg verschoben werden.

Bei der Aufladung hat sich Greenpeace gegen die zum Beispiel von Daimler-Benz beim Smart-Motor praktizierte Abgasturboaufladung entschieden. Stattdessen kommt der auch unter dem Namen „Comprex“ bekannte Druckwellenlader zum Einsatz.

Grund dafür ist vor allem der geringe Motorhubraum. Denn mit dem Hubvolumen sinken auch die Massenströme und damit die Turbinendimensionen. Solche kleinen Turbinen haben tendenziell schlechtere Wirkungsgrade. Die nötigen hohen Drehzahlen führen aufgrund des geringen Mitteldruckes bei niedriger Teillast zu einem geringeren Beschleunigungsvermögen des Fahrzeugs.

Das Arbeitsprinzip des Druckwellenladers (DWL), der sich in größeren Hubraumklassen nicht durchsetzen konnte, weist diese Nachteile nach Ansicht von Greenpeace nicht auf. Der DWL nutzt die im Abgas steckende Energie über mechanische Arbeit aus, um die Ansaugluft zu verdichten. Insbesondere läßt sich ein DWL gut zu kleineren Dimensionen skalieren und der Druckaufbau ist auch bei kleineren Hubvolumina praktisch verzögerungslos.

Johannes Winterhagen

Sechszylinder-Reihenmotor M104 von Mercedes-Benz – ein Ausschnitt seines Innovationsprozesses

Teil 2

Von Hans Seifert

Im ersten Teil dieses Berichtes wurden zunächst die Regeln einer allgemeinen Strategie, nach der sich Innovationen entwickeln lassen, erläutert. Es wurde mit der Analyse des physikalischen Geschehens des Vorgängermotors M103 begonnen. Aus deren Ergebnis lassen sich Erkenntnisse ableiten, deren Umsetzung in der ersten und zweiten Entwicklungsstufe des Motors M104 zu konkreten Lösungen im Sinne der Anforderungen geführt haben. Bevor in der MTZ 3/1998 darauf eingegangen wird, ist zunächst das physikalische Modell des Ansaugtaktes des M103 zu erstellen.

3.1.4 Merkmale einer instationären Ansaugströmung in einem Zylinder-Kolbensystem

Auf den mathematischen Algorithmus zur Simulation des physikalischen Geschehens während des Ansaugtaktes wird hier nicht eingegangen. Notwendig ist jedoch eine allgemeine, verständliche Einführung in den Ablauf einer instationären Ansaugströmung, wie sie in dem Zylinder-Kolben-System eines Ottomotors stattfindet [5]. Sie ist die Voraussetzung dafür, daß die gewonnenen Erkenntnisse, die zu den Innovationen geführt haben, nachvollzogen werden können. Der Gedankengang beginnt auf einer allgemeinen Ebene, also mit dem physikalischen Modell einer Ansaugströmung in einem einfacher ausgestatteten Zylinder-Kolbensystem, **Bild 5**. Das einfachere System besteht zunächst aus einem glatten Rohr. Das rechte Ende des Rohres ist offen. In der linken Öffnung bewegt sich ein Kolben in Axialrichtung. Anders als beim Viertaktverfahren soll sein Antrieb so gesteuert werden, daß immer nur ein einziger Ansaughub möglich ist. Während des Ansaughubes bewegt sich der Kolben von rechts nach links, von seinem oberen zum unteren Totpunkt und steht dann still. Bei dieser Betrachtung interessiert nur die Auswirkung dieses Hubes auf das Luftvolumen vor dem Kolben im Rohr. Neben dem Wirkraum des vereinfachten Zylinder-Kolben-Systems zeigen Bild 5.1 bis 5.3 auch das physikalische Geschehen, das in ihm abläuft. Es ist auszugsweise zu den Zeitpunkten t_1 , t_2 und t_3 über die Rohrlänge, also der x -Achse, festgehalten. Der

Wirkraum und das in ihm ablaufende physikalische Geschehen definieren das physikalische Modell dieses Systems. Physikalische Größen, die das Geschehen bestimmen, sind die Teilchengeschwindigkeit u und der Druck p des Mediums Luft. Auf die Angabe der Temperatur T wird wegen ihrer geringen Schwankung verzichtet. Die positive x -Achse ist etwas ungewöhnlich von rechts nach links angeordnet. Damit wird lediglich die Vorzeichenregel für die Teilchengeschwindigkeit u beachtet, die festlegt, daß das Vorzeichen von u positiv ist, wenn Luftteilchen in Richtung der positiven x -Achse strömen. In den Diagrammen, die später dargestellt sind, bedeutet eine positive Teilchengeschwindigkeit, daß der Massenstrom $\dot{m}$ zum Einlaßventil beziehungsweise zum Zylinder hin gerichtet ist. Eine negative Teilchengeschwindigkeit bedeutet nicht nur eine Rückströmung aus dem Zylinder, sondern auch das Absinken des Liefergrades. Dieser Strömungsfall sollte bei einem gut abgestimmten Gaswechsel nicht eintreten.

Bild 5.1 zeigt die Art der Störung, die der Kolben durch seine Bewegung von OT nach UT in der ruhenden Luftmasse des Rohres verursacht. Durch sie werden die vor dem Kolben liegenden Luftschichten angesaugt. Die Strömung folgt der wachsenden und dann abnehmenden Geschwindigkeit des Kolbens. Das Luftvolumen bildet keinen festen Block im Rohr. Dieser würde sofort in seiner Gesamtheit auf die Saugwirkung des Kolbens ansprechen und nach links in Bewegung geraten. Aufgrund der Dehnfähigkeit setzt sich die Luft schichtweise nacheinan-

der nach links in Bewegung; zuerst die Schicht am Kolbenboden, dann die nach rechts folgenden. Der Verlauf der linksgerichteten Kolbenbewegung u_K wird also in Form einer rechtslaufenden Geschwindigkeitswelle u_R und synchron dazu laufenden Druckwelle p_R auf das Luftvolumen des Rohres übertragen, Bild 5.1. Beide Wellen bewegen sich mit Schallgeschwindigkeit. In Luft und bei atmosphärischen Bedingungen ($T_0 = 25^\circ \text{C}$, $p_0 = 1 \text{ bar}$) hat sie den Wert $a = 340 \text{ m/s}$. Die Wellen haben zum Zeitpunkt t_1 , zu dem der Kolben bereits im UT zum Stillstand gekommen ist, etwa die Mitte des Rohres erreicht. Sie haben annähernd die Form einer halben Sinuskurve. Anfangspunkt A_1 der Geschwindigkeits- und der Druckwelle startet am Kolbenboden und bewegt sich in das Rohr hinein, sobald die Kolbenbewegung im OT einsetzt. Die Endpunkte A_2 folgen, sobald der Saughub des Kolbens im UT beendet ist. Während der Dauer des Kolbenhubes hat sich also der jeweilige Punkt A_1 um die Wellenlänge λ von seinem Punkt A_2 entfernt.

Um einen Begriff von den Wellenlängen zu erhalten, die in den Schwingsaugrohren des Motors M103 auftreten würden, wenn eine freie Ausbildung der Saugwelle möglich wäre, soll ein einfaches Beispiel zeigen. Der Motor M103 hat einen Hub von $s = 80,25 \text{ mm}$. Bei der Motordrehzahl $n = 6300/\text{min}$ ergibt sich für eine ganze Hubbewegung eine Hubdauer von $t_H = 4,76 \cdot 10^{-3} \text{ s}$. Während dieser Zeit legt der Fußpunkt A_1 eine Strecke zurück, die gerade der Wellenlänge entspricht. Es gilt $\lambda = a \cdot t_H = 340 \text{ m/s} \cdot 4,76 \cdot 10^{-3} \text{ s} = 1,6 \text{ m}$. Um eine ungestörte Wellen-

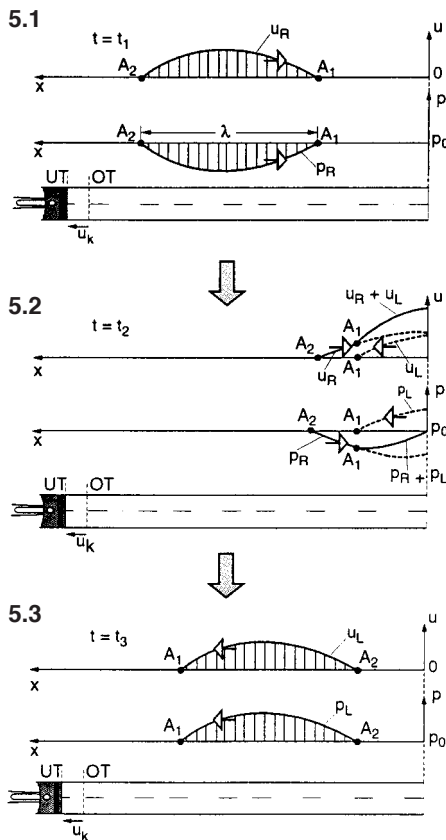


Bild 5: Physikalisches Modell einer einfachen Ansaugströmung

- 5.1 Rechtslaufende Geschwindigkeits- und Druckwelle (u_R und p_R)
- 5.2 Reflexion von u_R und p_R am offenen Rohr-ende
- 5.3 Linkslaufende Reflexionswellen u_L und p_L

Fig. 5: Physical model of a simple intake flow
 5.1 Velocity and pressure wave (u_R and p_R) propagating to the right
 5.2 Reflection of u_R and p_R at the end of the pipe
 5.3 Reflection waves u_L and p_L propagating to the right

bewegung zu ermöglichen, müßte das Schwingsaugrohr also mindestens 1600 mm lang sein. Im allgemeinen genügen jedoch Schwingsaugrohrängen von $\lambda/4$, um optimale Liefergrade bei höheren Motordrehzahlen zu erreichen. Diese Abmessungen sind im realen Motorentwurf gut unterzubringen.

Zwischen den Punkten A_1 und A_2 bilden sich der Zustandsverlauf der beiden Wellen aus. Die Werte der Teilchengeschwindigkeit u der Welle u_R folgen exakt denen der Kolbengeschwindigkeit u_K , wenn Rohr- und Kolbendurchmesser gleich sind. Bei $n = 6300/\text{min}$ beträgt die maximale Kolbengeschwindigkeit $u_K = 27,3 \text{ m/s}$. Auf diesen maximalen Wert werden auch die Gasteilchen nach links in Richtung der positiven x -Achse beschleunigt, wenn die Welle u_R über sie hinwegläuft.

Rechts von A_1 sind die Gasteilchen noch in Ruhe, links davon bewegen sie sich von den ruhenden Teilchen weg. Somit vergrößert sich der Abstand zwischen den Gasteilchen mit der Folge, daß eine Gasverdünnung eintritt und sich ein Unterdruck aufbaut. Die rechtslaufende Druckwelle p_R ist also eine Unterdruck- oder Saugdruckwelle. Sobald die Wellen die Teilchen überlaufen haben, kehrt der alte Gleichgewichtszustand der ruhenden Luftmasse zurück. Dieser Vorgang beginnt am stehenden Kolben im UT. Allerdings sind die einzelnen x -Koordinaten der Teilchen nicht mehr dieselben wie vor der Kolbenbewegung. Es hat ein Massentransport stattgefunden. Alle Gasteilchen haben sich nach links bewegt und sind dem Kolbenhub, wenn auch mit Verzögerung, gefolgt.

Das ist aber noch nicht der Ablauf des physikalischen Geschehens, wie es für das Schwingsaugrohr des Motors M103 charakteristisch ist. Dazu sind noch einige zusätzliche Merkmale zu nennen.

Bild 5.2 zeigt den Stand der Wellenbewegung zur Zeit $t = t_2$. Beide Wellen haben das offene Rohrende erreicht und werden unterschiedlich reflektiert. Die Unterdruckwelle wird zur linkslaufenden Überdruckwelle p_L . Es erfolgt eine Umkehrung des Vorzeichens. Ursache der Reflexion ist der Atmosphärendruck $p = 1 \text{ bar}$ an der Rohrmündung. Diese Bedingung kann von der instationären Strömung nur erfüllt werden, wenn die ankommende Unterdruckwelle gleichzeitig von einer linkslaufenden Überdruckwelle überlagert wird. Die Geschwindigkeitswelle behält nach der Reflexion ihre Richtung. Bei einer Überdruckwelle strömen die Teilchen im Gegensatz zur Unterdruckwelle immer in die Richtung, in die sich die Welle bewegt. Wie Bild 5.2 zeigt, werden die Teilchen in der Rohrmündung durch Überlagerung beider Wellen auf die doppelte Rohrgeschwindigkeit beschleunigt. Allerdings wird dabei ein verlustloser Einstromvorgang vorausgesetzt.

Zur Zeit $t = t_3$ haben sich die linkslaufenden Reflexionswellen voll ausgebildet, Bild 5.3. Bei einem Vergleich der Bilder 5.1 und 5.3 stellt man fest, daß durch einen einzigen Kolbenhub in einem endlich langen Rohr mit offenem Ende zwei Geschwindigkeitswellen mit positivem Vorzeichen erzeugt werden. Das heißt, daß in beiden Fällen die Teilchen nach links zum Kolben hin bewegt werden. Dadurch läßt sich das Schwingsaugrohrphänomen leichter erklären.

Ein differenzierterer Einstieg in das Schwingsaugrohrphänomen würde sehr

mühsam verlaufen, wenn man nur die Wellenbewegung in Abhängigkeit von der x -Koordinate zur festen Zeit t betrachten würde. Da es bei der Bestimmung der Motoroptimierung auf den Liefergrad ankommt, interessiert in erster Linie die nach links gerichtete Teilchengeschwindigkeit u und der ihr proportionale Massenstrom $\dot{m}$, bezogen auf eine feste Rohrstelle X . Wie Gl. (6) allgemein vorschreibt, ist zur Berechnung von $\dot{m}(t)$ die Kenntnis von $u = u(t)$, $p = p(t)$ und $T = T(t)$ an einem Ort X unserer einfachen Rohranordnung notwendig. Bild 6 zeigt das Ergebnis. Es sind die Wellenzüge der Bilder 5.1 und 5.3 dargestellt, jedoch aus der Betrachtungsweise eines Beobachters, der sich an diesem Ort X befindet und der die Wellen an sich vorbeilaufen sieht. Die Wellentypen der Bilder 5 und 6 ähneln einander. Beim zweiten Typ tritt die Zeitkoordinate t an die Stelle der x -Koordinate. Das hat zur Folge, daß die Wellenlänge λ durch die Schwingungsdauer $t_0 = \lambda/a$ ersetzt werden muß. Der Verlauf des Massenstromes $\dot{m}(t)$ kann nun ermittelt werden. Schließlich kann auch die Luftmasse m_L , die während des Zeitraumes Δt_1 durch den Querschnitt X in Richtung Kolben transportiert wird, entsprechend Gl. (7) berechnet werden. Die Reflexionswellen p_L und u_L sind der eigentliche physikalische Effekt, der die Schwingsaugrohraufladung am realen Motor erklärt. Mit einem Saughub werden zwei nahezu gleichwertige Massenströme erzeugt, die bei entsprechender zeitlicher Aufeinanderfolge, abgestimmt auf die Öffnungszeit des Einlaßventils, für den Liefergrad verantwortlich sind. Die willkürlich zustandegewonnene Durchströmzeit Δt_1 in Bild 6 ist im Vergleich zum Ansaugtakt des Motors M103 zu lang. Die beiden Wellen müssen näher zusammenrücken oder sich sogar überlappen, wenn sie

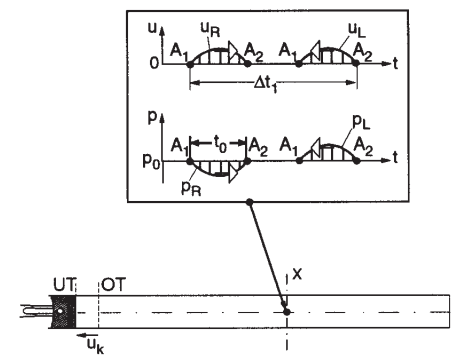


Bild 6: Geschwindigkeits- und Druckwellen, beobachtet an einem festen Ort X des Rohres

Fig. 6: Velocity and pressure waves regarded for a specific location X

sich am Motor positiv ergänzen sollen. Diese ganze Betrachtung ist allerdings an der Stelle X_1 am Einlaßventil und nicht an einer beliebigen Stelle X anzustellen.

Mit Bild 6 wird deutlich, daß technische Funktionen wie das Leistungs- und Drehmomentverhalten eines Viertakt-Motors von ihrer physikalischen Basis, hier von der instationären Strömung im Schwingaugrohr abhängig sind. Neue Anforderungen an motorische Funktionen oder geforderte Änderungen dieser Funktionen lassen sich nur verwirklichen, wenn die notwendige Anpassung des zugehörigen physikalischen Modells gelingt.

Leider sind die Verhältnisse am realen Motor nicht so einfach wie eben beschrieben. Die Saugwellen laufen nicht ungehindert nach rechts bis zu einem freien, offenen Rohrende. Zwischen Kolben und Schwingrohrkopf liegt das Einlaßventil des Zylinderkopfes, das von der Geschwindigkeits- und der Unterdruckwelle überwunden werden muß. In der logischen Weiterentwicklung des Wirkraums nach Bild 6 zeigt die schematische Skizze in **Bild 7** diesen instationären Strömungsfall. Zunächst wird angenommen, daß das Einlaßventil zunächst so weit vom Kolben entfernt sei, daß eine freie Ausbildung der Saugwellen gerade noch möglich ist. h ist der augenblickliche Öffnungshub des Ventils. Die am Ventil ankommenden Wellen lösen einen Einstromvorgang in den Rohrraum vor dem Ventil aus. Allerdings ist er gedrosselt. Die nach links in Bewegung gesetzte Luftmasse drängt sich durch die enge Ventilöffnung und verliert dabei an Energie. Die Folge ist, daß sowohl die Geschwindigkeits- als auch die Unterdruckwelle (u_R und p_R), die im rechten Rohrstück weiterwandern, kleiner sind als ihre Ankunftswellen vor dem Ventil. Dabei wird der gleiche Rohrquerschnitt vor und hinter dem Ventil vorausgesetzt. Ein Teil der Unterdruckwelle, die am Ventil ankommt, wird wieder als linkslaufende Unterdruckwelle mit A_3 als Anfangspunkt reflektiert. Das bremst den Einstromvorgang ab, wie der resultierende Geschwindigkeitsverlauf (u_R und u_L) linksseitig am Ventil anschaulich zeigt. Einlaßventilströmungen am Motor schränken also den optimalen Massentransport, wie er im glatten Rohr möglich ist, ein. Dadurch verringert sich der Liefergrad. Die erste logische Konsequenz daraus ist die Forderung nach genügend großen Ventilquerschnitten mit wenig Strömungswiderstand. Die Einführung von zwei oder sogar drei Einlaßventilen pro Zylinder haben die Einstrombedingungen am Einlaßventil wesentlich verbessert.

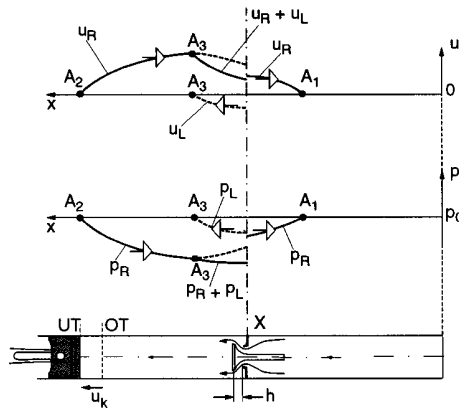


Bild 7: Geschwindigkeits- und Druckwelle, (u_R und p_R) überwinden das Einlaßventil im Rohr
Fig. 7: Velocity and pressure wave (u_R and p_R) pass the intake valve inside the pipe

Der Wirkraum des realen Motors vor dem Ventil ist jedoch wesentlich kürzer als in Bild 7 angenommen. Das Einlaßventil im Zylinderkopf des Motors M103 hat nur einen mittleren Abstand von etwa 9 mm vom Kolben, wenn er im OT steht, Bild 4. Das ergibt, vom UT aus gerechnet, eine Zylinderrohrlänge von etwa 89 mm. Das reicht bei weitem nicht, um während des Saughubes eine Saugwelle in voller Länge auszubilden. Bei einer Drehzahl von $n = 6300/\text{min}$ müßte ein Rohr von 1600 mm Länge unmittelbar am Kolben angeschlossen sein. Welches instationäre Strömungsbild entsteht aber dann in dem kurzen Zylinderrohr des Motors während des Saughubes?

Zur Beantwortung dieser Frage ist es notwendig, die Thermodynamik in die Betrachtung des physikalischen Geschehens mit einzubeziehen. Die Thermodynamik geht davon aus, daß sich der vom Kolben erzeugte Unterdruck sofort im ganzen Zylinderraum einstellt, ohne eine Wellenbewegung zu hinterlassen. Das ist die allgemeinere Betrachtungsweise solcher Strömungsvorgänge in einem Kolbenrohrsystem. Dabei wird die kinetische Energie des Gases und damit seine Strömungsgeschwindigkeit im Inneren des Systems vernachlässigt. Eine weitere Vereinfachung ergibt sich durch die Annahme, daß zu jedem Zeitpunkt der Zustandsänderung, hervorgerufen durch eine Energiezu- oder -abfuhr, jeweils Gleichheit der thermischen Zustandsgrößen wie der Druck p , die Temperatur T und die Dichte ρ an allen Raumpunkten besteht. Rechnet man den Ansaughub des Motors M103 im Zylinderrohr nach den Gesetzen der Thermodynamik nach, so weicht der Zylinderdruck nur wenig von dem ab, der über die Gasdynamik ermittelt wurde. Die Abhän-

gigkeit des Zylinderdruckes von der x -Koordinate bei kurzen Längenabmessungen des Zylinders ist tatsächlich vernachlässigbar. Den Hauptbeitrag an der Unterdruckentstehung im Zylinder leistet demnach die Volumenänderungsarbeit des Kolbens und nicht seine kinetische Energie.

Aus Sicht der Gasdynamik findet dennoch eine Wellenbewegung statt, wenn auch von anderer Qualität als bisher aufgezeigt. Es bildet sich kein geschlossener Wellenzug mehr aus. An seine Stelle treten viele hin- und herlaufende Teilwellen, sogenannte Partialwellen. Der Fußpunkt A_3 der Unterdruckwelle, die bereits kurz nach Hubbeginn am Ventil reflektiert wird und zum Kolben zurückläuft, ist für ihr Auftreten verantwortlich, Bild 7. A_3 schwingt während der Dauer des Kolbenhubes mehrmals zwischen Kolbenboden und Einlaßventil und grenzt auf diese Weise die hin- und herlaufenden Partialwellen ab. Diese sorgen für einen nahezu ausgeglichenen Druckverlauf über die kurze Länge des Zylinders. Wird dieser Vorgang, zur besseren Anschauung auf den konkreten Ansaughub des Motors M103 bei der Motordrehzahl $n = 6300/\text{min}$ bezogen, so läuft der Fußpunkt A_3 etwa 70 mal während des Ansaughubes zwischen Kolbenboden und Zylinderkopf hin und her. Es ist sofort einsehbar, daß der Zylinderdruck um so gleichmäßiger ausfällt, je niedriger die Motordrehzahl ist, da bei gleicher Zylinderrohrlänge die Zahl der Partialwellen zunimmt. Das einfachere thermodynamische Modell reicht aus, um in diesem Fall das physikalische Geschehen während des Ansaugtaktes im Motorzylinder zu beschreiben. Die Grenzen, die man mit dem thermodynamischen Modell in der Anwendung nicht überschreiten sollte, sind jedoch sehr eng gefaßt. Bereits bei Rohrlängen von $L = \lambda/4$ (also bei $L = 400 \text{ mm}$ für $\lambda = 1600 \text{ mm}$) besteht eine deutliche Abhängigkeit der gasdynamischen Zustandsgrößen von der x -Koordinate.

3.1.5 Das physikalische Modell des Ansaugtaktes des Motors M103 und seine Auswertung

Das Gesamtmodell des Ansaugtaktes, zunächst auf einen Motorzylinder bezogen, baut sich aus zwei Teilmodellen auf, **Bild 8**. Das thermodynamische Modell hat den Motorzylinder (1) mit Kolben (2), Einlaßventil (3) mit Einspritzventil (4) und Auslaßventil (5) als Wirkraum. Seine Zustandsgrößen p_z , T_z und V_z , hängen nur von der Zeit t , jedoch nicht von den Raumkoordinaten x , y und z ab. Zum Wirkraum des gasdynamischen Modells gehören Schwingaugrohr (6), Verteilerbehälter (7), die zentral geführte Ansaugleitung (8) mit Drosselklappe (9) und

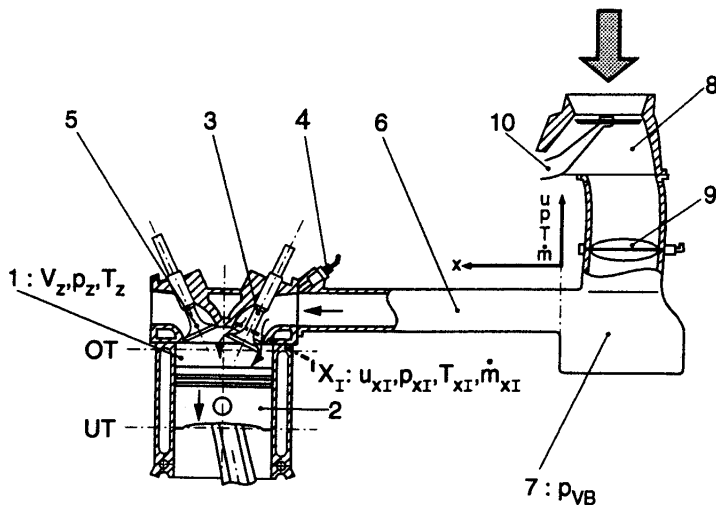


Bild 8: Physikalisches Modell des Ansaugtaktes, bezogen auf einen Zylinder des Motors M103 (300 E)

Fig. 8: Physical model of the intake stroke related to one cylinder of the engine M103

1 Zylinder, 2 Pleumkammer, 3 Einlaßventil, 4 Einspritzventil, 5 Auslaßventil, 6 Pleumkammer, 7 Pleumkammer, 8 Ansaugleitung, 9 Drosselklappe, 10 Luftmassensensor (strömungsmechanisches Prinzip)

1 cylinder, 2 plenum chamber, 3 intake valve, 4 injection valve, 5 exhaust valve, 6 ram manifold, 7 plenum chamber, 8 intake manifold, 9 throttle valve, 10 air mass sensor (flow principle)

der Luftmassensensor (10). Zur Bestimmung des Liefergrades λ müssen die Zustandsgrößen u_{XI} , p_{XI} , T_{XI} und $\dot{m}_{XI}$ unmittelbar am Einlaßventil an der Stelle X_I des Schwingausgohres bekannt sein. Der Druck p_{VB} im Verteilerbehälter legt die Reflexionsbedingung der Saugwellen am rechten offenen Ende des Schwingausgohres fest. In der zentralen Ansaugleitung wird die mittlere konstante Teilchengeschwindigkeit in Richtung Verteilerbehälter von einer Wellenbewegung, deren Verlauf für die Optimierung des Motors M104 jedoch von untergeordneter Bedeutung ist, überlagert.

Der bisherige Gedankengang muß noch um einen Schritt ergänzt werden. Bisher wurden die physikalischen Vorgänge des Ansaugtaktes auf einer allgemeinen Stufe behandelt, die unabhängig von seiner Einbindung in das Viertaktverfahren war. Der zugehörige Wirkraum wurde nur auf einen Zylinder bezogen. Als Ursache der Wellenbewegung wurde ausschließlich der Saughub des Kolbens angesehen. Wie Bild 9 zeigt, wird jedoch beim Motor M103 der physikalische Wirkraum von allen sechs Zylindern (1) und einem Ansaugsystem, bestehend aus sechs Schwingausgohren (2), Verteilerbehälter (3) und den übrigen bereits genannten Bauteilen, gebildet. Der Saughub jedes einzelnen Zylinders setzt nach Ablauf des jeweiligen Verdichtungs-, Arbeits- und Auslaßtaktes ein. Folglich ist die Füllung der Zylinder mit Frischgas und damit auch der Liefergrad nicht nur von der Kolbenbewegung während des Ansaughubes, sondern auch von den thermischen Anfangszuständen der Zylinderinhalte bei Öffnung der Einlaßven-

tile abhängig. Mit Hilfe des Berechnungsverfahrens PROMO [6] ist es möglich, eine umfassende theoretische Analyse von Mehrzylinder-Otto- und -Dieselmotoren mit ausreichender Genauigkeit durchzuführen. So können die Zustandsgrößen des individuellen physikalischen Modells des Ansaugtaktes für den jeweils interessanten Belastungsfall des M103 berechnet werden.

Bild 9 enthält die maßgebenden physikalischen Zustandsgrößen des Modells. Sie be-

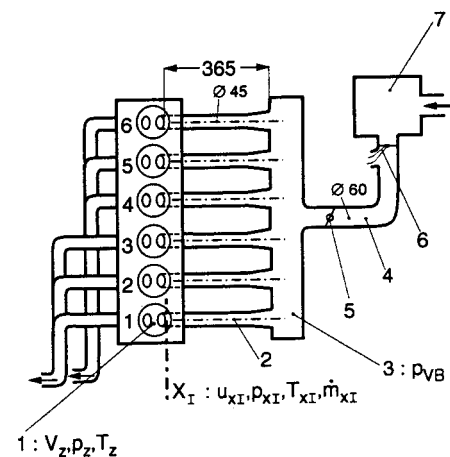


Bild 9: Physikalisches Modell des Ansaugtaktes des Motors M103 (300 E)

1 Zylinder (Anzahl 6), 2 Schwingausgohr (Anzahl 6), 3 Verteilerbehälter, 4 Ansaugleitung, 5 Drosselklappe, 6 Luftmassensensor, 7 Luftfilter

Fig. 9: Physical model of the intake stroke of the engine M103

1 cylinder (6 pieces), 2 induction manifold (6 pieces), 3 plenum chamber, 4 intake manifold, 5 throttle valve, 6 air mass sensor, 7 air cleaner

stimmen nicht nur den Liefergrad λ_I und damit p_e , M_d und P_e des Motors. Ihre Verläufe über den Kurbelwinkel φ lassen auch Schlüsse darüber zu, wie der Liefergrad, wenn überhaupt möglich, zu verbessern ist. Die Verläufe der physikalischen Größen gelten für einen Vollastpunkt bei $n = \text{konstant}$ und werden für alle Zylinder berechnet. Jedoch werden hier nur auszugsweise $u = f(\varphi)$, $p = f(\varphi)$ und $\dot{m} = f(\varphi)$ für den Zylinder 1 an der Stelle X_I am Einlaßventil in Form von Diagrammen für ausgewählte Drehzahlen wiedergegeben.

Die Analyse des Ansaugtaktes für den Motor M103 kann nun abgeschlossen werden. Dazu reichen drei individuelle physikalische Modelle, aufgestellt für die Vollastdrehzahl $n = 4400/\text{min}$ bei maximalem Drehmoment, $n = 3000/\text{min}$ und für die Maximaldrehzahl $n = 6300/\text{min}$ aus.

Sie sind in den Bildern 10, 11 und 12 dargestellt. Die Zeitachse t ist durch die φ -Achse ersetzt. Ihr Bereich umfaßt zwei volle Motorumdrehungen. Die Totpunkte sind besonders herausgestellt. Unterhalb der φ -Achse sind die Steuerzeiten des Ein- und Auslaßventils aufgetragen. Danach öffnet das Einlaßventil 25° KW vor OT (EÖ) und schließt 68° KW nach UT (ES). Der letzte Wert legt bereits das gasdynamische Phänomen offen, das für einen hohen Liefergrad genutzt wird. Es soll zunächst für die Drehzahl $n = 4400/\text{min}$ näher erläutert werden, Bild 10. Der Kolben, der sich nach dem UT wieder aufwärts bewegt, schiebt Frischgas aus dem Zylinder, da das Einlaßventil noch offen ist. Das zeigt der Verlauf der Geschwindigkeitswelle u_R in diesem Bereich des UT. Ihr Vorzeichen kehrt sich um, es wird negativ. Aber die Reflexionswelle u_L (sie entspricht dem zweiten Massenstrom in Richtung Zylinder) kommt zur richtigen Zeit am Einlaßventil an und verhindert durch Überlagerung mit u_R eine ausgeprägte Rückströmperiode nach dem UT. Der resultierende Massenstrom $\dot{m}_{XI}$ im oberen Diagramm macht dies besonders deutlich. Durch ein späteres Eintreffen der Welle u_L am Ventil wäre das Rückströmen ganz zu vermeiden gewesen. Dazu hätte man das Schwingausgohr, das jetzt eine Länge 365 mm hat, nur entsprechend verlängern müssen. Aber es gibt noch ein zweites Kriterium für hohen Liefergrad. Die Reflexionswelle u_L soll etwas vor dem Maximum der rechtslaufenden Welle u_R am Ventil ankommen, dann stellt sich durch Addition beider Geschwindigkeitswellen ein maximaler Massenstrom $\dot{m}_{XI}$ bei noch weit geöffnetem Einlaßventil ein. Die Folge ist ein hoher Liefergrad, der bei dieser Wirkraumabstimmung – maßgebend ist die einge-

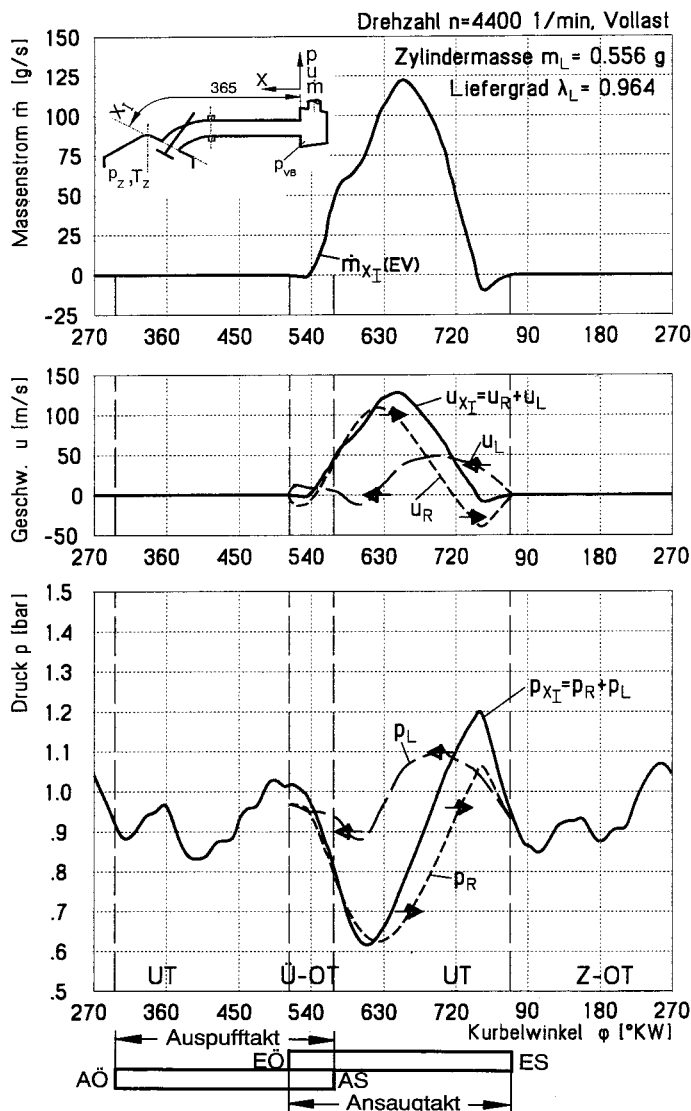


Bild 10: Zustandsverlauf an der Stelle X_1 des Schwingaugrohres am Zylinder 1 bei $n = 4400/\text{min}$ und Vollast (Motor M103) (300 E)

Fig. 10: Course of state at location X_1 of the ram manifold of cylinder 1 at $n = 4400 \text{ rpm}$ and full load (M103)

stellte Schwingaugrohlänge – einen sehr guten Wert von $\lambda_1 = 0,964$ erreicht. Dadurch erhöht sich die Luftmasse auf $m_L = 0,556 \text{ g}$ pro Zylinder.

Der Kreis des ausführlichen Gedankenganges zur Aufdeckung der Merkmale, die die Analyse des Ansaugtaktes des Motors M103 für das Modell 300E definieren, schließt sich jetzt zum ersten Mal. Mit dem Liefergrad $\lambda_1 = 0,964$ wird auch der eingangs angegebene, aus Messungen resultierende Wert von $p_e = 10,8 \text{ bar}$ durch die gasdynamische Analyse mit guter Näherung bestätigt. Der Zusammenhang zwischen den funktionalen Größen des Motors und ihres physikalischen Ursprungs ist hergestellt.

Wie das Analyseergebnis des Ansaugtaktes bei $n = 3000/\text{min}$ in Bild 11 ausweist, hat die

gasdynamische Optimierung des Liefergrades bei hohen Motordrehzahlen auch Nachteile. Die Unterdruck- und die Geschwindigkeitsamplituden der Saugwellen p_R und u_R erreichen nicht mehr die Werte höherer Drehzahlen. Hinzu kommt, daß die Reflexionswelle u_L , die jetzt früher ankommt, zusätzliche negative Auswirkungen auf den Liefergrad hat. Sie schwächt zunächst die Saugwirkung des Kolbens ab und verhindert damit die Entfaltung voller sinusförmiger Unterdruckwellen p_R und u_R . Dadurch wird wiederum die Reflexionswelle geschwächt. Zusammen mit ihrer früheren Ankunft am Ventil wird dadurch ein ausgeprägtes Rückströmen verursacht. Dies beginnt bereits im UT und hält bis zum Ende des Einlaßtaktes an. Die eingeströmte Frischluftmasse verringert sich auf nur noch $m_L = 0,516 \text{ g}$, obwohl die Öffnungszeit des Ventils, absolut

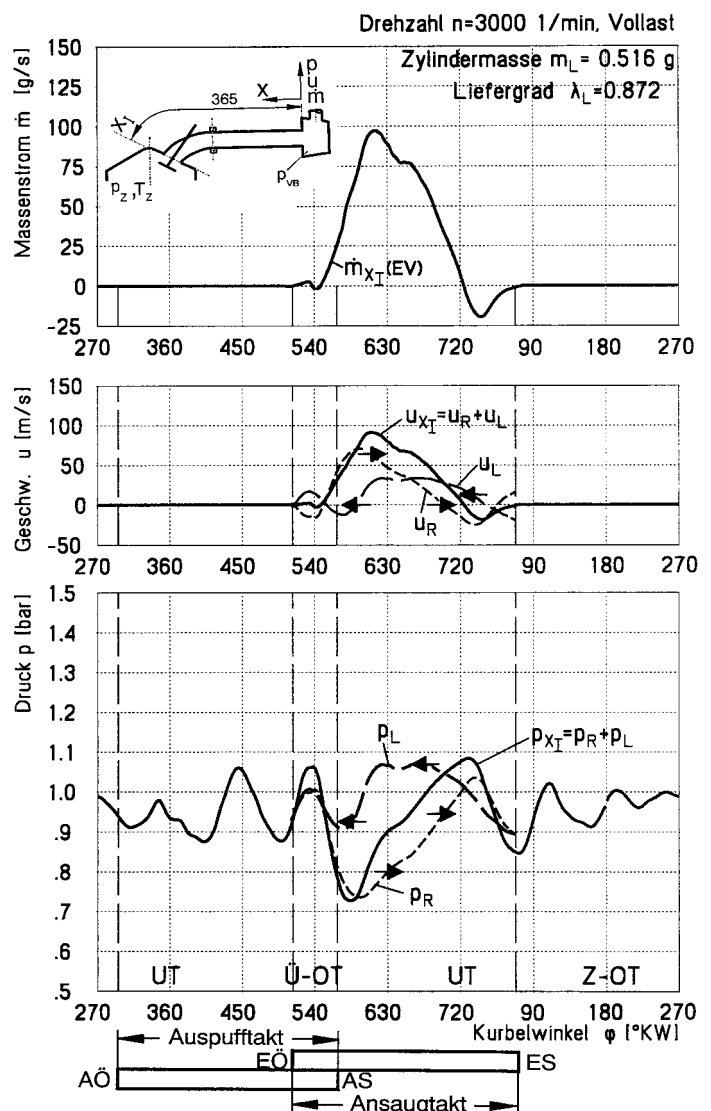


Bild 11: Zustandsverlauf an der Stelle X_1 bei $n = 3000/\text{min}$ und Vollast (Motor M103) (300 E)

Fig. 11: Course of state at location X_1 at $n = 3000 \text{ rpm}$ and full load (M103)

gesehen, länger geworden ist. Der Liefergrad fällt auf $\lambda_1 = 0,872$ ab, was einem Mitteldruck von $p_e = 10,3 \text{ bar}$ entspricht. Dieses Kernproblem, das Kräftepotential des Motors im unteren Drehzahlbereich deutlich zu erhöhen und gleichzeitig eine hohe Nennleistung beizubehalten, wie es für den Motor M104 im Modell E 320 gefordert wird, entzieht sich einer einfachen Lösung. Die instationäre Strömung eines Schwingaugrohres läßt sich nur auf einen relativ schmalen Drehzahlbereich optimal abstimmen. Negativ wirkt sich zusätzlich aus, daß sich ihre Intensität mit abnehmender Drehzahl nach einem einfachen physikalischen Gesetz verringert. Die Lösung dieses Problems wird im letzten Abschnitt dieses Berichtes beschrieben. Sie stellt ein vorbildliches Beispiel für eine erfolgreich abgeschlossene Innovation im Motorenbau dar.

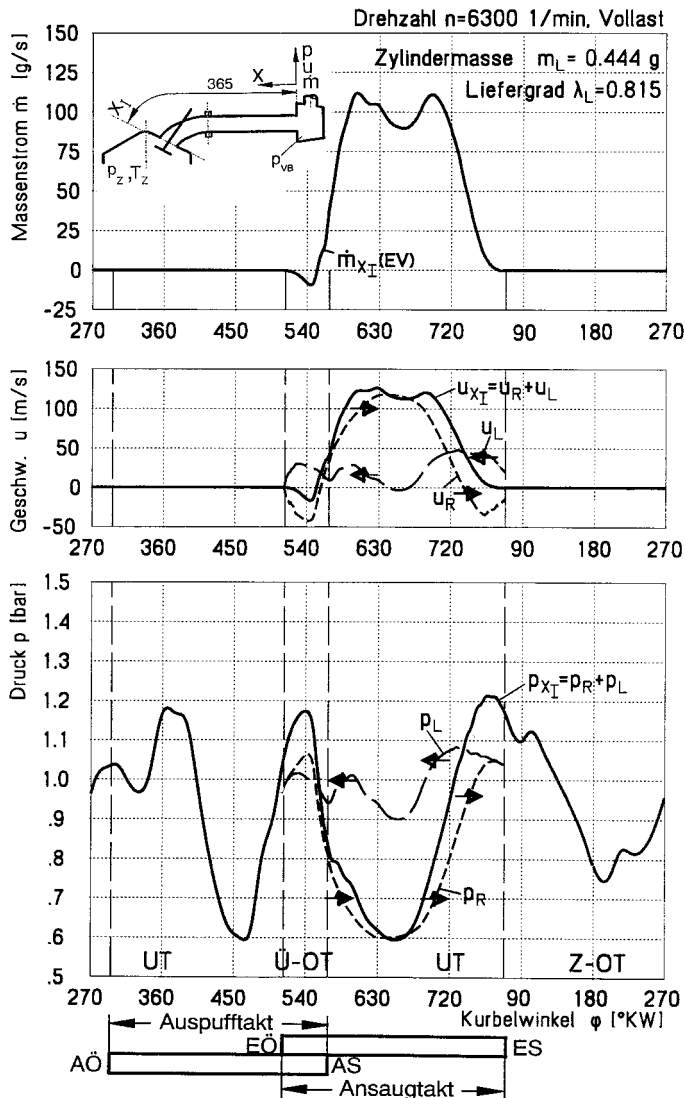


Bild 12: Zustandsverlauf an der Stelle X_1 bei $n = 6300/\text{min}$ und Vollast (Motor M103) (300 E)

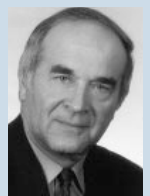
Fig. 12: Course of state at location X_1 at $n = 6300 \text{ rpm}$ and full load (M103)

des Eintreffens von u_L am Ventil liegt so günstig, das ein Rückströmen nach UT vermieden wird. u_L kompensiert in diesem Bereich den negativen Geschwindigkeitsverlauf von u_R völlig. Ein unerwartetes positives Ergebnis ist der hohe Wert von $\dot{m}_{X1}$ im UT. Er beträgt mit 90 g/s noch 80 % des maximalen Massenstroms. Dies gilt besonders beim Vergleich mit Massenströmen bei anderen Drehzahlen. Bei 3000/min etwa ist an dieser Stelle gar kein Massenstrom feststellbar. Trotz eines nahezu optimalen Verlaufes der instationären Strömung befriedigt das Ergebnis nicht. Der Wert des Liefergrads beträgt nur $\lambda_L = 0,815$, der Mitteldruck nur 8,25 bar. Gegenüber dem Liefergrad bei $n = 4400/\text{min}$ bedeutet dieser Wert einen Abfall von 15,5 %. Allerdings ist zu beachten, daß bei der hohen Drehzahl die absolute Öffnungszeit des Einlaßventils um 30 % kürzer ist als bei der Drehzahl 4400/min. Dies relativiert das zunächst gefällte Urteil.

Damit ist die Analyse des Ansaugtaktes des Motors M103 abgeschlossen. Das Ergebnis in Form dreier physikalischer Modelle ist der Ausgangspunkt für die im folgenden beschriebenen beiden Entwicklungsstufen des Motors M104.

Der Verfasser

Prof. em. Dr.-Ing. Hans Seifert war von 1969 bis 1992 Inhaber des Lehrstuhls für Konstruktionstechnik I an der Ruhr-Universität Bochum. Zur Zeit ist er Geschäftsführer der Cranio Construct Gesellschaft für individuelle Implantate mbH, Bochum.



Zunächst ist jedoch das entgegengesetzt gerichtete Problem zu lösen. Die Nennleistung $P_n = 132 \text{ kW}$ des Motors M103 bei einer Drehzahl von 5700/min ist auf $P_n = 162 \text{ kW}$ bei einer Drehzahl von 6300/min zu erhöhen, ohne das Hubvolumen von 3,0 l zu vergrößern. Einen Einstieg dazu liefert das Analyseergebnis des Motors M103 bei der Drehzahl $n = 6300/\text{min}$, die allerdings keine für den nor-

malen Motorbetrieb zulässige Drehzahl ist, Bild 12. Die instationäre Strömung hat bei $n = 6300/\text{min}$ eine völlig andere Charakteristik als bei $n = 3000/\text{min}$. Die Wellen bilden sich jetzt voll aus. Die Reflexionswellen u_L und p_L erreichen das Einlaßventil erst im letzten Drittel des Kolbenhubes. Eine optimale Überlagerung von u_R und u_L kommt dadurch nicht zustande, aber der Zeitpunkt



You can read the English version of this article in **MTZ worldwide**.

Subscription Hotline: ++49 / 6 11 / 78 78 151

Sechszylinder-Reihenmotor M104 von Mercedes-Benz – ein Ausschnitt seines Innovationsprozesses

Teil 3

Von Hans Seifert

Nach Abschluß der Vorbereitungsphase in Teil 1 und Teil 2 dieses Berichtes werden im folgenden die erste und zweite Entwicklungsstufe des Daimler-Benz-Motors M104 beschrieben. Aus der ersten Stufe geht der Motor M104 für das Automobil 300E-24 hervor [7]. Aus der zweiten Stufe der Motor M104 für das Modell 320E [8]. Im Vergleich zum M103 erreicht der Motor M104 im 300E-24 eine höhere Nennleistung und Nenndrehzahl, der M104 im 320E ein höheres Drehmoment im mittleren und unteren Drehzahlbereich. Seine Nennleistung ist identisch mit der des M104 im 300E-24, die Nenndrehzahl jedoch wurde gesenkt. Das mit Hilfe der Analyse bereitgestellte physikalische Teilmodell des M103 reicht nicht, um durch einfache logische Weiterentwicklung des Modells eine ausreichende Lösung zur Umsetzung der geforderten Verbesserung des Motors M104 zu finden. Die Berücksichtigung zusätzlicher physikalischer Phänomene ist dazu notwendig.

3.2 Erste Entwicklungsstufe: Motor M104 für den 300E-24

Die erste Entwicklungsstufe beginnt mit der Suche nach der physikalischen Lösung, wie die geforderte Nennleistung $P_n = 162 \text{ kW}$ bei $n = 6300/\text{min}$ im Motor M104 für das Modell 300E-24 verwirklicht werden kann. Bei Einhaltung des Hubraumes von 3 l ist dazu ein Drehmoment von $M_d = 245 \text{ Nm}$ und ein Mitteldruck von $p_e = 10,4 \text{ bar}$ erforderlich. Linear gerechnet ergibt sich bei diesen Motordaten ein Liefergrad von $\lambda_1 = 0,96$. Welche Maßnahmen sind erforderlich, um diesen Liefergrad zu erreichen?

3.2.1 Das physikalische Modell des Ansaugtaktes und seine Auswertung

Aus der Analyse des Motors M103 bei $n = 6300/\text{min}$ ist vorläufig zu schließen, daß bei gleichem Ablauf der stationären Ansaugströmung eine Vergrößerung des Einlaßventilteller-Durchmessers ausreichen müßte, um den Zylindern eine größere Luftmasse zuzuführen. Diese Änderung hätte keine besondere Auswirkung auf das bisher gültige physikalische Modell des Ansaugtaktes, Bild 9. Es ergibt sich aber ein gestalterisches Problem. Wie Bild 13.1 zeigt, läßt die Lage des Einlaß- und Auslaßventils im Zylinderkopf des Motors M103 eine Vergrößerung des Einlaßventil-Durchmessers

nicht mehr zu. Erst die Einführung der Vierventil-Technik verbessert die Situation wesentlich. Je zwei Einlaß- und Auslaßventile bilden zwei zueinander parallele Reihen, Bild 13.2. Die beiden Einlaßventile besitzen Durchmesser von je $d_1 = 35 \text{ mm}$. Sie ergeben zusammen, auf den gleichen Hub bezogen,

einen geometrischen Einlaßquerschnitt, der um etwa 60 % größer ist als der des einzelnen Einlaßventils mit $d_1 = 43 \text{ mm}$. Aber damit allein ist die Weiterentwicklung noch nicht abgeschlossen. Zwischenrechnungen ergeben, daß der Liefergrad zwar die geforderte Größenordnung annimmt, aber die

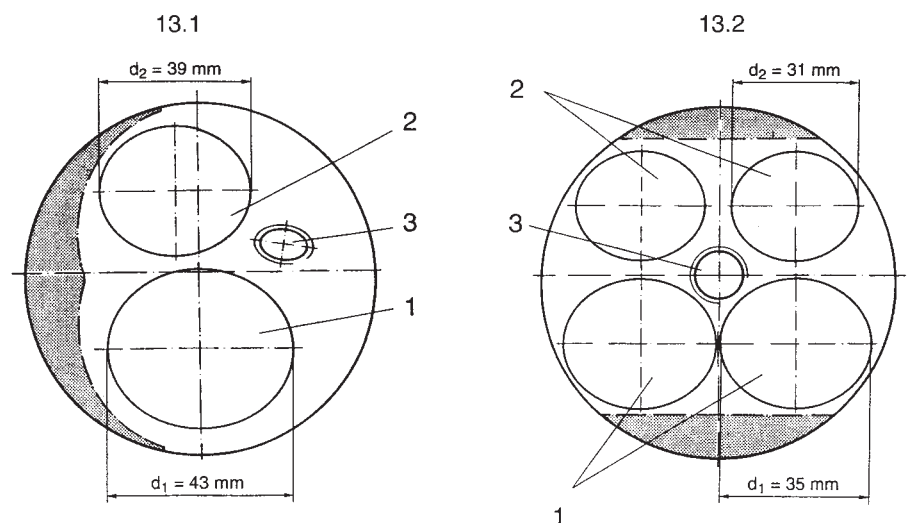


Bild 13: Zwei- und Vierventiltechnik

13.1: Zwei Ventile (Motor M103) 1 Einlaßventil, 2 Auslaßventil, 3 Zündkerze

13.2: Vier Ventile (Motor M104 (300 E-24))

Fig. 13: Two- and four-valve technology

13.1: Two valves (M103) 1 intake valve, 2 exhaust valve, 3 spark plug

13.2: Four valves (M104 (300 E-24))

größeren Ventilquerschnitte bringen, durch den konstanten Schließpunkt ES der Einlaßventile, bereits im mittleren Drehzahlbereich nicht vertretbare Verluste an Frischgas durch Rückströmen. Die Liefergrade fallen auf Werte ab, die bis zu 10 % unter denen des Motors M103 liegen.

Dieser Füllungsverlust macht eine zusätzliche Steuerung der Einlaßventile erforderlich. Dadurch müssen die Einlaß- und Auslaßventile jedoch über getrennte Nockenwellen betätigt werden, Bild 23.2. Ausgedehnte Untersuchungen ergeben, daß zwei unterschiedliche Schließpunkte nach UT für beide Einlaßventile genügen, um einen zufriedenstellenden Verlauf des Liefergrades über die Drehzahl zu erhalten. Der Schließpunkt für den kurzen Einlaßzeitraum liegt bei $\varphi_{ES} = 42^\circ \text{KW}$ nach UT und wird im unteren Drehzahlbereich angesteuert. Der für die längere Einlaßzeitdauer liegt bei $\varphi_{ES} = 76^\circ \text{KW}$ nach UT und wird bei hohen Drehzahlen eingestellt. Ihre Einstellung erfolgt durch Verdrehung der Nockenwelle relativ zu ihrem Antriebsrad um die Winkeldifferenz aus beiden Schließpunkten, also um $\Delta\varphi = 34^\circ \text{KW}$. Dazu ist ein Nockenwellenversteller notwendig. Die Merkmale, die ihn konstruktiv definieren, fehlen noch. Um sie festzulegen, ist ein besonderer Innovationsschritt notwendig. Auf ihn wird später eingegangen. Für die theoretische Simulation des neu abzustimmenden Ansaugtaktes ist der Versteller zunächst nicht notwendig. Wohl aber muß der Verlauf der Einlaßquerschnitte der Ventile über dem Kurbelwinkel φ bei beiden Schließpositionen bekannt sein. Er wird wesentlich von dem Ventilhub h bestimmt.

Anhand des **Bildes 14.1** läßt sich die Funktion der Zweipunktverstellung, wie sie beim Motor M104 für das Modell 300E-24 verwirklicht wurde, nachvollziehen. Kurve (2a) stellt den Hubverlauf mit dem frühen Schließpunkt dar. Nach einer Verdrehung der Nockenwelle um $\Delta\varphi = +34^\circ \text{KW}$ gilt die Kurve (2b). Unter Berücksichtigung eines gewissen Ventilspiels liegt der frühe Schließpunkt bei $\varphi_{ES} = 42^\circ \text{KW}$ nach UT, der späte bei $\varphi_{ES} = 76^\circ \text{KW}$ nach UT. Kurve (1) beschreibt die Einlaßventilerhebung des M103. Ergänzend sind im Bild 14.1 die Hubkurven (3) und (4) der beiden Auslaßventile aufgenommen. Ventile über 9 mm Maximalhub erhöhen Auslaß- und Einlaßmassenstrom nicht mehr wesentlich, daher die Reduktion von $h_{\max.} = 10,6 \text{ mm}$ auf $9,4 \text{ mm}$. **Bild 14.2** gibt die Form des Einlaßquerschnittes eines Einlaßventils wieder. Drei Merkmale der Vierventil-Technik verbessern den Liefergrad:

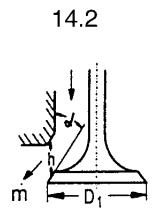
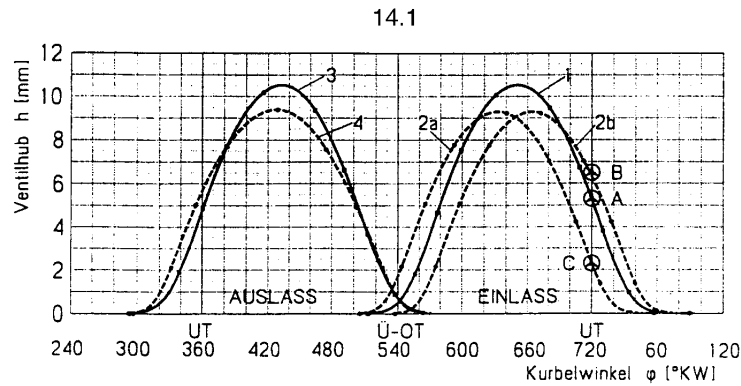


Bild 14: Ventilerhebungskurven

14.1: 1 Hubkurve der E-Ventile des Motors M103 (300-E), 2a Hubkurve der E-Ventile des Motors M104 (300 E-24), Ventilstellung: ES-Früh, 2b Ventilstellung: ES-Spät, 3, 4 Hubkurven der Auslaßventile

14.2: Durchtrittsöffnung am Einlaßventil

Fig. 14: Valve lift curves

14.1: 1 Valve lift curve of the injection valves of the M103 (300E), 2a Valve lift curve of the injection valves of the M104 (300E-24) Valve position: retard, 2b Valve position: advance, 3, 4 Valve lift curves of the exhaust valves

14.2: Opening on intake valve

- Die Durchtrittsöffnungen der beiden Einlaßventile im Zylinderkopf des Motors M104 für den 300E-24 fallen in der Summe größer aus als die Öffnung des einen Ventils am M103.
- Der Schnittpunkt B der Hubkurve (2b) mit der Ordinate im UT liegt über dem Schnittpunkt A der Kurve (1). Der Massenstrom m_{x1} des Motors M103 im UT bei der Drehzahl $n = 6300/\text{min}$, der bereits sehr hoch ist, wird durch einen größeren Hub an dieser Stelle nochmals verstärkt.
- Durch Verdrehen der Nockenwelle um $\Delta\varphi = 34^\circ \text{KW}$ wird Punkt B durch Punkt C ersetzt. Der Rückströmeffekt bei niedrigen Drehzahlen wird durch die Verkleinerung des Ventilhubes geschwächt.

Die Verdrehung der Nockenwelle wirkt sich auch auf das Öffnen der Einlaßventile aus. Die Stellen, an der die Ventile öffnen, liegen bei der Frühstellung der Steuernocken bei 35°KW vor OT und bei der Spätstellung etwa im OT.

Die Vierventil-Technik stellt noch eine vierte Optimierungsstufe bereit. Stehen die Nocken in Frühstellung, so ist die Überschneidungsphase von Einlaß- und Auslaßventil im Überschneidungs-OT, bei dem beide Ventile offen sind, mit $\Delta\varphi_{ph} = 63^\circ \text{KW}$ besonders groß. In der Spätstellung beträgt sie nur $\Delta\varphi_{ph} = 29^\circ \text{KW}$. Bei Vollast unter hoher Drehzahl muß die Nockenwelle auf spätes Ventilöffnen, bei Vollast unter niedriger Drehzahl auf frühes Ventilöffnen eingestellt werden. Im unteren Leerlaufbereich wird die Spätstellung ($\Delta\varphi_{ph} = 29^\circ \text{KW}$) jedoch auch bei niedriger Drehzahl eingestellt, um das

Rückströmen von Abgasen aus dem Zylinder in das Schwingsaugrohr während der Überschneidungsphase ($\Delta\varphi_{ph} > 0$) zu reduzieren. Ein hoher Restgasanteil im Frischgas belastet den Verbrennungsablauf. Die Folge wäre ein ungleichförmiger Leerlauf. Um diesen Störeffekt bei großen Überschneidungsphasen zu vermeiden, wurde bisher eine hohe Leerlaufdrehzahl von 800/min vorgegeben. Die kleine Überschneidung bei Spätstellung erlaubt es, die Leerlaufdrehzahl auf $n = 500/\text{min}$ zurückzunehmen. Der unverbrannte Kohlenwasserstoffanteil im Abgas (HC-Emission) vermindert sich um 70 %. Der Kraftstoffverbrauch sinkt durch diese Maßnahme um 0,5 l/h.

Die physikalischen Modelle des auf hohe Drehzahlen optimierten Ansaugtaktes des Motors M104 für das Modell 300E-24 und des Ansaugtaktes des Motors M103 für den 300E sind annähernd identisch, **Bilder 9 und 15**. Die physikalischen Merkmale stimmen überein, lediglich der Wirkraum ändert sich in zwei Details. Pro Zylinder verlaufen jetzt zwei Einlaßkanäle zu den Ventilen und die Schwingrohre sind um 10 mm gekürzt. Der Querschnitt X_1 bezieht sich nur auf einen Einlaßkanal im Zylinderkopf des ersten Zylinders. Der dort berechnete Massenstrom muß zur Bestimmung des Liefergrades verdoppelt werden. Die Zustandsgrößen des individuellen physikalischen Modells im Vollastpunkt bei $n = 6300/\text{min}$ bestätigen die aus der Analyse des M103 für den 300E gewonnenen Erkenntnisse, **Bild 16**. Die maßgebenden gasdynamischen Größen im Querschnitt X_1 liefern bei späterem Schließen der Einlaßventile die Grundlage

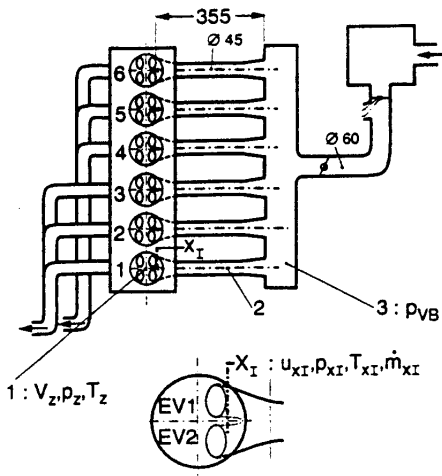


Bild 15: Physikalisches Modell des Ansaugtaktes des Motors M104 (300 E-24)

Fig. 15: Physical model of the intake stroke of the M104 (300 E-24)

für den Liefergrad von 0,934. Das bedeutet eine Steigerung von 15 % gegenüber dem Vergleichswert des M103. Bemerkenswert ist der große Massenstrom im UT. Er fällt um 50 % größer aus als beim Motor M103. Das Rückströmen läßt sich nicht ganz vermeiden. Dieser Verlust wird jedoch durch den günstigen Verlauf von m_{xI} im Bereich der großen Ventilhübe mehr als kompensiert. Dies wurde durch die Verwendung eines etwas kürzeren Schwingsaughres erreicht.

Aber dieser positive Effekt stellt sich nicht bei jeder Drehzahl ein. Bei $n = 4600/\text{min}$ und spätem Ventilverschluß tritt bereits kurz nach UT die Rückstromperiode ein, **Bild 17**. Der Liefergrad sinkt im Vergleich zum M103 auf 0,945 ab. Schuld daran sind Reflexionswellen. Diese können die stärker gewordene Ausschubwirkung des Kolbens jetzt nicht mehr kompensieren. Nach Umschaltung auf

früheren Ventilverschluß stellt sich bei dieser Drehzahl jedoch ein berechneter Liefergrad von 1,001 ein, **Bild 18**. Es ist der höchste Liefergrad, den der Motor in seinem Vollastbereich erreicht. Die Rückstromperiode wird stark verkürzt.

Bei $n = 3000/\text{min}$ zeigt sich, daß auch der frühe Schließpunkt, dem ein früherer Öffnungspunkt der Einlaßventile zugeordnet ist, Nachteile hat, **Bild 19**. Es tritt sowohl zu Beginn als auch zum Ende des Ansaugtaktes Rückströmen auf. Der Liefergrad beträgt 0,88 und liegt geringfügig unter dem entsprechenden Wert beim Motor M103.

Einen guten Überblick über den technischen Fortschritt, der mit der Vierventil-Technik beim Motor M104 erreicht wird, gibt ein Vergleich der Liefergradkurven, aufgetragen über der Drehzahl, **Bild 20**. Kurve (1) ist die

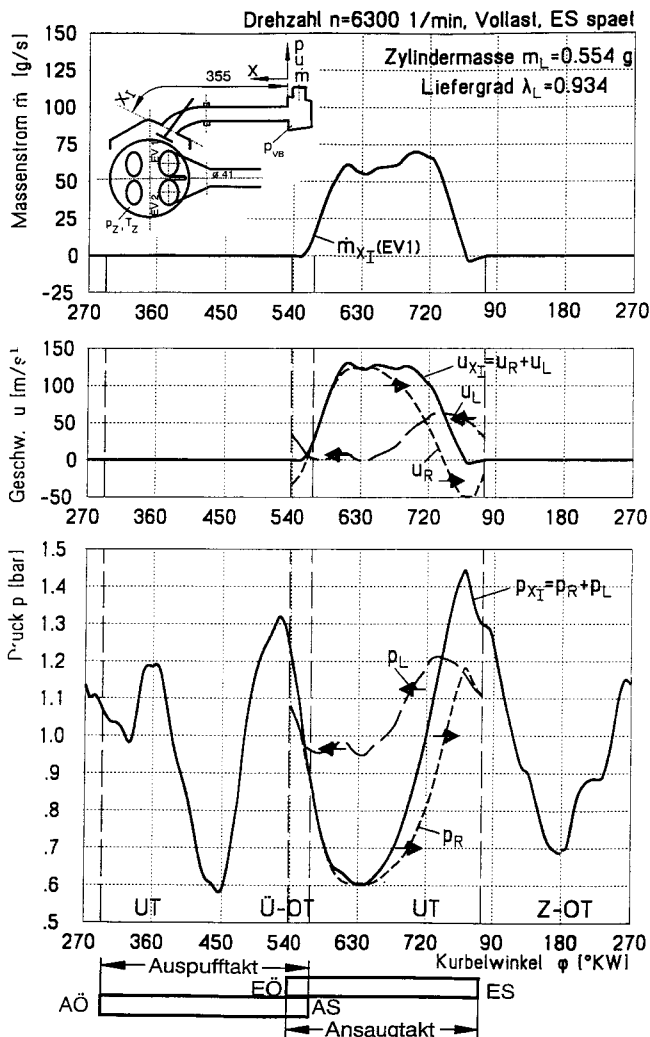


Bild 16: Zustandsverlauf an der Stelle X_I bei $n = 6300 \text{ l/min}$ und Vollast, ES-Spät

Fig. 16: Course of state at location X_I at $n = 6300 \text{ rpm}$ and full load, IO-retard

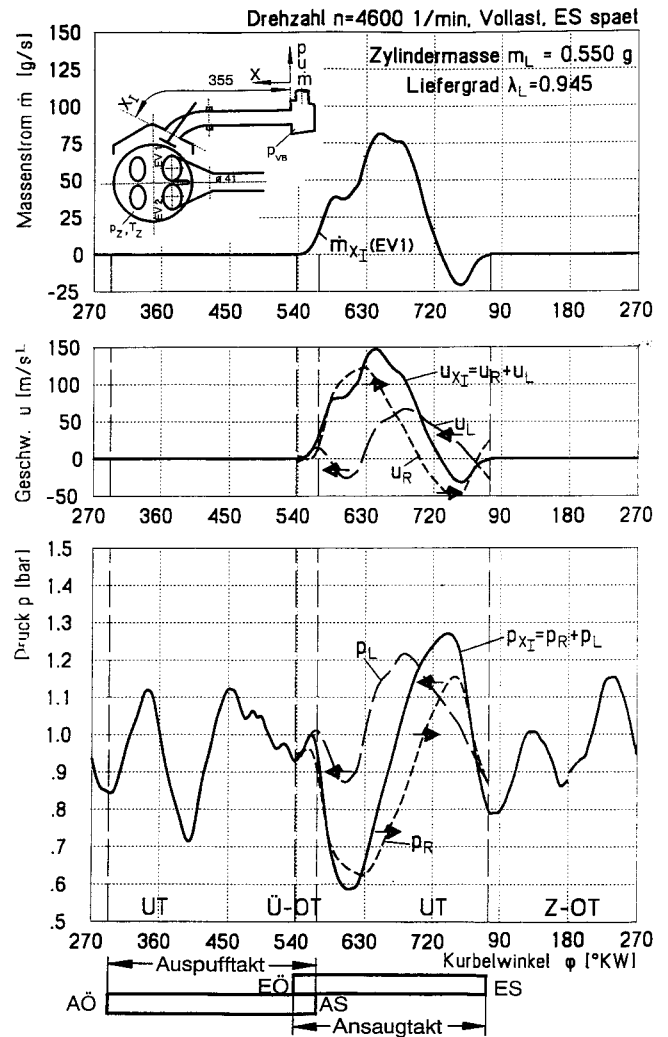


Bild 17: Zustandsverlauf an der Stelle X_I bei $n = 4600 \text{ l/min}$ und Vollast, ES-Spät

Fig. 17: Course of state at location X_I at $n = 4600 \text{ rpm}$ and full load, EO-retard (M 104 (300 E-24))

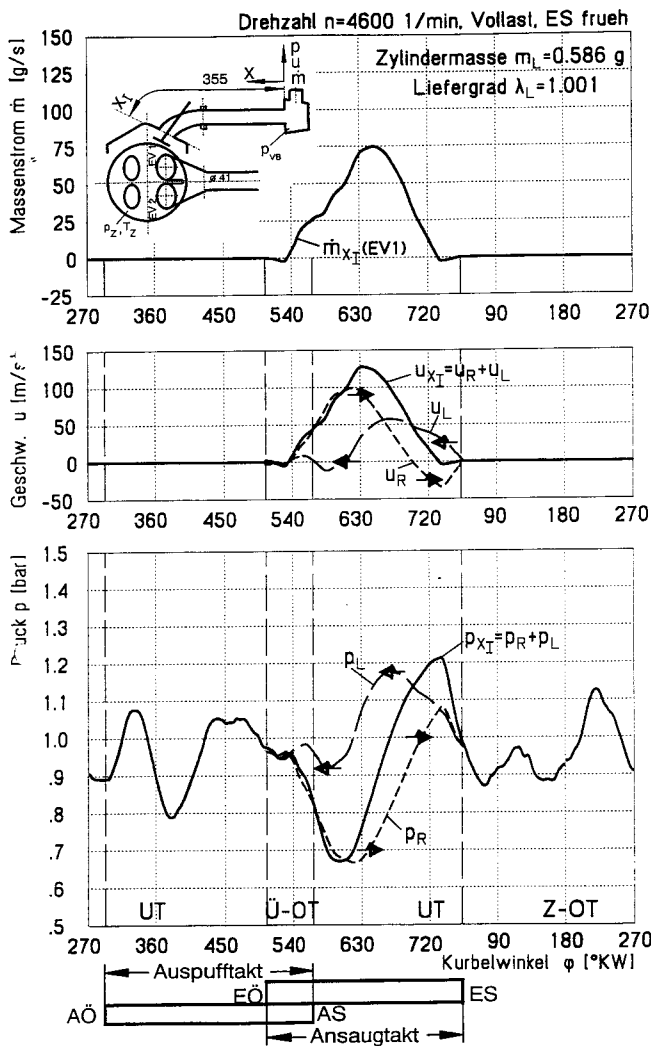


Bild 18: Zustandsverlauf an der Stelle X_1 bei $n = 4600$ 1/min und Vollast, ES-früh

Fig. 18: Course of state at location X_1 at $n = 4600$ rpm and full load, 10-advance (M104 (300 E-24))

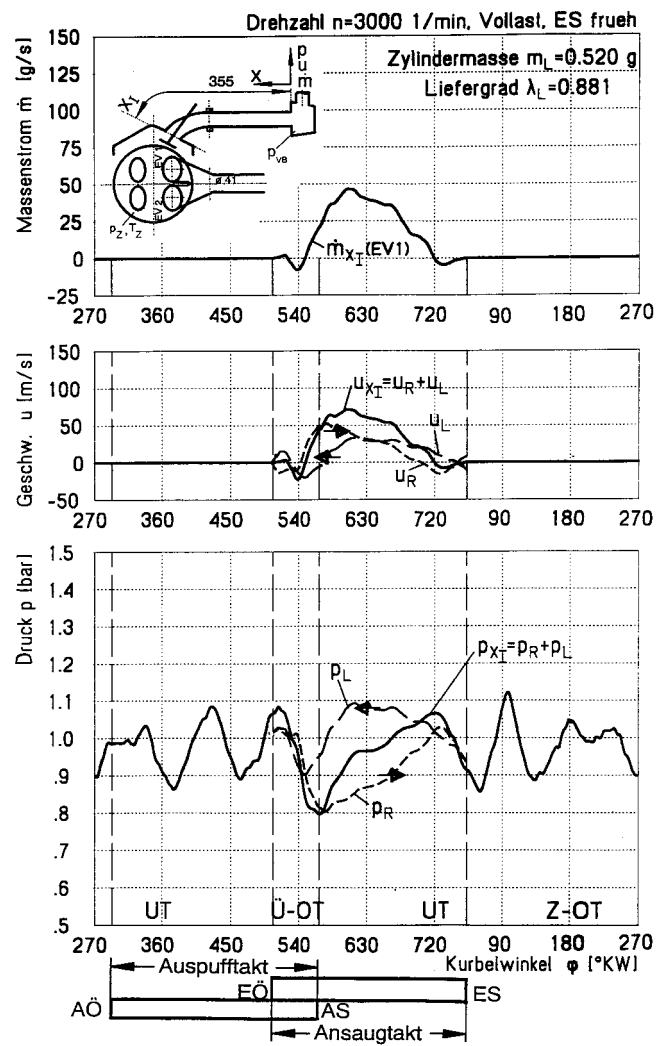


Bild 19: Zustandsverlauf an der Stelle X_1 bei $n = 3000$ 1/min und Vollast, ES-früh

Fig. 19: Course of state at location X_1 at $n = 4300$ rpm and full load, 10-advance (M104 (300 E-24))

Liefergradkurve des M103. Die Kurven (2a) und (2b) beschreiben die Liefergradverläufe des M104 für den 300E-24 bei dem frühen und späten Schließpunkt der Einlaßventile. Der Schnittpunkt der Kurven 2a und 2b bei etwa $n = 5000$ /min ist gleichzeitig der Schaltpunkt vom späten auf den frühen Schließpunkt und umgekehrt. Der Vergleich der Kurve (2b) und Kurve (1) zeigt auch, daß die Kurve (2b) mit dem frühen Ventilschließpunkt nicht über die Kurve (1) anzuheben ist. Das war auch nicht gefordert. Dennoch hat sie eine positive Wirkung, denn sie verhindert, daß der gestiegene Mitteldruck und die höhere Leistung bei hohen Drehzahlen nicht zu Lasten dieser Größen im unteren Drehzahlbereich geht.

Die Anforderung, die Leistung des Motors M103 von 132 kW bei $n = 5600$ /min auf 162 kW bei $n = 6300$ /min zu steigern, ist damit

voll erfüllt, wie die Messung der Leistung P_e , des Drehmomentes M_d und des Mitteldruckes p_e am konkreten Motor vom Typ M104 für den 300-24 bestätigen. Die Meßergebnisse sind in Bild 24 und 25 dargestellt.

3.2.2 Entwicklung eines Nockenwellenverstellers

Eine Lücke hat die beschriebene erste Entwicklungsstufe noch. Es besteht noch keine konzeptionelle Vorstellung davon oder ein Entwurf darüber, wie eine Verstellvorrichtung der Nockenwelle auszusehen hat. Im folgenden soll nicht der Entwicklungsablauf eines solchen Verstellers und seiner möglichen Alternativen in allen Einzelheiten nachvollzogen werden. Es soll lediglich der maßgebende Kern der von Mercedes-Benz bevorzugten Lösung anhand der Innovationsstrategie erarbeitet werden. Zunächst ist die Aufgabenstellung zu differenzieren.

Es ist von einer Befestigung des Antriebskettenrades (3) auf dem Endzapfen (1) der Nockenwelle (2) auszugehen, Bild 21.1, die das Kettenrad festhält, etwa durch einen Preßsitz. Die Befestigung ist so zu ändern, daß eine Vor- und Rückdrehung des Wellenzapfens relativ zum fixierten Kettenrad um jeweils 34° kW möglich ist. Die Drehmomentübertragung vom Kettenrad auf die Nockenwelle soll sowohl in den beiden Endlagen der Verdrehung als auch beim Schaltvorgang erhalten bleiben.

Ist eine solche Funktion realisierbar, dann gibt es dafür eine oder mehrere physikalische Begründungen. Bild 21.1 zeigt zunächst das physikalische Modell 1 in vereinfachter Form für die Befestigung mittels Preßsitz. Es ist ein Ergebnis der Analyse. Das Reibmoment M_R auf der unter Pressung stehenden Oberfläche des Wellenzapfens (1) überträgt

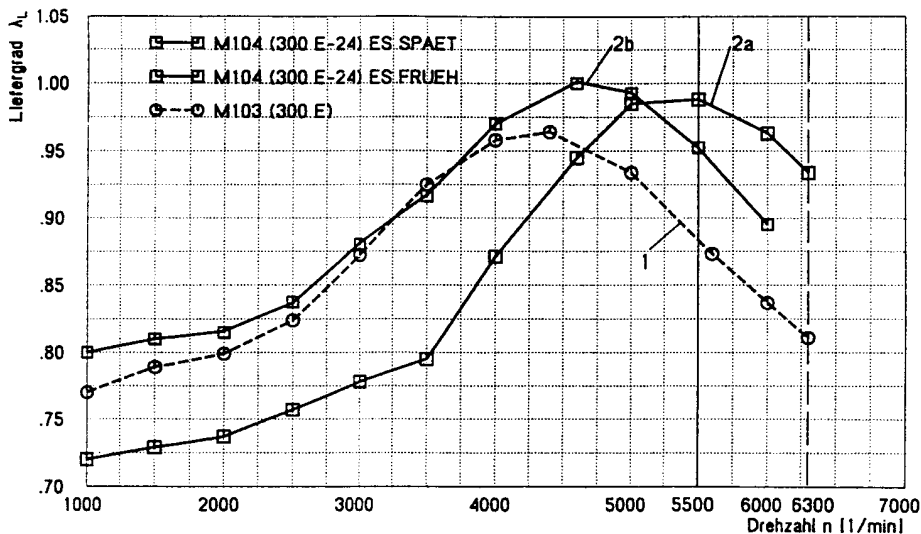


Bild 20: Liefergrad des Motors M103 (300 E) und M104 (300 E-24) bei Vollast
1 Motor M103, 2a Motor M104, ES-Spät, 2b Motor M104, ES-Früh

Fig. 20: Supply efficiency of the M103 (300 E) and M104 (300E-24) at full load
1 M103, 2a M104, IO-retard, 2b M104, IO-advance

das Antriebsmoment des Kettenrades (3) direkt auf die Nockenwelle (2). Dem Reibmoment entgegen wirken unter anderem die Lastmomente M_{L1} und M_{L2} . Sie stammen von den beiden Nocken (4), die gerade die Einlaßventile öffnen.

Eine Lösung gelingt wieder durch Assoziation zweier unabhängiger physikalischer Modelle. Je nach der Erfahrung der Entwicklungsingenieure werden sie das noch fehlende Modell 2 unterschiedlich entwickeln. Es sei angenommen, daß sie an den Anfang ihrer Überlegungen eine Getriebestufe stellen, bestehend aus einem Ritzel (1) und Zahnrad (2), **Bild 21.2a**. Beide Zahnräder sind schrägverzahnt. Auf diese Weise befinden sich immer mehrere Zähne im Eingriff. Die Beanspruchung des einzelnen Zahnes wird dadurch reduziert. Die klassische Hauptfunktion einer solchen Getriebestufe ist, das Antriebsmoment schlupffrei und vergrößert auf die Zahnradwelle zu übertragen.

Das physikalische Geschehen der Stufe enthält aber noch eine weitere, eine kinematische Komponente, die für die Lösung unseres Problems entscheidend ist und das Modell 2 verkörpert, **Bilder 21.2a und 21.2b**. Bewegt man das Zahnrad (2) parallel zu seiner Drehachse um den Weg Δs aus der Verzahnung heraus, so wird das Ritzel zwangsläufig um den Winkel $\Delta \gamma$ verdreht, wenn darauf geachtet wird, daß das Zahnrad sich nicht mitdreht. Der Winkel $\Delta \gamma$ ist vom Schrägungswinkel und dem Weg Δs abhängig. Das ist aber gerade die physikalische Begründung der Funktion, die von dem Nockenwellenversteller gefordert wird.

Die Verknüpfung von Modell 1, Bild 21.1, und Modell 2, Bilder 21.2a und 21.2b, führt zunächst zu einer ersten Stufe des Modells 3, dessen besonderes Merkmal der außenverzahnte Nockenwellenzapfen (1) und das innenverzahnte Kettenrad (3) ist, Modell 3a, **Bilder 21.3a und 21.3b**. Das Ergebnis befriedigt noch nicht, denn bei der begrenzten Verdrehung der Nockenwelle (2) um $\Delta \varphi$, darf sich die axiale Position des Kettenrades (3) nicht um Δs ändern. Eine weitere Festlegung der bisher entwickelten Begriffsfolge liefert die Kernlösung. Die axiale Bewegungskomponente wird von dem Kettenrad genommen und einem dritten Bauteil, einem ringförmigen Zwischenstück (5) zugeordnet, **Bild 21.4a**. Das Zwischenstück, der Stellkolben, erhält eine Innen- und Außenverzahnung, die in die Außenverzahnung des Nockenwellenzapfens (1) und in die Innenverzahnung des Kettenrades (3) eingreifen. Durch axiale Verschiebung des Kolbens – nach links oder rechts um $\pm \Delta s$ – wird die Nockenwelle relativ zum Kettenrad auf ES-früh oder ES-spät gestellt, ohne daß Nockenwelle und Kettenrad ihre axiale Position verändern, **Bild 21.4b**.

Ohne Einleitung einer Kraft läßt sich der Stellkolben nicht verschieben. Aufbauend auf dieser Kernlösung wäre jetzt das physikalische Modell eines hydraulischen Kraftsystems, einschließlich seiner drehzahl- und lastabhängigen Steuerung, zu integrieren. Auf die Verwirklichung dieses Systems soll jedoch nicht weiter eingegangen werden.

Aus der physikalischen Modellierung entwickelt sich schrittweise der Entwurf des

Verstellers. Dieser Vorgang geschieht nicht geradlinig. Er ist unterbrochen von Abschnitten, in denen die Arbeitsschritte zum einen empirisch, zum anderen theoretisch überprüft werden. Dies entspricht dem vierten und fünften Arbeitsschritt der Innovationsmethodik.

Bild 22 stellt den Gesamtentwurf des Verstellers in seiner endgültigen Fassung dar. Er zeigt eine Fülle technischer Merkmale. Eindrücklich zeigt der Vergleich von Kernlösung und Entwurf, welchen entscheidenden Einfluß die erste Assoziation auf das Endergebnis dieses speziellen Innovationsprozesses hat.

3.2.3 Schnittdarstellung und Kennlinien des Motors M104 für den 300-24

Die bisher konzeptionell formulierte Lösung der Vierventil-Technik und die Integration des getrennt erarbeiteten Entwurfes des Verstellers in den Motoraufbau machen Entwurfsergänzungen im fünften Arbeitsschritt erforderlich, um die endgültige Ausführung des Motors M104 für den 300E-24 zu erhalten. Durch Vergleich des Längs- und Querschnittsbildes des M103 und M104 lassen sich diese Ergänzungen leicht übersehen, **Bilder 1 und 23**. Wie die Bilder **23.1 und 23.2** zeigen, erfordert die Zweipunktsteuerung getrennte Nockenwellen (1 und 2) für die Einlaß- und Auslaßventile. Sie liegen direkt über den Ventilen und übertragen die Hubbewegung ihrer Nocken über tassenförmige Stößel (3 und 4) direkt auf die Ventilschäfte. Es entsteht ein kompakter und steifer Ventilantrieb, der bei hohen Drehzahlen die Betriebssicherheit nicht unwesentlich erhöht. Das Schwingrohr (5) ist gegenüber dem des M103 (300E) etwas gekürzt ($l = 355$ mm). Seine Fortsetzung im Zylinderkopf verzweigt sich an der Stelle (6) und geht in zwei Einlaßkanäle über, die zu den beiden Einlaßventilen (7 und 8) führen. Die Zündkerze findet ihre neue Lage (9) genau im Zentrum des dachförmigen Brennraumes, was sich günstig auf den Verlauf der Verbrennung und damit auf Kraftstoffverbrauch und Abgasemission auswirkt. Der Nockenwellenversteller (10) ist am Ende der Einlaßnockenwelle angebracht. Ihr Antriebskettenrad und das der Auslaßnockenwelle werden über eine gemeinsame Doppelkette (11) angetrieben.

Ein Kennlinienvergleich des Motors M103 und M104 ist jetzt möglich. Die Kennlinien des M104 für den 300E-24 sind in den **Bildern 24 und 25** dargestellt. Die Bilder 2, 3, 24 und 25 machen eindrucksvoll das Ergebnis einer erfolgreich abgeschlossenen Motorentwicklung deutlich, die primär leistungs-

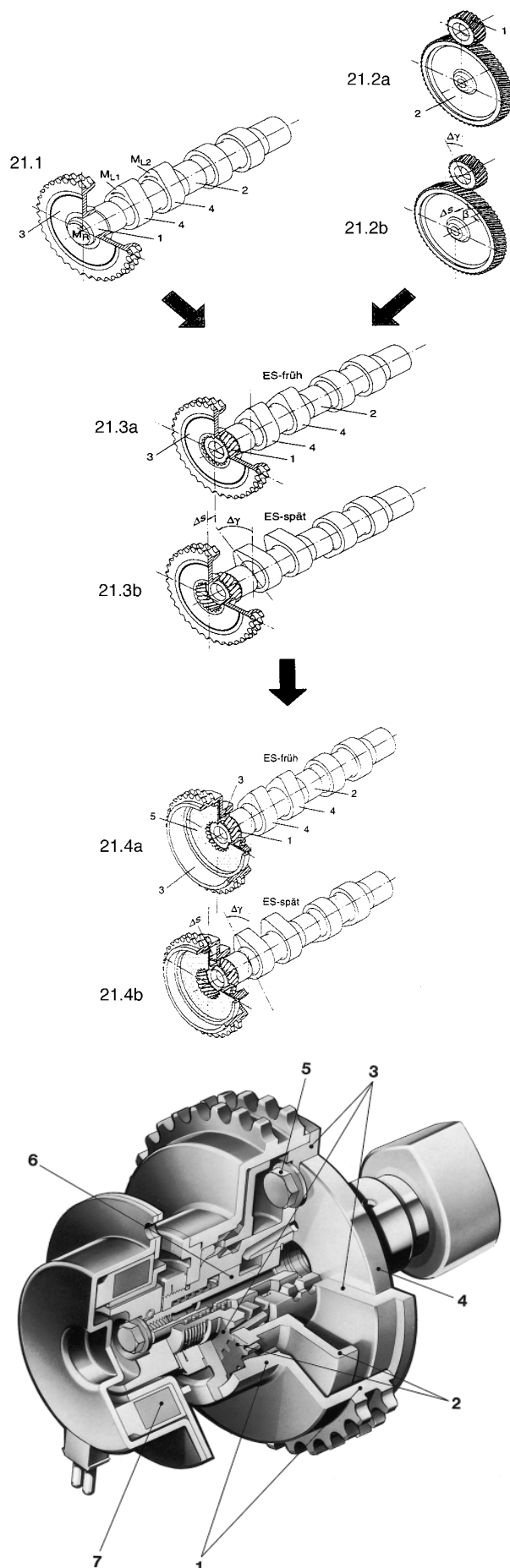


Bild 21: Entwicklung des physikalischen Modells des Nockenwellenverstellers
21.1: Nockenwelle und Kettenradbefestigung (phys. Modell 1)

1 Nockenwellenzapfen, 2 Nockenwelle, 3 Kettenrad, 4 E-Ventilnocken

21.2a u. b: Kinematische Verdrehfunktion einer Getriebebestufe (physik. Modell 2)

1 Ritzel, 2 Zahnrad

21.3a u. b: phys. Modell 3a (Zwischenlösung)

21.4a u. b: phys. Modell 3b (Kernlösung)

5 Stellkolben

Fig. 21: Development of the physical model of the camshaft adjuster

21.1: Camshaft and sprocket fixing (physical model 1)

21.2a u. b: Kinematic adjustment function of a gear type (physical model 2)

1 pinion, 2 gear wheel

21.3a u. b: Physical model 3a (intermediate solution)

21.4a u. b: Physical model 3b (final solution)

5 adjustment piston

Bild 22: Gesamtentwurf des Nockenwellenverstellers

1 Kettenrad, 2 Stellkolben, 3 Flansch-welle (Verlängerung des Nockenwellenzapfens), 4 Nockenwelle-Endscheibe, 5 Schraubenbefestigung von 3 und 4, 6 Hydraulik-Steuerkolben, 7 Elektromagnet

Fig. 22: Overall design, variable valve timing (camshaft adjuster)

1 sprocket, 2 adjustment piston, 3 flanged shaft (extension of the camshaft journal), 4 camshaft end disc, 5 bolted connection of 3 and 4, 6 hydraulic control piston, 7 solenoid

orientiert ausgerichtet ist. Die Nennleistung des Motors M103 von $P_n = 132 \text{ kW}$ wird bei seinem Nachfolger auf $P_n = 162 \text{ kW}$ angehoben. Davon hat die Drehzahlserhöhung einen Anteil von etwa 50 %. Die andere Hälfte der Leistungssteigerung wird durch den gestiegenen Mitteldruck p_e erreicht. Die geschilderten Innovationen kommen primär dem Liefergrad λ_1 und damit dem Mitteldruck p_e zugute.

3.3 Entwicklungsstufe 2: Motor M104 für den 320 E

Im Jahre 1992 ersetzt der Motor M104 für das Modell 320E den Motor M104 für das Modell 300E-24. Aus ökologischen Gründen wird die Nenndrehzahl beim Motor M104 für den 320E von $n = 6300/\text{min}$ auf $n = 5500/\text{min}$ herabgesetzt. Durch eine Hubraumvergrößerung von $V_H = 3,0 \text{ l}$ auf $V_H = 3,2 \text{ l}$ bleibt die Nennleistung von $P_n = 162 \text{ kW}$ bei der geringeren Nenndrehzahl erhalten. Der Mitteldruck p_e im Nennlastpunkt muß dazu nicht erhöht werden.

Das besondere Augenmerk der Entwicklung richtet sich darauf, das Durchzugsvermögen des Motors und damit das Drehmoment und den Mitteldruck im unteren und mittleren Drehzahlbereich zu verbessern. Bereits durch die Hubraumvergrößerung erhöht sich das Drehmoment im gesamten Drehzahlbereich um 6,5 %. Insgesamt gelingt es durch Einführung der kombinierten Schwing- und Resonanzsaugrohranordnung, eine breite Anhebung der M_d - und p_e -Kurve über der Drehzahl zu erreichen, **Bilder 36 und 37**. Das Drehmoment-Maximum wächst um 17 % von $M_d = 265 \text{ Nm}$ auf $M_d = 310 \text{ Nm}$. Die zugehörige Drehzahl $n = 3750/\text{min}$ liegt um fast $1000/\text{min}$ niedriger als die Drehzahl beim maximalen Drehmoment des Motors M104 für den 300E-24.

Wie kommt dieses Ergebnis zustande?

3.3.1 Das physikalische Modell des Ansaugtaktes und seine Auswertung

Aufbauend auf den bisherigen Erfahrungen wird zunächst davon ausgegangen, daß sich durch Verwendung eines längeren Schwingungsrohres, durch strömungsgünstigere Gestaltung der Ansaugkanäle im Zylinderkopf, **Bilder 23 und 35**, und durch Anpassung der Zweipunkt-Steuerung der Einlaßventile der Liefergrad und damit der maximale Mitteldruck und das Drehmoment zu kleineren Drehzahlen hin verschieben und auch in ihrer Größe noch verbessern lassen müßten. Das physikalische Modell, das sich aus dieser Überlegung ergibt, **Bild 26**, enthält bis auf die Abmessung der Schwing-

23.1

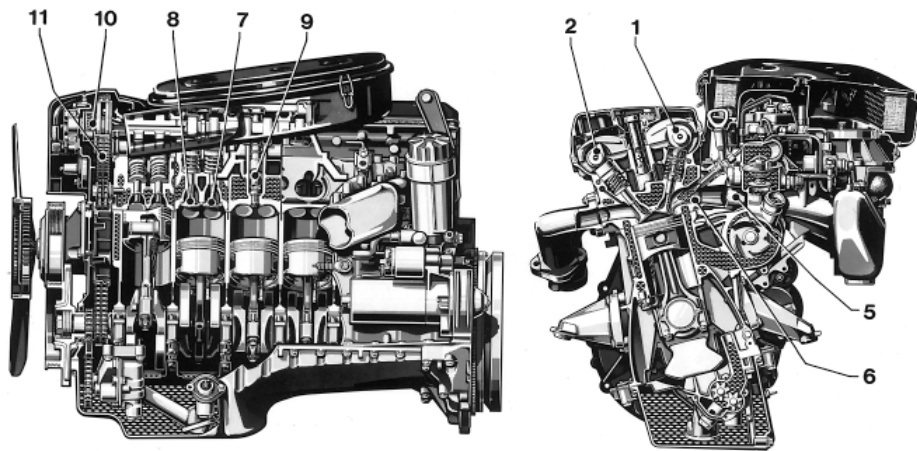


Bild 23: Motor M104 (300 E-24)

23.1: Längs- und Querschnitt

1 Einlaß-Nockenwelle, 2 Auslaß-Nockenwelle, 5 Schwingsaugrohr, 6 Verzweigung Einlaßkanal, 7 u. 8 Einlaßventil, 9 Zündkerze, 10 Nockenwellenversteller, 11 Doppelkette (Antrieb Nockenwellen)

23.2: Zylinderkopf

3 u. 4 Tassenstößel, 6 Verzweigung Einlaßkanal

Fig. 23: M104 (300 E-24) Engine

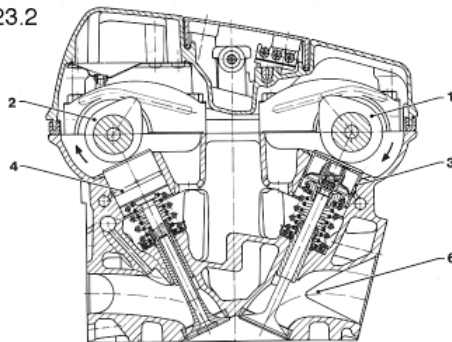
23.1 Longitudinal- and cross-section

1 intake camshaft, 2 exhaust camshaft, 5 ram manifold, 6 branching, intake duct 7 u. 8 intake valve, 9 spark plug, 10 camshaft adjuster (variable valve timing), 11 double chain (camshaft drive)

23.2 Cylinder head

3 u. 4 bucket tappet, 6 branching exhaust valve

23.2



ten (Kurve (1)). Durch Einstellung eines späteren Schließpunktes ($\Delta\varphi = 32^\circ \text{KW}$) verbessert sich der Liefergradverlauf im oberen Drehzahlbereich erheblich (Kurve (2)). Der Umschaltzeitpunkt liegt kurz vor $n = 4500/\text{min}$ im Kreuzungspunkt beider Liefergradkurven.

Die Liefergradkurve (1) zeigt jedoch eine Einsenkung zwischen $n = 2000/\text{min}$ und $n = 3500/\text{min}$ mit dem besonderen Nachteil, nur wenig Leistung in diesem wichtigen Drehzahlbereich zur Verfügung zu stellen. Das individuelle physikalische Geschehen liefert die Ursache dazu, **Bild 28**. Die Reflexionswellen u_L und p_L im Schwingsaugrohr der einzelnen Zylinder bilden sich im UT zu schwach aus, um ein Rückströmen zu vermeiden. Es setzt bereits vor UT ein. Eine früher zitierte Schwäche der Schwingrohraufladung wird wieder sichtbar. Ihre optimale Wirkung bleibt auf einen relativ schmalen Drehzahlbereich beschränkt. Zur Lösung dieses Problems muß eine Innovation erarbeitet werden. Es wird zunächst ein zweites, unabhängiges physikalisches Modell gesucht, das durch Assoziation mit dem ersten nach Bild 26 eine Lösung im Sinne der Anforderung herbeiführt.

Zur Bearbeitung dieser Weiterentwicklung könnten zunächst spontan einige Begriffe genannt worden sein, von denen angenommen wird, daß ihr gegenwärtiger, allerdings noch vager Inhalt ausreicht, um zum Ausgangspunkt einer konkreten Lösungsfindung zu werden. Zum Beispiel: Anregungen verfolgen, die durch den Begriff „variable Schwingrohlänge“ oder durch den Begriff „Resonanz“ [9] (gemeint als ein besonderes Phänomen einer instationären Gasströmung in einem Behälter-Rohrsystem) ausgelöst werden und zu lösungsnahen Assoziationen

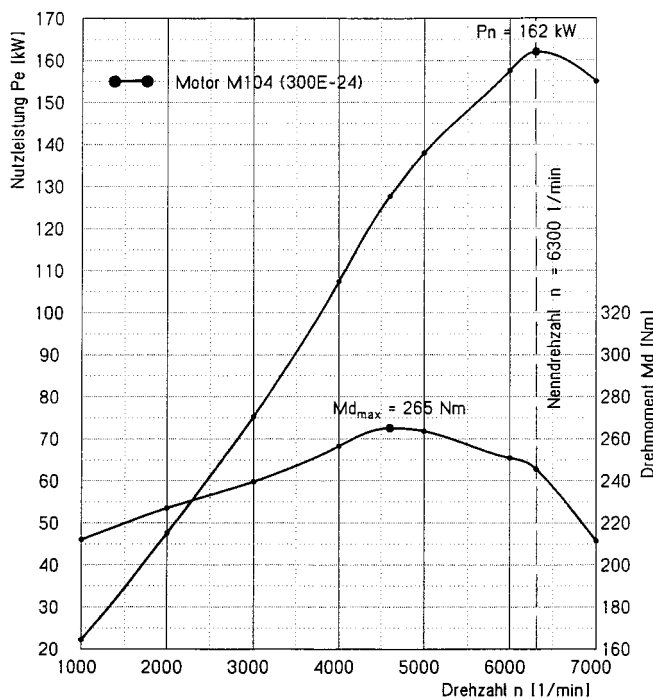


Bild 24: Kennlinie $P_e = f(n)$ und $M_d = f(n)$ des Motors M104 (300 E-24)

Fig. 24: Characteristic curve $P_n = f(n)$ and $M_d = f(n)$ of the M104 (300 E-24)

saugrohre und Einsatz eines Heißfilm-Luftmassensensors keine grundsätzliche Änderung gegenüber Bild 15, da sich das physikalische Basisgeschehen des Ansaugtaktes nicht ändert. Die theoretische Analyse bestätigt allerdings nur zum Teil unsere Aus-

gangsüberlegung. Eine genauere Aussage darüber ermöglicht die Liefergradkurve als quantitatives Ergebnis der Analyse, **Bild 27**. Zwischen $n = 3750/\text{min}$ und $n = 4400/\text{min}$ wird der Liefergrad $\lambda_1 = 1,0$ bei frühem Verschlusspunkt der Einlaßventile überschrit-

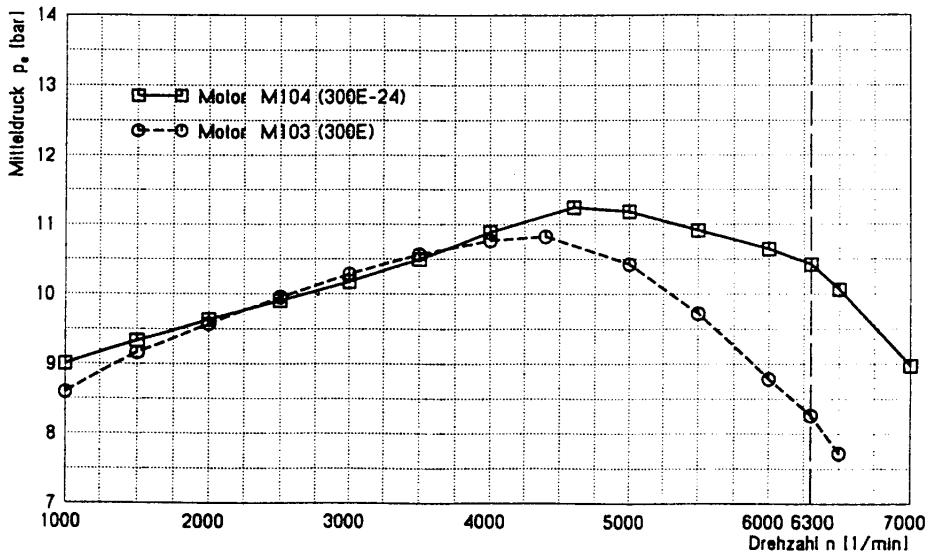


Bild 25: Kennlinienvergleich $p_e = f(n)$ des Motors M104 (300 E-24) und M103 (300 E)

Fig. 25: Comparison of the characteristic curves: $p_e = f(n)$ of the M104 (300 E-24) with the M103 (300 E)

führen. Schließlich wird die erste ernstzunehmende Hypothese formuliert: Es sollte möglich sein, den gasdynamischen Zustandsverlauf in einem motorischen Ansaugsystem durch Resonanz so stark zu beeinflussen, daß sich eine Liefergrad- und Mitteldruckerhöhung im fraglichen Drehzahlbereich zwischen $n = 2000/\text{min}$ und $n = 3500/\text{min}$.

Die Vorstellung darüber, wie das reale physikalische Geschehen, mit dem Merkmal der Resonanz versehen, im einzelnen gestaltet werden muß, um eine solche Wirkung zu erzielen, ist zunächst noch unklar. Das physikalische Modell 2, in **Bild 29** schrittweise entwickelt, führt auf den Weg dorthin, indem zunächst der Begriff der Resonanz durch seine wichtigsten Merkmale verständlich gemacht wird. Man geht von einem Behälter (1) mit angeschlossenem Rohr (2) aus, **Bild 29.1a**. Das Rohr von der Länge l und dem Querschnitt A hat rechts und links ein offenes Rohrende. Wenn er dazu von außen kurz angeregt wird, schwingt der Luftdruck p_B im Behälter innerhalb einer s mit einer bestimmten, dem System eigenen Schwingungszahl um den Umgebungsdruck p_0 , **Bild 29.1b**.

Ein Beispiel kann dieses Phänomen verdeutlichen. Nachdem durch Absaugen ein konstanter Unterdruck im Behälter erzeugt worden ist, wird die Schwingung durch plötzliches Öffnen des zunächst abgeschlossenen rechten Rohrendes in Gang gesetzt. Durch den Druckunterschied zwischen Behälter und Atmosphäre strömt Luft in die

offene Rohrmündung und füllt den Behälter auf. Es bildet sich eine instationäre Rohrströmung aus, die nach den Gesetzen der instationären Gasdynamik berechnet werden kann. Eine erste Druckwelle läuft im Rohr zur linken Rohrmündung und löst nach ihrem Eindringen eine Erhöhung des Behälterdruckes p_B aus, der noch über den Atmosphärendruck p_0 , also dem Gleichgewichtszustand, hinaus schwingt. Dieser Vorgang wiederholt sich periodisch. Ein Druckberg folgt auf ein Drucktal, **Bild 29.1b**. Wegen der Strömungsverluste klingt die Druckschwingung auf null ab. Der Behälter hat sich bis zum Druck p_0 aufgefüllt. Die für das

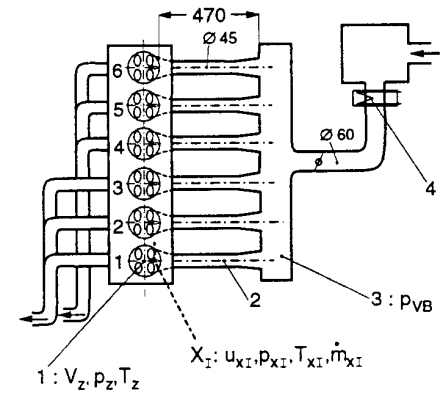


Bild 26: Physikalisches Modell des Ansaugtaktes des Motors M104 (320 E), (Modell 1)
1 Zylinder, 2 Schwinrohr, 3 Verteilerbehälter, 4 Heißfilm-Luftmassensensor

Fig. 26: Physical model of the intake stroke of the M104 (320E), model 1

1 cylinder, 2 ram manifold, 3 plenum chamber, 4 hot film air mass sensor

Behältersystem typische Schwingungszahl pro s ist die Eigenfrequenz ν_0 . Das umgekehrte Verhältnis, die Zeit in s pro Schwingung, ist die Schwingungsdauer t_0 . Im Einzelnen ist ν_0 und t_0 abhängig vom Behältervolumen V , Rohrquerschnitt A , von der Rohrlänge l und Schallgeschwindigkeit a . Es ist also relativ einfach, ein solches System auf eine bestimmte Frequenz ν_0 und Schwingungsdauer t_0 abzustimmen.

Wird die Schwingung durch eine äußere, periodisch wirkende Kraft aufrecht erhalten, und stimmt die Frequenz der Kraft mit der Eigenfrequenz des Behältersystems überein,

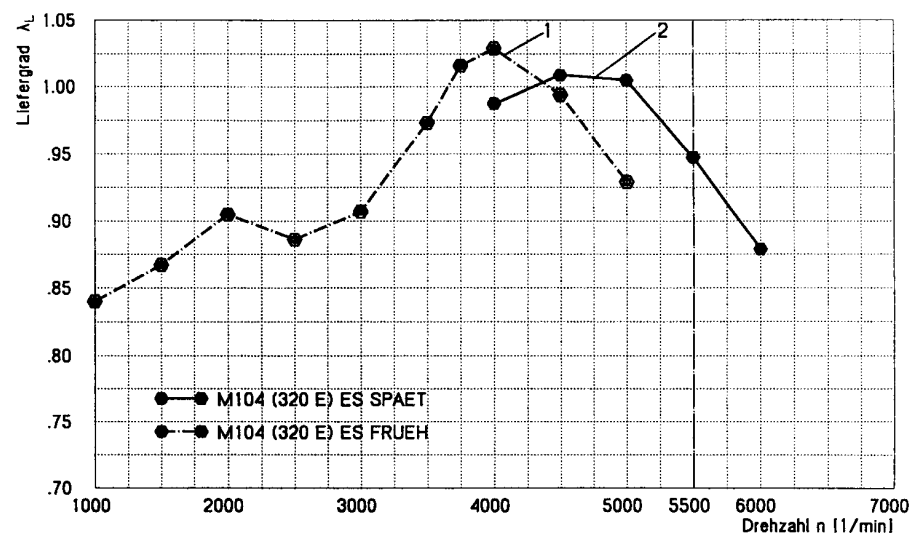


Bild 27: Liefergrad des Motors M104 (320 E) bei Vollast

Fig. 27: Supply efficiency of the M104 (320E) at full load

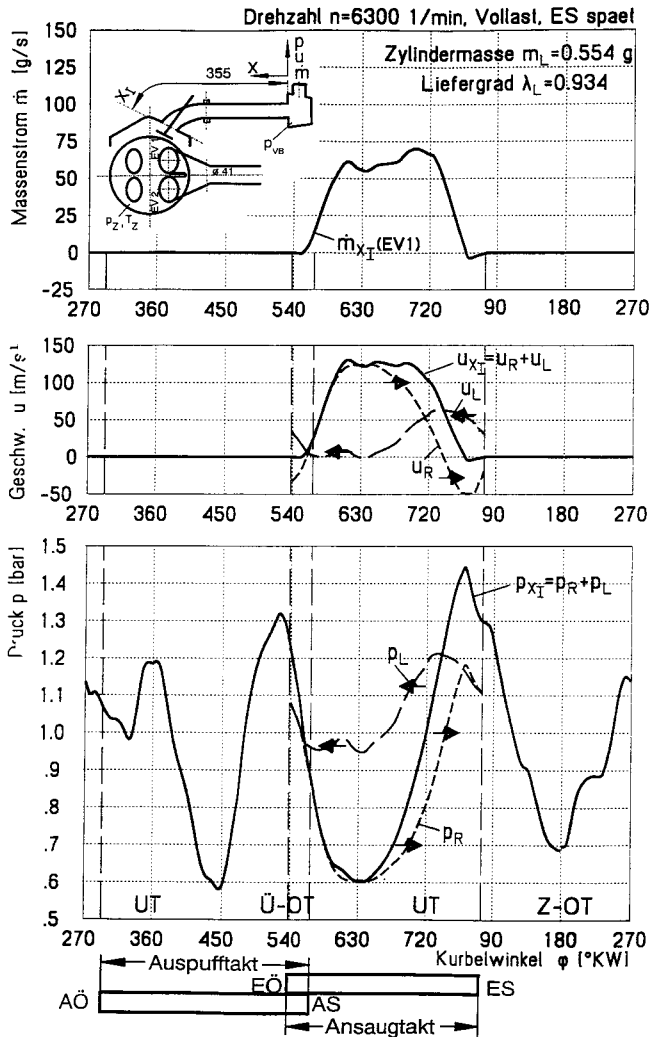


Bild 28: Zustandsverlauf an der Stelle XI bei der Drehzahl $n = 3250$ 1/min, (Motor M104 (320 E))

Fig. 28: Course of state at location XI at $n = 3250$ rpm and full load (M104 (320E))

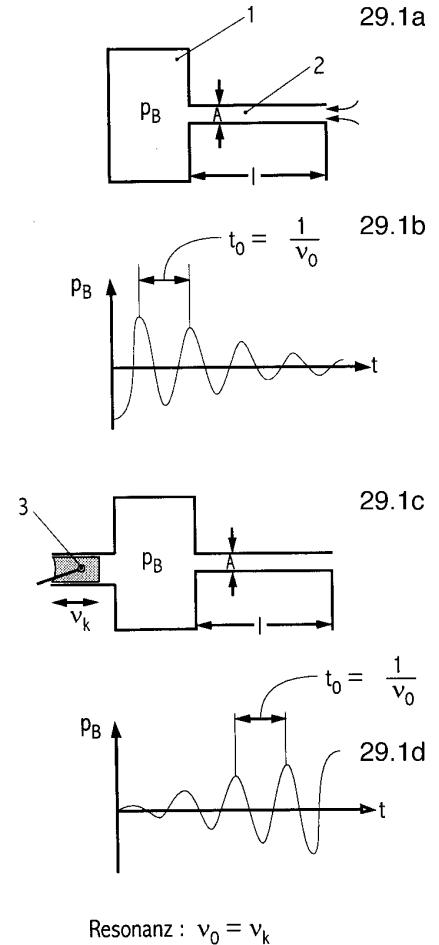


Bild 29: Entwicklung des physikalischen Modells 2 (Motor M104 (320 E))

29.1a: Behälterrohrsystem

1 Behälter, 2 Resonanzrohr

29.1b: Druckverlauf im Behälter bei instat. Auffüllvorgang (Eigenfrequenz ν_0 , Schwingungsdauer t_0)

29.2a: Resonanzfähiges Behälterrohrsystem (Modell 2)

3 oszill. Kolben (Frequenz ν_k)

29.2b: Druckverlauf bei Resonanz

Fig. 29: Development of the physical model 2 (M104 (320E))

29.1a: Receptacle-pipe system

1 receptacle, 2 ram induction pipe

29.1b: Pressure course inside the receptacle for unsteady intake (natural frequency ν_0 , oscillation time t_0)

29.2a: Receptacle-pipe system made for resonance (model 2)

3 oscillating piston (frequency ν_k)

29.2b: Pressure course for resonance

so schaukeln sich die Druckamplituden im Behälter bis zu einem Maximalwert auf. Es tritt Resonanz ein, die Basis für das physikalische Modell 2, mit dem die Lösung des Problems gelingen sollte.

Die Bilder 29.2a und 29.2b stellen Wirkraum und physikalisches Geschehen des Modells 2 dar. Die periodisch wirkende Kraft übernimmt in Anlehnung an unser motorisches Zylinder-Kolbensystem ein axialgeführter Kolben, der sich mit der Frequenz ν_k hin und her bewegt. Bei $\nu_k = \nu_0$ liegt Resonanz vor.

Die Zusammenführung von Modell 1 und Modell 2, insbesondere die ihrer Wirkräume, zum Modell 3 zeigt **Bild 30**. Die direkte visuelle Verknüpfung beider Assoziationsglieder hat wieder großen Anteil an der Problemlösung. Allerdings ist zunächst ein wesentliches Hindernis zu überwinden, denn ein einzelner Kolben des Sechszylinder-Motors ist nicht in der Lage den Druck p_{VB} des Verteilerbehälters in resonanzähnliche fortlaufende Schwingungen zu versetzen. Seine

Anregung bleibt auf den Ansaugtakt eines Zylinders beschränkt und dieser tritt nur jede zweite Kurbelwellenumdrehung auf. Eine lückenlose periodische Anregung findet durch ihn nicht statt.

Die Zündfolge des Sechszylinder-Motors macht es jedoch möglich, daß jeweils drei Zylinder zusammengefaßt eine fortlaufende periodische Anregung ergeben. Es sind jedoch zwei unabhängige Verteilerbehälter erforderlich. Der konstruktiven Lösung kommt entgegen, daß die Kolben der nebeneinanderliegenden Zylinder 1 bis 3 und 4 bis 6 auf je einen Behälter einwirken müssen.

Der Wirkraum des Modells 2 nach **Bild 30.2** läßt sich deshalb gleich zwei mal im Modell 3 nachweisen, **Bild 30.3**: Wirkraum (1) besteht aus der unteren Hälfte (3) des Verteilerbehälters mit den drei Schwingrohren der Zylinder 1, 2, 3 und dem Resonanzrohr (6), dessen wirksame Länge von seiner Einmündung in die Abzweigung der Ansaugleitung abhängt. Wirkraum (2) über-

nimmt als zentralen Behälterraum die obere Hälfte (4) des Verteilerbehälters mit Resonanzrohr (7) und ist durch eine verstellbare Klappe (5), wenn sie waagrecht gestellt ist, von der unteren getrennt. Beide Wirkräume für sich sind durch die periodische Kolbenanregung der Zylinder 1 bis 3 und 4

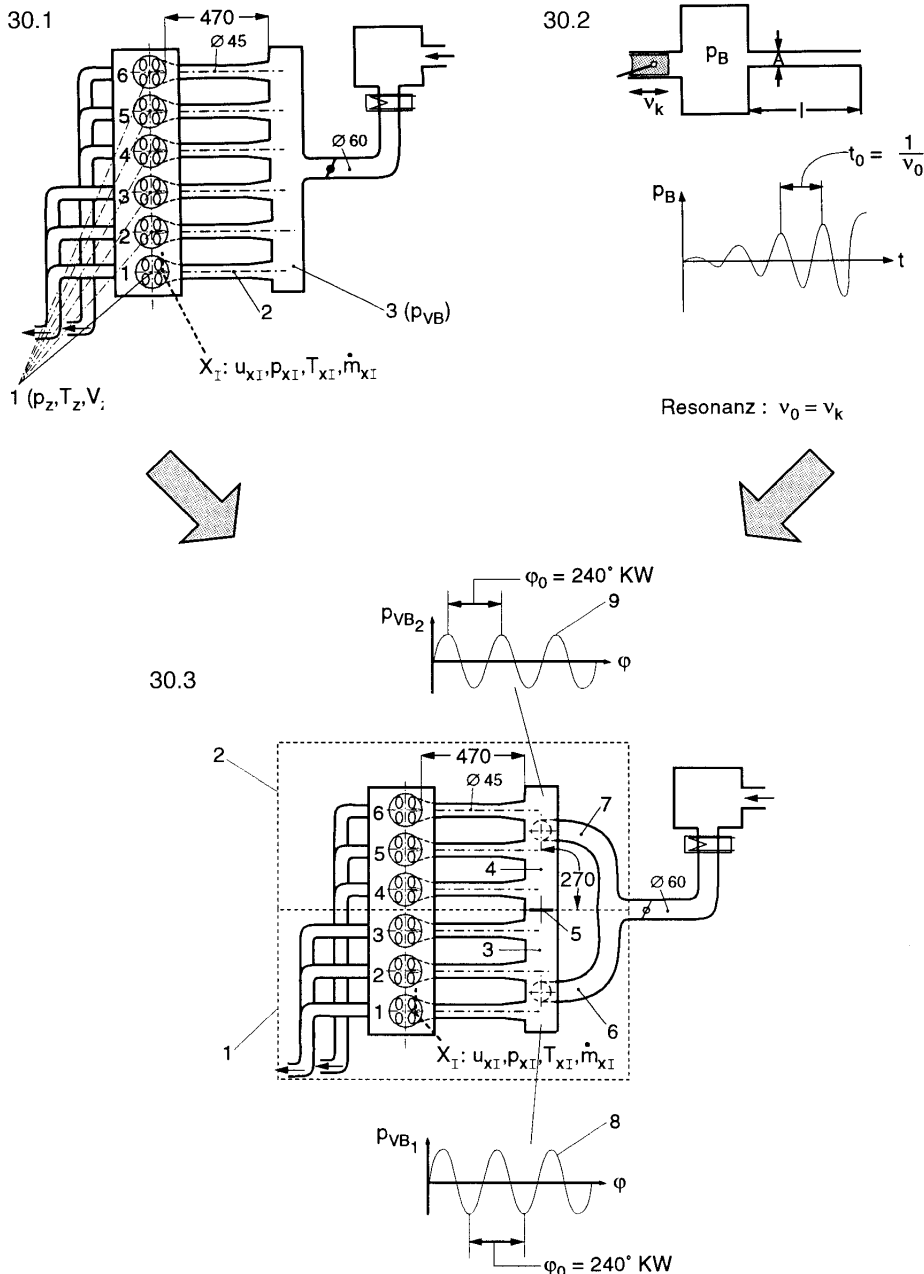


Bild 30: Entwicklung des physikalischen Modells eines kombinierten Schwing- und Resonanzsaugrohrsystems (Motor M104 (320 E))

30.1: physik. Modell 1

30.2: physik. Modell 2

30.3: physik. Modell 3

1 Wirkraum Modell 2a, 2 Wirkraum Modell 2 b, 3 untere Hälfte Verteilerbehälter, 4 obere Hälfte Verteilerbehälter, 5 Resonanzklappe, 6 Resonanzrohr 1, 7 Resonanzrohr 2, 8 Druckverlauf in Behälterhälfte 3 bei Resonanz, Druckverlauf in Behälterhälfte 4

Fig. 30: Development of the physical model for a combined ram manifold and ram induction system (M104 (320E))

30.1 Physical model 1

30.2 Physical model 2

30.3 Physical model 3

1 „Wirkraum“ model 2a, 2 „Wirkraum“ model 2b, 3 lower half of plenum chamber, 4 upper half of plenum chamber, 5 resonance flap, 6 resonance manifold 1, 7 resonance manifold 2, 8 pressure course in receptacle part 3 for resonance, pressure course in part 4

bis 6 resonanzfähig. Die geometrischen Parameter des Wirkraumes (1) und (2) sind so ausgelegt, daß ihre Eigenfrequenz ν_0 der Anregungsfrequenz ν_K durch je drei Kolbenhübe entspricht. Bei einer gewünschten Resonanzdrehzahl von $n = 3250/\text{min}$ ergibt sich für beide Zylindergruppen eine Anregungsfrequenz von $\nu_K = 81,25 \text{ Hz}$. Die beiden Modelle arbeiten als Resonanzsysteme, wenn sie durch die quergestellte Klappe (5) voneinander getrennt sind. Bei Längsstellung der Klappe sind alle Zylinder mit dem ungeteilten Verteilerbehälter verbunden. Das Ansaugsystem arbeitet dann als Schwing-saugrohrsystem, so wie es Modell 1 in **Bild 30.1** vorschreibt.

Welches physikalische Geschehen steht nun hinter diesem komplexen Wirkraumsystem des Modells 3 und welche Liefergradcharakteristik geht daraus hervor? Das letztlich positive Ergebnis, das sich nach einer längeren Entwicklungsperiode ergeben hat, läßt sich wie folgt zusammenfassen.

Bild 30.3 zeigt den Verlauf der Druckschwingung p_{VB1} und p_{VB2} als charakteristisches Ergebnis der Resonanz in den beiden Hälften des Verteilerbehälters über dem zeitproportionalen Kurbelwinkel φ aufgetragen. In **Bild 31** ist der Druckverlauf p_{VB1} über dem Kurbelwinkel φ des Zylinders 1 bei der Resonanzdrehzahl $n = 3250/\text{min}$ genauer dargestellt. Während eines Arbeitsspiels dieses Zylinders (720°KW) treten in der unteren Hälfte des Verteilerbehälters drei volle Druckschwingungen auf. Die Schwingungsdauer t_0 pro Einzelschwingung entspricht einem Kurbelwinkel von $\varphi_0 = 240^\circ \text{KW}$. Bei offener Klappenstellung – sie

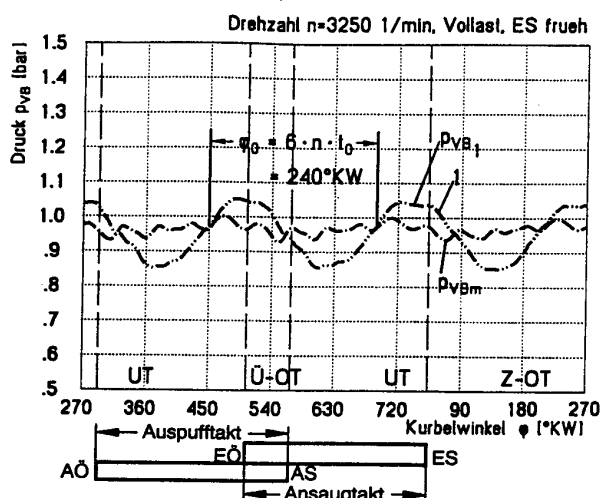


Bild 31: Verlauf von p_{VB1} bei Resonanzdrehzahl $n = 3250 \text{ l/min}$, Resonanzklappe zu 1 Druckberg im UT-Bereich

Fig. 31: Course of p_{VB1} for resonance rated speed $n = 3250 \text{ rpm}$, resonance flap closed
1 pressure peak at BDC

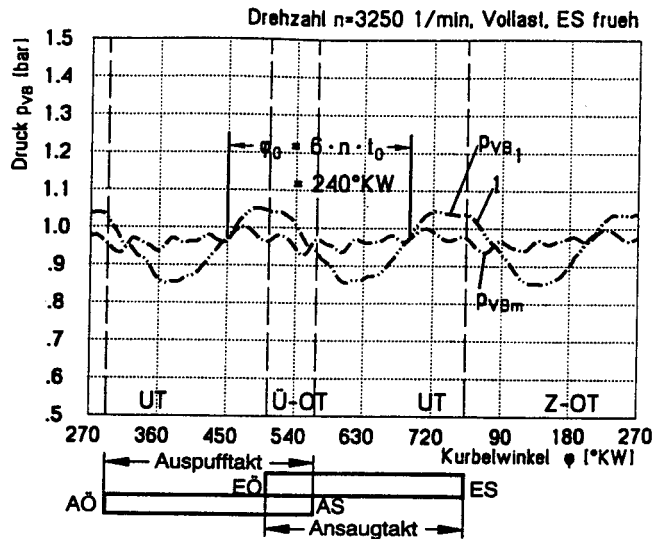


Bild 31: Verlauf von p_{VB1} bei Resonanzdrehzahl $n = 3250$ 1/min, Resonanzklappe zu
1 Druckberg im UT-Bereich

Fig. 31: Course of p_{VB1} for resonance rated speed $n = 3250$ rpm, resonance flap closed
1 pressure peak at BDC

bedeutet Resonanzfreiheit – stellt sich da-
gegen der Druck p_{VBm} im ungeteilten Behäl-
ter ein. Er zeigt einen nahezu konstanten
Verlauf. Entscheidend für die Verbesserung
des Liefergrades im Resonanzfall ist die hal-
be Einzelschwingung (1), deren Druckberg
sich im UT vor dem Schließpunkt ES der Ein-
laßventile des Zylinders (1) einstellt. Die Am-
plitude des Druckbergs liegt um etwa 0,1 bar
höher als der Behälterdruck p_{VBm} bei Reso-
nanzfreiheit, Bild 31. Dieser Druckberg ver-
mittelt den rechtslaufenden Saugwellen p_R
und u_R im Schwingsaugrohr des Zylinders (1)

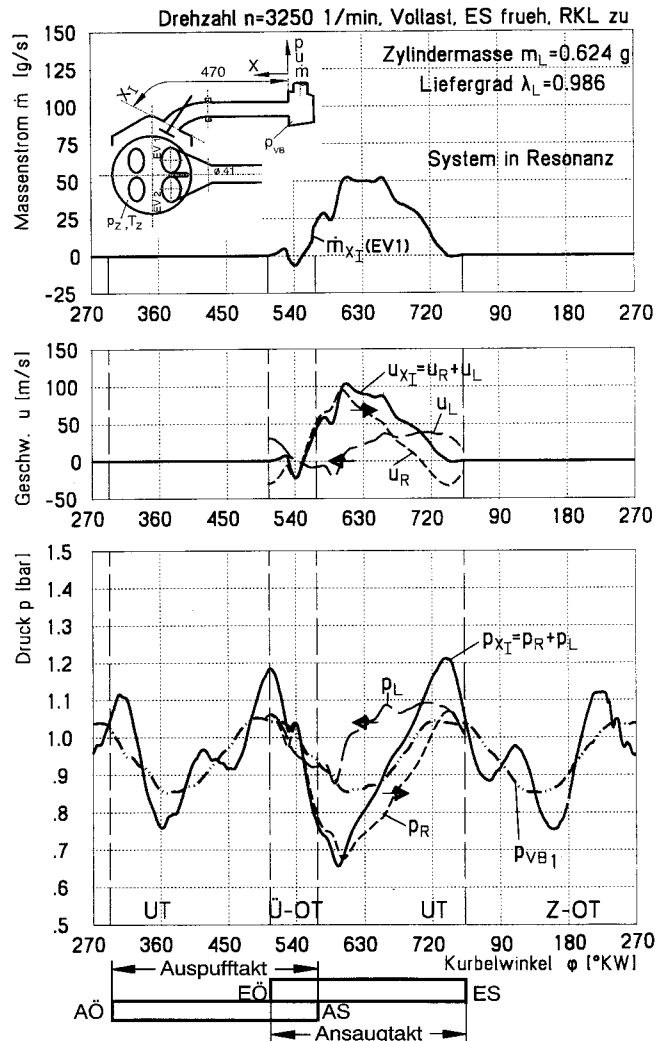


Bild 32: Zustandsverlauf an der Stelle X_1 bei der Resonanzdrehzahl
 $n = 3250$ 1/min, Resonanzklappe zu (Motor M104 (320 E))

Fig. 32: Course of state at location X_1 at resonance rated speed
 $n = 3250$ rpm, resonance flap closed (M104 (320 E))

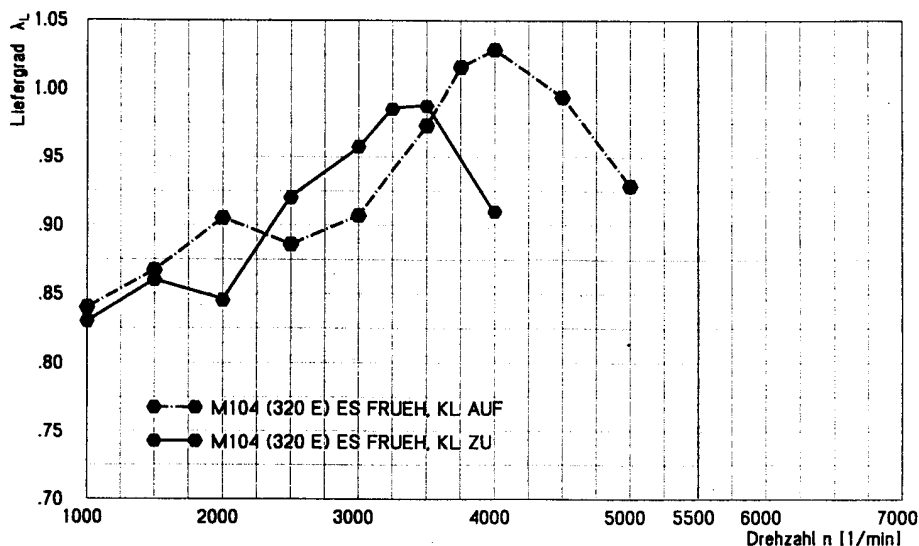


Bild 33: Verbesserter Liefergradverlauf durch Resonanzaufladung (Motor M104 (320 E))

Fig. 33: Advanced course of supply efficiency by ram induction pipe supercharge ((M104 (320E))

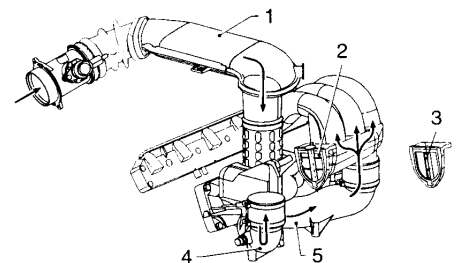


Bild 34: Kombiniertes Ausaugsystem in Reso-
nanzstellung (Motor M104 (320 E))

1 Ansaugleitung, 2 Resonanzklappe zu, 3 Resonanz-
klappe auf, 4 Resonanzrohr 1, 5 Resonanzrohr 2

Fig. 34: Combined intake system in resonance
position (M104 (320E))

1 intake manifold, 2 flap of variable resonance intake
manifold closed, 3 flap of variable resonance intake
manifold open, 4 ram induction pipe, 5 ram induction
pipe 2

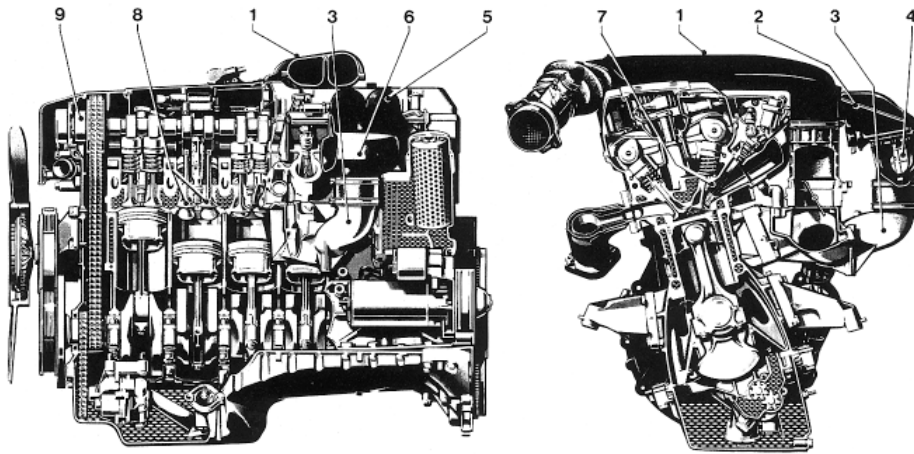


Bild 35: Längs- und Querschnitt des Motors M104 (320 E)
1 Ansaugleitung, 2 Klappenantrieb, 3 Resonanzrohr 2, 4 Resonanzklappe, 5 Schwingrohr, 6 Verteilerbehälter, 7 Einlaßkanal, 8 Einlaßventil, 9 Nockenwellenversteller

Fig. 35: Longitudinal- and cross-section of the M104 (320 E)
1 intake manifold, 2 flap control drive, 3 ram induction drive, 4 resonance flap, 5 ram manifold, 6 plenum chamber, 7 intake duct, 8 intake valve, 9 camshaft adjuster

eine verbesserte Reflexionsbedingung am Verteilerbehälter. Das Ergebnis sind verstärkte linkslaufende Reflexionswellen p_L und u_L , Bild 32. Dadurch tritt praktisch kein Rückströmen nach UT mehr ein. Dies ist mit einer entsprechenden Liefergraderhöhung verbunden. Für alle anderen Zylinder gilt das natürlich ebenso.

Der berechnete Liefergradverlauf in Bild 33 bestätigt, daß die Senke in der Liefergradkurve, aufgetreten bei reiner Schwingrohraufladung, durch Einführung der Resonanzaufladung verschwunden ist. Die Bereitstellung des geforderten Kräftepotentials im unteren Drehzahlbereich ist zumindest theoretisch gelungen. Nach endgültiger Ausarbeitung der physikalischen Wirkräume zu maßstäblichen Entwürfen und Fertigung der Bauteile für das weiterentwickelte Ansaugsystem läßt sich eine experimentelle Analyse auf dem Prüfstand durchführen. Erst, wenn sie die theoretische Analyse bestätigt hat, ist der Innovationsprozeß des optimierten Ansaugsystems abgeschlossen.

3.3.2 Schnittdarstellung und Kennlinien des Motors M104 für den 320 E

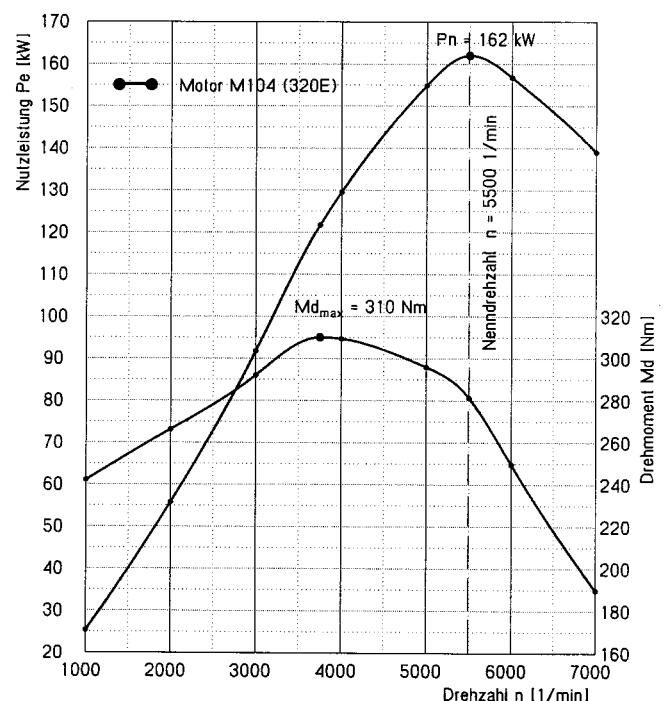
Die Bilder 34 und 35 lassen ahnen, wieviel Entwicklungsaufwand nach der ersten allgemeinen Darstellung der Wirkräume noch zu erbringen war, um zu konkreten Entwurfszeichnungen des Ansaugsystems mit den Bauelementen der Schwing- und Resonanzsaugrohraufladung zu gelangen. Aber es bleibt festzuhalten, daß der Kern der Lösung bereits bei der physikalischen Modellierung des Systems gefunden wird, Bild 30. Bild 34 enthält einen Ausschnitt des Systems,

um seine Wirkungsweise in Resonanzstellung noch einmal deutlich zu machen. Die Klappe ist geschlossen, Frischluft strömt aus der Ansaugleitung in die Resonanzrohre und in die beiden Hälften des Verteilerbehälters (nur die rechte Hälfte ist dargestellt), von dort tritt sie über jeweils drei Schwingrohraufladung in die Zylinder ein. Bild 35 zeigt einen Längs- und Querschnitt des Motors M104 mit kombiniertem Schwing- und Resonanzsaugrohrsystem für das Modell 320 E.

Abschließend sind in Bild 36 und 37 die ge-

Bild 36: Kennlinien $P_e = f(n)$ und $M_d = f(n)$ des Motors M104 (320 E)

Fig. 36: Characteristic curves $P_n = f(n)$ and $M_d = f(n)$ of the M104 (320 E)



messenen Kennlinien des Motors M104 für den 320 E aufgenommen. Sie bestätigen die vorausgerechneten Ergebnisse. Die Kurve des Mitteldruckes p_e in Bild 37 verzweigt sich. Sie zeigt einmal seinen Verlauf, wenn die Schwingrohraufladung alleine wirkt und sich dabei die Senke ausbildet, und zum anderen ihre Beseitigung durch Kombination mit der Resonanzsaugrohraufladung. In der oberen p_e -Kurve sind auch die Schaltepunkte besonders gekennzeichnet, wo Einlaßnockenwelle und Resonanzklappe ihre jeweils gültige Einstellung erhalten. Die p_e -Kurve des M104 für den 300 E-24 wurde mit aufgenommen, um den Erfolg dieses Entwicklungsabschnittes deutlich zu machen.

5 Nachwort

Der Einsatz des Computers wird beim beschriebenen Innovationsprozeß nur indirekt erwähnt. Das ist bewußt geschehen. Er hat als intelligentes Werkzeug des Entwicklungsingenieurs bei der Berechnung der Motorprozesse und der Erstellung technischer Zeichnungen hervorragende Dienste geleistet. Es war nicht die Absicht dieses Berichtes, diese Hilfestellung besonders herauszustellen. Es kam vielmehr darauf an, deutlich zu machen, daß die entscheidenden Fortschritte bei technischen Innovationen durch die Gedankenarbeit der Entwicklungsingenieure und nicht durch den Computer gemacht werden. Dieser Bericht sollte auch zeigen, daß diese Gedankenarbeit wesentlich effektiver ablaufen kann, wenn sie syste-

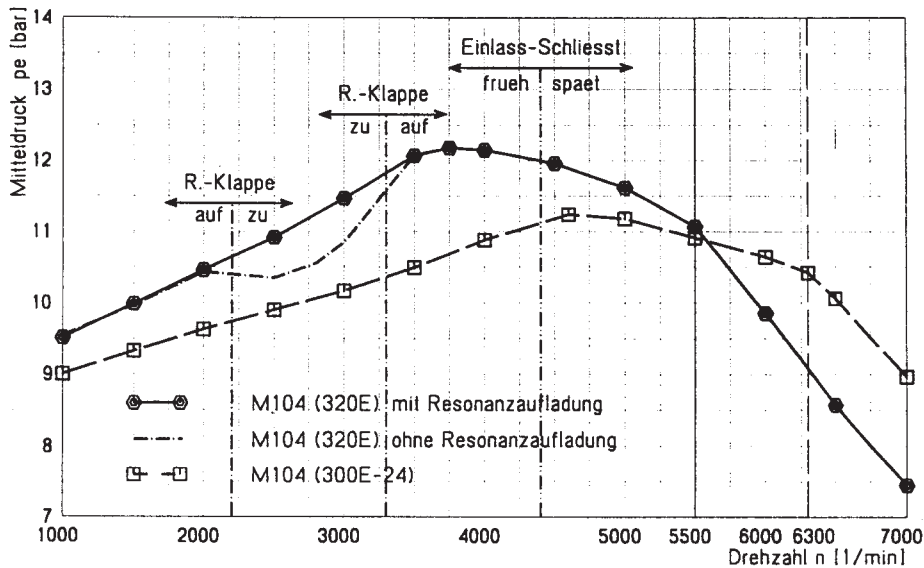


Bild 37: Kennlinienvergleich: $p_e = f(n)$ des Motors M104 (320 E) und M104 (300 E-24)

Fig. 37: Comparison of the characteristic curves: $p_e = f(n)$ of the M104 (320E) with the M104 (300 E-24)

matisch durchgeführt wird oder noch besser, einer Denkstrategie folgt. Nachteil einer solchen Strategie ist, daß ihr Inhalt sich nur allgemein formulieren läßt. Die Umsetzung in eine individuelle Lösung, die eine aktuelle technische Frage- oder Problemstellung erfordert Erfahrung und Fachwissen. Letzteres kann nur durch intensive Schulung gesammelt werden.

Literaturhinweise

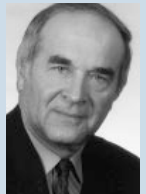
- [1] Niefer, H.: Die neuen Mercedes-Benz-V-Motoren mit Doppelzündung. 18. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien 1997

- [2] Schischkoff, G.: Phylosophisches Wörterbuch. 22. Aufl. Stuttgart: Alfred Kröner
 [3] Hassenstein, B.: Klugheit, zur Natur unserer geistigen Fähigkeiten. München, Zürich: Piper
 [4] Brüggemann, H.; Schäfer, M.; Gobien, E.: Die neuen Mercedes-Benz 2,6- und 3,0-Liter-Sechszylinder-Ottomotoren für die neue Baureihe 124 – Teil 1 und Teil 2. In: MTZ 46 (1985) Nr. 7/8 und MTZ 46 (1985) Nr. 9.
 [5] Seifert, H.: Stationäre Strömungsvorgänge in Rohrleitungen an Verbrennungskraftmaschinen. Berlin, Göttingen, Heidelberg: Springer, 1962
 [6] Seifert, H.: 20 Jahre erfolgreiche Entwicklung des Programmsystems Promo. In: MTZ 51 (1990), Nr. 11
 [7] Brüggemann, H.; Gobien, E.; Schäfer, M.: Der neue Sechszylinder-Vierventilmotor mit 3,0 l Hubraum für den neuen Mercedes-Benz 300 SL-24. In: MTZ 50 (1989), Nr. 4

- [8] Brüggemann, H.; Schäfer, M.; Klumpp, R.: Die neuen Vierventil-Ottomotoren für die mittlere Baureihe von Mercedes-Benz. (Die Weiterentwicklung der Sechszylindermotoren). In: MTZ 53 (1992), Nr. 12
 [9] Seifert, H.: Die charakteristischen Merkmale der Schwingrohr- und Resonanzaufladung bei Verbrennungsmotoren. Fisita-Kongreß 1982, Paper 82032

Der Verfasser

Prof. em. Dr.-Ing. Hans Seifert war von 1969 bis 1992 Inhaber des Lehrstuhls für Konstruktionstechnik I an der Ruhr-Universität Bochum. Zur Zeit ist er Geschäftsführer der Cranio Construct Gesellschaft für individuelle Implantate mbH, Bochum.



MTZ



You can read the English version of this article in **MTZ worldwide**.

Subscription Hotline:
++49 / 6 11 / 78 78 151