

**Rheinische Akademie e.V. Köln**  
**Fachschule für Technik**

**Dipl. Technikerarbeit**

**angefertigt von**  
**Marc Pickel**

**Entwicklung von Turbomotoren**

Betreuer: Dipl. Ing. Vorhauer

Eidesstattliche Versicherung

Ich habe diese Arbeit selbständig angefertigt und keine anderen  
als die angegebenen Quellen benutzt.

Niedererbach, März 1993

## **Inhaltsverzeichnis**

### 1.0 Einleitung

Geschichtlicher Hintergrund und Gründe für aufgeladene Motoren

### 2.0 Formelzeichen

### 3.0 Grundprinzipien der Aufladung

3.1 Leistungssteigerung durch Aufladung

3.2 Lufteinsatz und Leistung

3.3 Mittlerer Druck und Zylinderfrischladung

3.4 Leistungsgrenzen

### 4.0 Arten der Aufladung

4.1 G-Lader

4.2 Druckwellenlader ( Comprex - Aufladung )

4.3 Drehkolbengebläse ( Roots - Gebläse )

4.4 Abgasturbolader

### 5.0 Konstruktive Maßnahmen für das Nachrüsten von Turboanlagen

5.1 Technische Daten

5.2 Verdichtungsänderung

5.3 Kolbenspiel

5.4 Turbolader - Auswahl

5.5 Positionsfestlegung des Turboladers

5.6 Ölzulauf zum Turbo

5.7 Ölrücklauf vom Turbo

5.8 Ansaugänderung

5.9 Ladeluftkühlung

5.10 Auspuffänderung

5.11 Elektronische Anpassung

### 6.0 Literaturverzeichnis

## 1.0 Einleitung

Die Geschichte der aufgeladenen Motoren ist fast so alt, wie die der Verbrennungsmotoren selbst. Der Schweizer Ingenieur Alfred Buchi erhielt 1905 ein Patent auf einen Verbundmotor, bei dem der Lader und die Turbine mechanisch an den Motor gekoppelt waren. Er bekam 1915 ein weiteres Patent für die erste freilaufende Abgasturboladergruppe. Dieser Erfindung liegen Erfahrungen von 1905 zugrunde.

Der erste aufgeladene Motor entstand 1910. Es war ein Zwietakt-Umlauf-Motor und wurde von Murray-Willat gebaut. Durch die Aufladung ergab sich die Möglichkeit, bei Flugzeugmotoren die Leistungseinbußen infolge der abnehmenden Luftdichte in größeren Höhen zu kompensieren.

Im Jahre 1921 baute Daimler den ersten serienmäßigen Kompressorwagen. Die Aufladung erfolgte mittels eines mechanisch angetriebenen Roots-Gebläse. Wegen der Klopfgefahr erfolgte der Antrieb über eine Kupplung, die das Roots-Gebläse erst bei höheren Motordrehzahlen zuschaltete. Die ersten Einsätze von Kompressorwagen bei Automobilrennen erfolgten. Durch ihre vielen Rennerfolge, insbesondere in den 20er und 30er Jahren, wurden sie sehr berühmt.

Im Jahre 1938 wurde der erste Nutzfahrzeug-Dieselmotor mit Abgasturboaufladung von der Schweizer Maschinenfabrik 'Saurer' gebaut. Erst 1962 wurde von 'General Motors' im 'Chevrolet Corvair Monza' und 'Oldsmobile Jetfire' die ersten Serien-PKW's mit Abgasturboaufladung ausgestattet. Der erste turboaufgeladene PKW-Dieselmotor wurde 1978 von 'Daimler-Benz' im '300 SD' eingebaut.

Durch die Abgasturboaufladung werden die Schwächen der Dieselmotoren, wie träger Drehzahlaufbau und geringe Leistung bei kleinem Hubraum, beseitigt. Der Dieselmotor wird durch die Turboaufladung für den PKW-Bau immer interessanter. Gründe hierfür sind Leistungssteigerung und ein geringer spezifischer Kraftstoffverbrauch. In den letzten Jahren kamen auch verstärkt Benzinmotoren mit Abgasturbo in Serie auf den Markt. Auch hier überwiegen die Vorteile :

- hohe Leistung bei kleinem Hubraum,
- größeres Drehmoment bei geringen Drehzahlen,
- spezifisch günstiger Kraftstoffverbrauch.

Hinzu kommen die ökologisch günstigeren Abgas-Emissionswerte.

## 2.0 Formelzeichen

$\eta_e$	effektiver Wirkungsgrad
$\eta_i$	innerer Wirkungsgrad
$\eta_m$	mechanischer Wirkungsgrad
$\eta_{m,ATL}$	mechanischer Wirkungsgrad des Abgasturboladers
$\eta_{mM}$	mechanischer Wirkungsgrad des Motors ohne Lader
$\eta_{mT}$	mechanischer Wirkungsgrad der Turbine
$\eta_{mV}$	mechanischer Wirkungsgrad des Verdichters
$\eta_{seV}$	effektiver isentroper Verdichtungswirkungsgrad
$\eta_{siT}$	innerer isentroper Turbinenwirkungsgrad
$\eta_{sV}$	isentroper Verdichtungswirkungsgrad
$\eta_g$	Gütegrad
$\eta_{ges}$	bezogener Gesamtwirkungsgrad des ATL
$\eta_{i,HD}$	innerer Wirkungsgrad für die Hochdruckphase
$\eta_{io}$	innerer Wirkungsgrad ohne Aufladung
$\lambda$	Luftverhältnis
$\lambda_a$	Luftaufwand
$\lambda_l$	Liefergrad
$\lambda_{lo}$	Liefergrad ohne Aufladung
$\lambda_s$	Spülgrad
$\lambda_z$	Verbrennungsluftverhältnis
$\rho_E$	Luft- bzw. Gemischdichte entsprechend dem Zustand vor dem Einlaßventil
$\rho_L$	Dichte der Luft
$\rho_{zm}$	mittlere Dichte der Frischladung während der Spülphase
$\sigma_G$	kritische Spannung infolge der Gaskraft [N/m <sup>2</sup> ]
$\sigma_M$	kritische Spannung infolge der Massenkräfte
$\varphi$	Reibungsbeiwert
$\kappa_A$	Isentropenexponent des Abgases
$\kappa_V$	Isentropenexponent des zu verdichtenden Mediums

$A_{sT}$	isentropen Turbinenquerschnitt
$A_W$	momentaner Flächeninhalt der mit der Zylinderladung in Kontakt stehenden Flächen
$c_m$	mittlere Kolbengeschwindigkeit
$c_s$	isentropen Strömungsgeschwindigkeit
$\Delta h_{sT}$	isentropes Turbinengefälle [kJ/kg]
$\Delta h_{sV}$	isentropen Verdichtungshöhe
$H_G$	Gemischheizwert (Otto) [kJ/m <sup>3</sup> ]
$\bar{H}_G$	Gemischheizwert (Diesel)
$m_L$	Luftmasse
$m_r$	Restgasmasse
$m_{Sp}$	Spülmasse
$m_{th}$	theoretische Zylinderfrischladung
$m_V$	Verdichtermassenstrom
$m_Z$	Masse der Frischladung im Zylinder nach Schließen der Steuerorgane
$m_{Z0}$	Masse der im Zylinder verbleibenden Frischladung nach Schließen der Steuerorgane ohne Aufladung
$\dot{m}_A$	Massenstrom des Abgases
$n$	Drehzahl
$p_A$	Abgasdruck
$p_E$	Druck am Einlaßventil
$p_m$	Mitteldruck
$p_{me}$	effektiver Mitteldruck
$p_{mi}$	innerer Mitteldruck
$p_{mi}^*$	innerer Mitteldruck für $p_E = p_A$
$p_{mv}$	Mitteldruck des Otto-Vergleichprozesses
$P_e$	effektive Leistung
$P_i$	innere Leistung
$P_T$	Turbinenleistung
$P_V$	Verdichterleistung

$T_E$	Temperatur vor dem Einlaßventil
$T_L$	Lufttemperatur
$T_S$	Temperatur nach isentroper Verdichtung
$T_W$	Wandtemperatur
$w_{sT}$	spezifische Turbinenarbeit
$w_{sV}$	spezifische Verdichterarbeit

### 3.0 Grundprinzipien der Aufladung

"Die Aufladung ist ein Verfahren zur Leistungssteigerung des Verbrennungsmotors. Bei der Aufladung wird durch eine Arbeitsmaschine die für den motorischen Verbrennungsprozeß benötigte Luft verdichtet, so daß pro Arbeitsspiel eine größere Luftmasse in die Zylinder gelangt. Dadurch kann die Kraftstoffmasse und damit der mittlere Druck (Arbeit / Hubraum) gesteigert werden."<sup>1</sup>

Betrachtet man die Gleichung

$$P_e = i \cdot n \cdot p_{me} \cdot V_h \cdot z,$$

so erkennt man, daß durch Anhebung des mittleren spezifischen Druckes  $p_{me}$  die Leistung gesteigert wird. Erweitert man die Gleichung mit  $2s/2s$ , so ergibt sich unter Einfügung der mittleren Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  die Formel

$$P_e = \frac{i}{2} \cdot c_m \cdot p_{me} \cdot z \cdot A_k.$$

Prinzipiell läßt sich die Leistung auch durch Erhöhung der Drehzahl bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit steigern. Betrachtet man aber die Beanspruchung der Bauteile, so erkennt man folgendes:

Eine kritische Spannung  $\sigma_G$  infolge der Gaskraft ist proportional dem Druck im Zylinder, näherungsweise ergibt sich für die Aufladung

$$\sigma_G \sim p_{mi}$$

und auch

$$\sigma_G \sim p_{me}.$$

Eine kritische Spannung  $\sigma_M$  infolge der Massenkräfte hängt jedoch vom Quadrat der mittleren Kolbengeschwindigkeit ab:

$$\sigma_M \sim c_m^2 \sim (n^2).$$

---

<sup>1</sup>Univ.-Prof. Dr Pischinger, Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren

Da die Leistung linear vom  $p_{me}$  und  $n$  abhängt, existiert eine Grenzdrehzahl ( $\sigma_G \approx \sigma_M$ ), oberhalb derer es hinsichtlich Materialnutzung effektiver ist, die Leistung über  $p_{me}$  zu steigern.

Die Hauptvorteile der Aufladung liegen in der erzielbaren Leistungssteigerung, der Erhöhung der Literleistung und einer günstigen Leistungsmasse. Außerdem können sich bei spezieller Auslegung noch Vorteile im Wirkungsgrad und bei den Abgasemissionen ergeben. Dem steht als Nachteil eine komplexe Bauweise, sowie ein eventuell schlechteres Drehmoment- und Beschleunigungsverhalten im unteren Drehzahlbereich gegenüber.

### 3.1 Leistungssteigerung durch Aufladung

Bei Verbrennungsmotoren wird die maximale Leistung durch den erzielbaren Lufteinsatz  $m_L$  bzw. dem Luftmassenstrom  $\dot{m}_L = m_L \cdot i \cdot n$  bestimmt, wenn nicht mechanische oder thermische Überbelastung (konstruktive Aufgabe) und zusätzlich beim Dieselmotor unzulässig hohe Rußemissionen (Aufgabe der Abstimmung des Verbrennungsverfahrens) auftreten würden, die ihrerseits Leistungsgrenzen darstellen. Der Lufteinsatz und damit die maximale Leistung wird durch die Aufladung gesteigert.

### 3.2 Lufteinsatz und Leistung

"Der effektive spezifische Luftmassenstrom  $l_e = \dot{m}_L / P_e$  ist eine Kennzahl, mit deren Hilfe sich der für eine bestimmte Leistung erforderliche Luftmassenstrom abschätzen läßt. Es gilt:

$$l_e = b_e \cdot L_{st} \cdot \lambda = \frac{b_i}{\eta_m} \cdot L_{st} \cdot \lambda.$$

$L_{st}$  und  $\lambda$  variieren nur wenig und für Überschlagsrechnungen kann angenommen werden:

$$\begin{aligned} \underline{L_{st}} &= 14,5 \\ \lambda &= 1 \quad (\text{Ottomotor}) \\ \lambda &= 1,5 \quad (\text{Dieselmotoren Saugversion}) \\ \lambda &= 1,6 \quad (\text{Dieselmotoren aufgeladen})." \end{aligned}^2$$

---

<sup>2</sup>Univ.-Prof. Dr Pischinger, Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren

Zur Berechnung von  $l_e$  eignet sich die Gleichung

$$l_e = \frac{\underline{L}_s \cdot \lambda}{H_u \cdot \eta_i \cdot \eta_m}$$

ebenfalls gut, da sich  $\eta_i$  bei Vollast in engen Grenzen bewegt, wie Bild 3.1 zeigt.

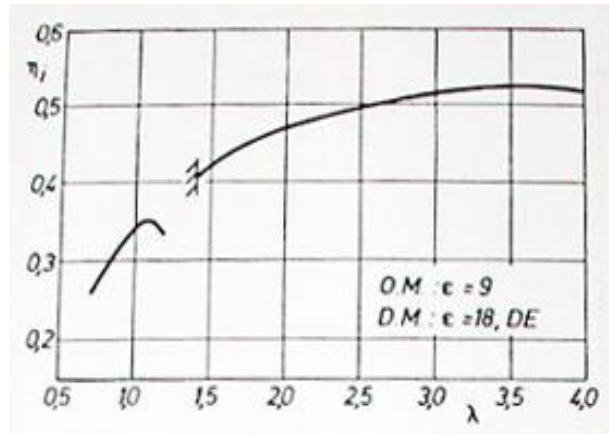


Bild 3.1 (1) Innerer Wirkungsgrad bei Otto- und Dieselmotoren

Anhaltswerte für den effektiven spezifischen Luftmassenstrom ergeben sich aus folgenden Beispielen:

#### Ottomotor

Annahmen:	$\lambda$	=	1	
	$\underline{L}_{st}$	=	14,5	
	$\eta_i$	=	0,34	(guter Wert)
	$\eta_m$	=	0,85	
	$H_u$	=	43000	kJ/kg
	$l_e$	=	4,2	kg/kWh

#### Dieselmotor

Annahmen:	$\lambda$	=	1,6	
	$\underline{L}_{st}$	=	14,5	
	$l_e$	=	5,0	kg/kWh
	$b_e$	=	217	g/kWh

Es zeigt sich:

$$l_{e\text{Otto}} < l_{e\text{Diesel}},$$

da  $\lambda$  (Gesamtluftverhältnis) für Diesel- und Ottomotoren unterschiedlich ist.

### 3.3 Mitteldruck und Zylinderfrischladung

Für eine zu erreichende Leistungssteigerung reicht zur Auslegung des Motors die Kenntnis des erforderlichen Luftmassenstromes nicht aus. Zusätzlich muß der Ladedruck oder Aufladungsgrad bekannt sein.

#### 1) Ladelufttemperatur

Die Ladelufttemperatur wirkt sich auch entscheidend auf die maximale Leistung aus.

- a) Durch hohe Ladelufttemperatur erhöht sich die Klopfneigung des Motors. Das bedeutet bei Ottomotoren geringeren Ladedruck und wenig Frühzündung.
- b) Der Einsatz von Ladeluftkühlern erhöht die maximale Leistung aus mehreren Gründen:
  - bei gleichem Ladedruck größere Zylinderfüllung aufgrund der höheren Luftdichte infolge der niedrigeren Lufttemperatur;
  - durch kältere Frischladung im Zylinder geringere Klopfneigung.

#### 2) Ladungsschleifen

Die schematische Darstellung zeigt, daß bei aufgeladenen Motoren die Ladungsschleife positiv wird.

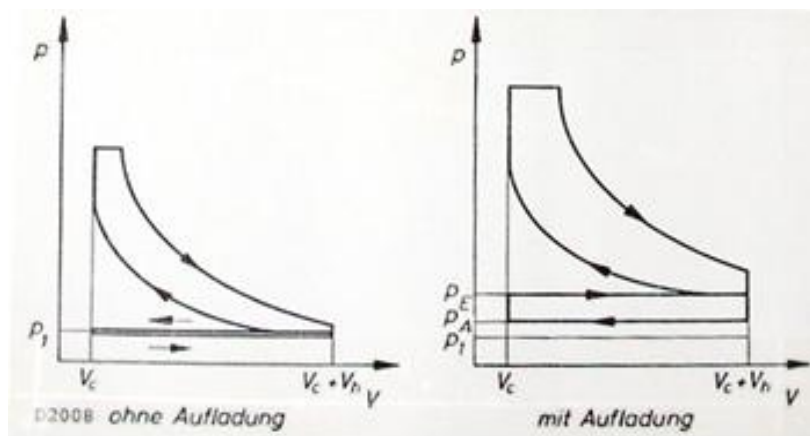


Bild 3.3 (1) Schematische Darstellung der p-V-Diagramme mit und ohne Aufladung

Dies bedeutet, daß beim Ladungswechsel der aufgeladenen Motoren Arbeit gewonnen wird.

### 3.4 Leistungsgrenzen

Eine Leistungssteigerung durch Aufladung der Motoren läßt sich nicht beliebig weit fortsetzen. Es gibt einige Kriterien, die eine weitere Erhöhung des Ladedrucks verbieten. Die Trennung dieser Kriterien bezüglich Motor und Abgasturbolader ist sinnvoll.

#### a) mechanische Beanspruchung

Durch Erhöhung des Ladedrucks kommt es zu einer Erhöhung des maximalen Drucks im Zylinder (Zünddruck). Überschlägig gilt  $p_E = p_Z$ .

Diese Grenze kann durch den Einsatz eines Ladeluftkühlers verschoben werden, da durch einen geringeren Druck die gleiche Luftmenge im Zylinder enthalten ist. Beim Dimensionieren von hochaufgeladenen Motoren ist das Dimensionierungsmaß der maximale Zünddruck.

#### b) thermische Beanspruchung

Durch die Aufladung steigt die thermische Beanspruchung stark an. Die Gründe hierfür sind:

1. Die Erhöhung der Gastemperatur ohne Ladeluftkühler. Daraus ergibt sich eine steigende Temperaturdifferenz zwischen Gas und Wand. "Da der Wärmestrom proportional dem Temperaturgefälle  $\Delta T_{\text{Wand}}$  ist und  $\Delta T_{\text{Wand}} = T_{\text{mwi}} - T_{\text{wa}}$  ebenfalls ansteigt, steigt auch der Wärmestrom."<sup>3</sup>

2. Die Wärmeübergangszahl  $\alpha_i$  nimmt mit steigendem Zylinderdruck zu. Das führt ebenfalls zu einer Erhöhung des Temperaturgefälles in der Wand und damit zur Erhöhung des abzuführenden Wärmestroms. Dieser Umstand erfordert, bei hochaufgeladenen Motoren einen Ladeluftkühler vorzusehen. Das Bild 3.4 zeigt die Aufteilung der gesamten Kühlwärme auf den Motorkühler und den Ladeluftkühler. Man erkennt, daß der Anteil der vom Motor abzuführenden Wärme mit steigendem mittleren Effektivdruck  $p_{\text{me}}$ , d.h. mit steigendem Ladedruck abnimmt. Die insgesamt abzuführende Wärme nimmt aber mit steigendem  $p_{\text{me}}$  zu.

---

<sup>3</sup>Univ.-Prof. Dr Pischinger, Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren

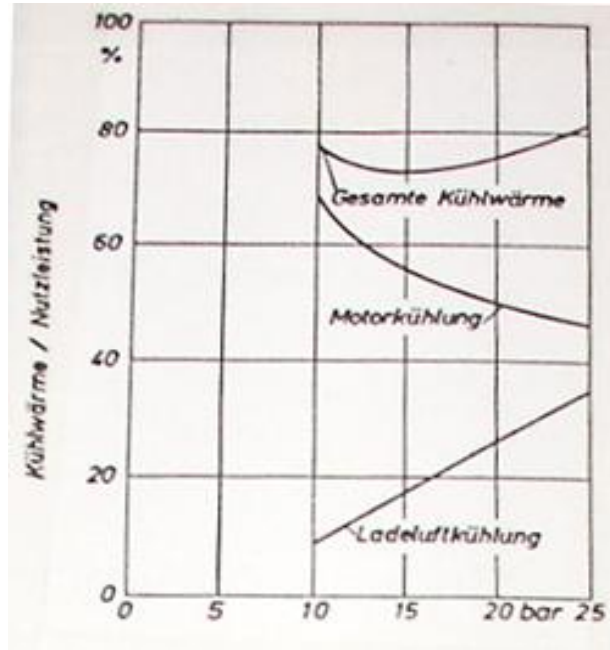


Bild 3.4 (1) Kühlbilanz bei Aufladung

c) Kraftstoffgrenze

Der Ladedruck bei Ottomotoren wird zudem durch die Kraftstoffqualität bestimmt. Bei minderer Kraftstoffqualität und höheren Ladedrücken ist die Klopfgefahr hoch. Das führt zu einer Begrenzung des Ladedrucks durch die Klopfgrenze.

#### 4.0 Arten der Aufladung

Es gibt verschiedene Arten zur Aufladung von Verbrennungsmotoren, so z.B. die mechanische Aufladung, wozu die folgenden Verfahren gehören:

1. G-Lader
2. Drehkolbengebläse (Roots-Gebläse)
3. Druckwellenlader (teilweise mechanische Aufladung - Comprex-Lader)

Zusätzlich gibt es noch die Abgasturboaufladung. Von den genannten Systemen hat sich bis heute aber im wesentlichen nur die letztere durchgesetzt. Sie gewinnt bei Dieselmotoren und in zunehmenden Maße auch bei Ottomotoren eine immer größere Bedeutung.

Prinzipiell werden die Aggregate

- Motor (M),
- Verdichter (V),
- Turbine (T) (oder äquivalenter Antrieb)

benötigt.

#### 4.1 G-Lader

Der G-Lader (Verdrängungslader) ist von Volkswagen entwickelt. Er verbessert die Liefercharakteristik und arbeitet nach dem Spiralprinzip. Der Lader besteht aus einem Gehäuse, dem Verdränger und der Antriebswelle mit Exzenter.

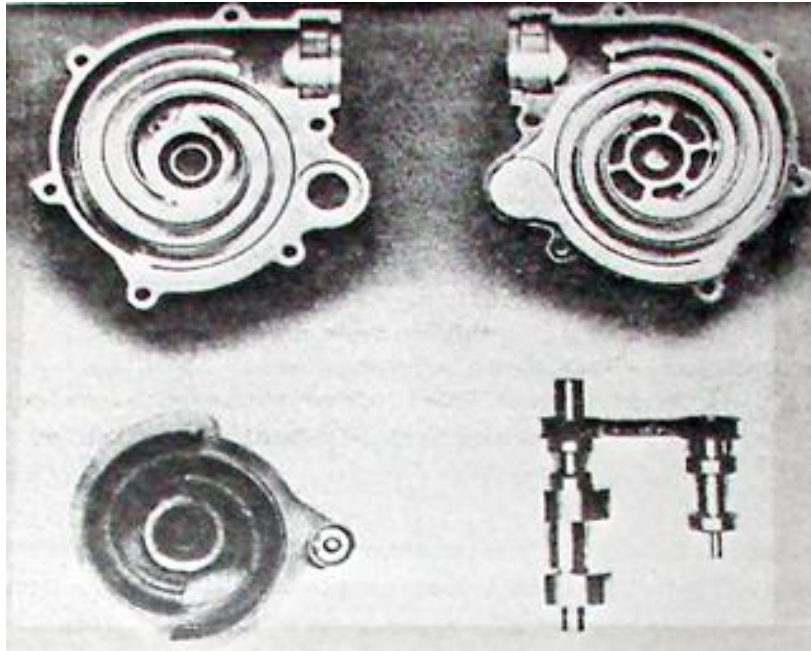


Bild 4.1a (1) Komponenten des G-Laders

Arbeitsweise des G-Laders: In der ersten Phase sind der innere und der äußere Arbeitsraum zur Umgebung hin geöffnet.

Durch die Drehung um  $90^\circ$  (Phase 2) haben sich beide Arbeitsräume vergrößert und mit Ansaugluft gefüllt. Dabei hat sich die äußere Kammer gegenüber der Außenluft verschlossen. Jetzt beginnt die dritte Phase. Der innere Arbeitsraum wird weiter vergrößert und das Volumen des äußeren Arbeitsraumes wird zur Nabe hin ausgeschoben.

Nach einer weiteren Drehung um  $90^\circ$  (Phase 4) wird die Luft in der inneren Kammer eingeschlossen und schließlich zur Nabe hin ausgeschoben.

Danach strömt die verdichtete Luft beider Arbeitsräume zum Ladeluftkühler oder direkt zum Ansaugrohr des Motors. Ein Vorteil dieses Arbeitssystems besteht darin, daß bei kleiner exzentrizität trotz hoher Drehzahlen nur kleine Relativgeschwindigkeiten zwischen Verdänger und Gehäuse auftreten. Dadurch können die Spaltverluste durch den Einsatz einfacher, ungeschmierter Dichtelemente reduziert werden.

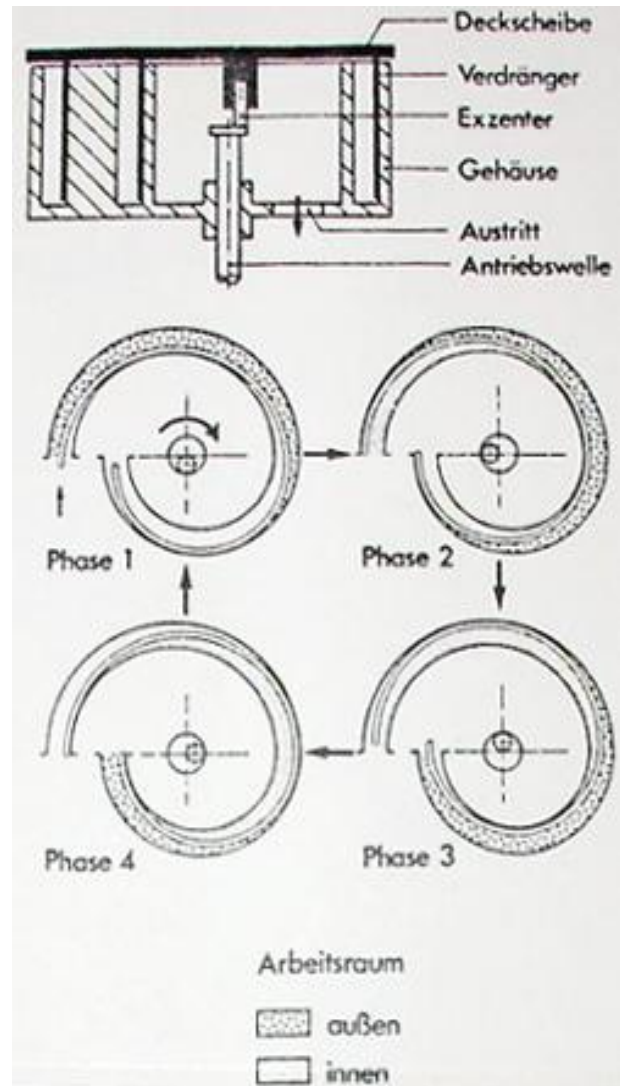


Bild 4.1b (1) Funktionsprinzip des G-Laders

## 4.2 Druckwellenlader (Comprex-Aufladung)

Diese Art von Aufladung wurde das erste Mal 1985 von Opel in einem Serien-PKW (Senator 2,3 Comprex) eingebaut. Man geht dabei von einem völlig anderen Prinzip aus.

Die Wirkungsweise der Comprex-Aufladung beruht auf folgendem Prinzip: Druckwellen werden an einem offenen Rohrende negativ, an einem geschlossenen Rohrende positiv reflektiert. Bild 4.2a zeigt schematisch eine Comprex Maschine.

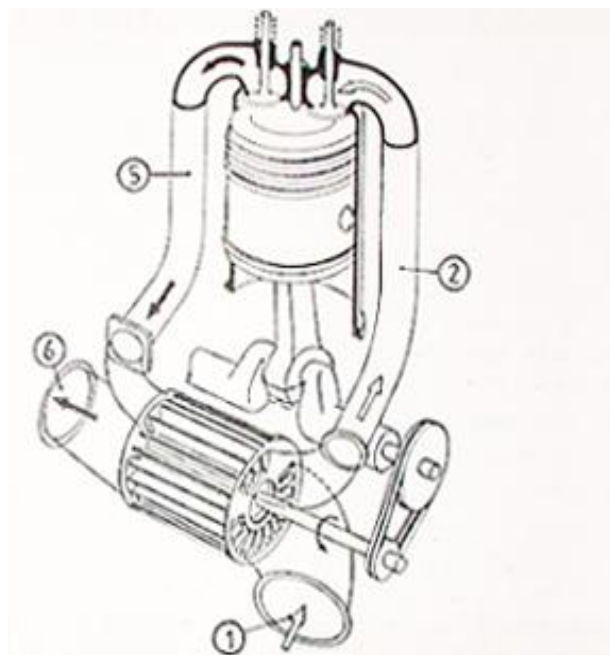


Bild 4.2a (10) Comprex-Aufladung

Zur Erklärung der Arbeitsweise zeigt Bild 4.2b die Abwicklung des Zellenrades der Comprex Maschine. (Betrachtung des Bildes in Drehrichtung des Zellenrades)

In dem Bild sind die Abgase schwarz, die Ladeluft gepunktet gezeichnet. Die Abgase bewegen sich mit konstantem Druck zu dem Zellenrad. Dadurch läuft nun eine Druckwelle mit Schallgeschwindigkeit durch das mit Luft gefüllte Zellenrad und verdichtet jene. Dabei kommt es durch Reflexion an der Wand noch zu einer weiteren Druckerhöhung. Das Zellenrad hat sich in dieser Zeit weiter gedreht, so daß die verdichtete Luft durch den Hochdruckkanal mit dem Zustand 2 dem Motor zugeführt werden kann.

Bevor die Abgase das Zellenrad ganz durchströmt haben, hat sich dieses so weit gedreht, daß der Kanal wieder geschlossen wird, und eine Unterdruckwelle entsteht. In dem Bereich zwischen Hochdruck- und Niederdruckteil kommt dadurch das Gas in der Zelle zur Ruhe.

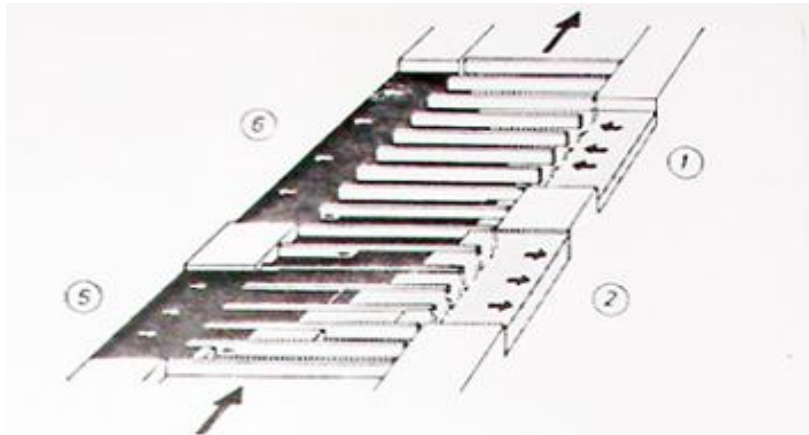


Bild 4.2b (1) Arbeitsprinzip der Comprex Maschine

Sobald auf der linken Seite die Zelle Verbindung mit dem Niederdruckabgaskanal (Zustand 6) hat, strömt eine weitere Unterdruckwelle in den Abgaskanal, wodurch die Abgase aus dem Zellenrad gespült werden. In diesem Augenblick erreicht die Niederdruckwelle das Zellenende, in dem die Zellen mit dem Niederdruckkanal (Zustand 1) verbunden werden. Dadurch wird das Ansaugen des Frischgemisches erreicht.

Die Comprex-Aufladung hat folgende Vorteile: Ein besseres Verhalten bei instationärer Betriebsweise (geringere Verzögerung) und ein für den Fahrzeugbetrieb sehr günstigen Drehmomentverlauf. Es läßt sich zudem, im Vergleich zu anderen Aufladungssystemen, eine in weiten Bereichen relativ einfache Abgasrückführung realisieren.

Die Nachteile dieses Aufladungssystems sind:

1. Ein mechanischer Antrieb für das Zellenrad, der jedoch nur ca. 0,5 % der Motorleistung benötigt.
2. Beim Kaltstart muß die Comprex Maschine umgangen werden, da sonst die Abgase in das Ansaugsystem gelangen, und der Motor dadurch nicht anspringt.

3. Die Comprex Maschine ist sehr empfindlich auf Änderungen der Stömungswiderstände im Ansaug- und auch im Abgassystem (z.B. verstopfter Luftfilter, Anordnung eines Rußfilters).
4. Die Comprex Maschine arbeitet nur im Auslegungspunkt optimal. Der günstige Drehzahlbereich kann jedoch durch Taschen im Gehäuse deutlich verbreitert werden.
5. Das Bauvolumen, das Gewicht und der Preis sind zur Zeit noch höher als beim Abgasturbolader.

### 4.3 Drehkolbengebläse (Roots-Gebläse)

Drehkolbengebläse (Roots-Gebläse) werden häufig als mechanische Lader verwendet. In einem Drehkolbengebläse wirken zwei Drehkolben wie Zahnräder zusammen. Diese befördern die Frischladungsmasse von der Saugseite im Gebläse auf die Druckseite. Dort wird sie in eine schon vorhandene, verdichtete Luftmasse gedrückt. Die Höhe des Ladedrucks ist begrenzt, da sich die Temperatur im Gebläse mit steigendem Ladedruck erhöht. Dies führt zu einer Ausdehnung der Drehkolben, wodurch diese sich verklemmen können.

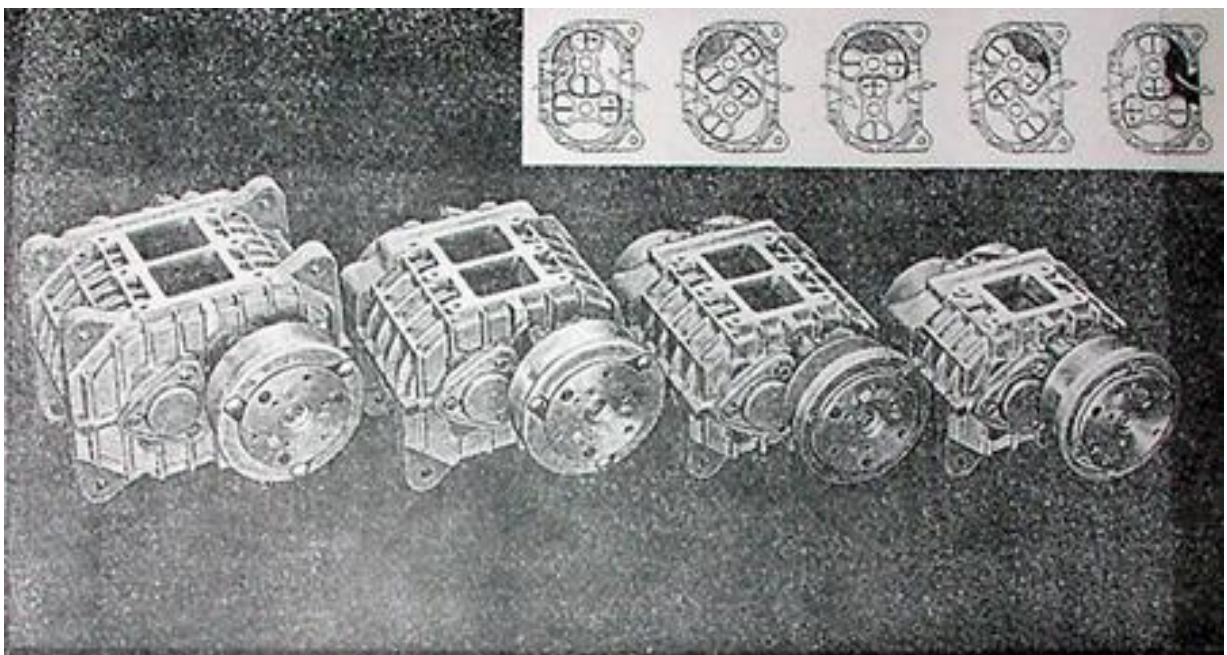


Bild 4.3a (1) Drehkolbengebläse

#### Nachteile des Roots-Gebläses

1. Großer Bauaufwand durch externen Antrieb und Baugröße des Roots-Gebläses.
2. Da bei der mechanischen Aufladung jeder Motordrehzahl eine bestimmte Ladedrehzahl zugeordnet ist, ergeben sich die Betriebspunkte im Kennfeld (Bild 4.3b) als Schnittpunkte der Drehzahlkurven. Man erkennt, daß mit abnehmender Drehzahl der Ladedruck stark abfällt. Dadurch sinkt der mittlere effektive Druck ebenfalls stark ab. Der Motor erhält eine ungünstige Drehmomentcharakteristik.

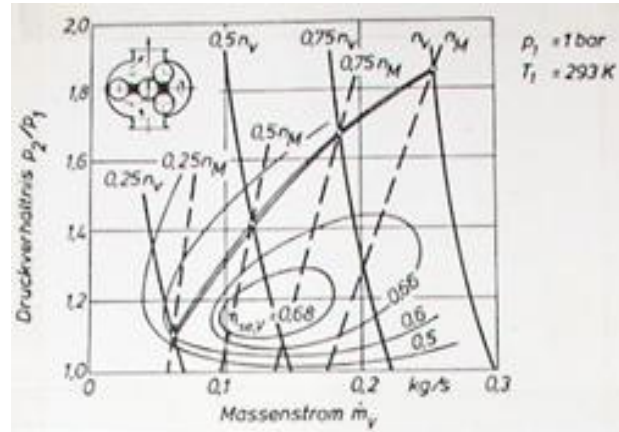


Bild 4.3b (1) Betriebskennlinien eines mechanisch aufgeladenen 4-Takt-Dieselmotors mit Rootsverdichter

3. Roots-Gebläse reagieren sehr empfindlich auf Schmutz. Durch geringe Änderungen am Verdichter kann der Ladedruck sehr stark beeinflusst werden, was ebenfalls zu einem ungünstigen Betriebsverhalten führt. Um dem entgegen zu wirken, werden vom Verdichter hohe Ladedrücke auch bei kleinen Durchsätzen, d.h. möglichst steile Drehzahlkurven, gefordert.

#### 4.4 Abgasturbolader

So einfach der mechanische Aufbau eines Abgasturboladers, der aus wenigen Hauptteilen besteht, erscheint, so schwierig erweist sich die Beherrschung dieser Strömungsmaschine, die mit dem Motor nicht mehr mechanisch verbunden ist, sondern deren Kopplung zu diesem rein thermisch verläuft. Man unterscheidet zwischen zwei Aufladungsarten, je nach Nutzung der Abgasenergie in der Turbine:

- Stau-Aufladung (Druckenergie / Abgassammelbehälter vor der Abgasturbine);
- Stoß-Aufladung (zusätzliche Ausnutzung der kinetischen Energie der Abgase, enge Leitungen zur Abgasturbine, Prinzip Fächerkrümmer) .

In PKW's wird hauptsächlich die Stau-Aufladung angewendet.

##### Aufbau

Der Verdichter ist in Radialbauweise ausgeführt und verdichtet in der Regel nur Luft. Um hohe Druckverhältnisse erreichen zu können, kommt meist eine Zentripetalturbine zur Anwendung. Axialturbinen werden nur in großen Aggregaten verwendet. Abgasturbolader haben eine sehr hohe Läuferdrehzahl (über  $200000 \text{ min}^{-1}$  bei PKW-Motoren). Die Turbinenwelle ist auf axialen Schwimmlagern gelagert, die sich in relativer Bewegung befinden, wodurch sich die hohe Turbinendrehzahl gegenüber dem Gehäuse aufteilt. Das Lagergehäuse, die Turbine und das Turbinengehäuse sind wegen der hohen Temperaturen aus hochwertigem Grauguß gefertigt, Kompressorgehäuse und Kompressorrad hingegen sind aus hochfestem Leichtmetall.

Bild 4.4a auf der nächsten Seite zeigt im Schnitt den Aufbau eines RHB 5 Abgasturboladers.

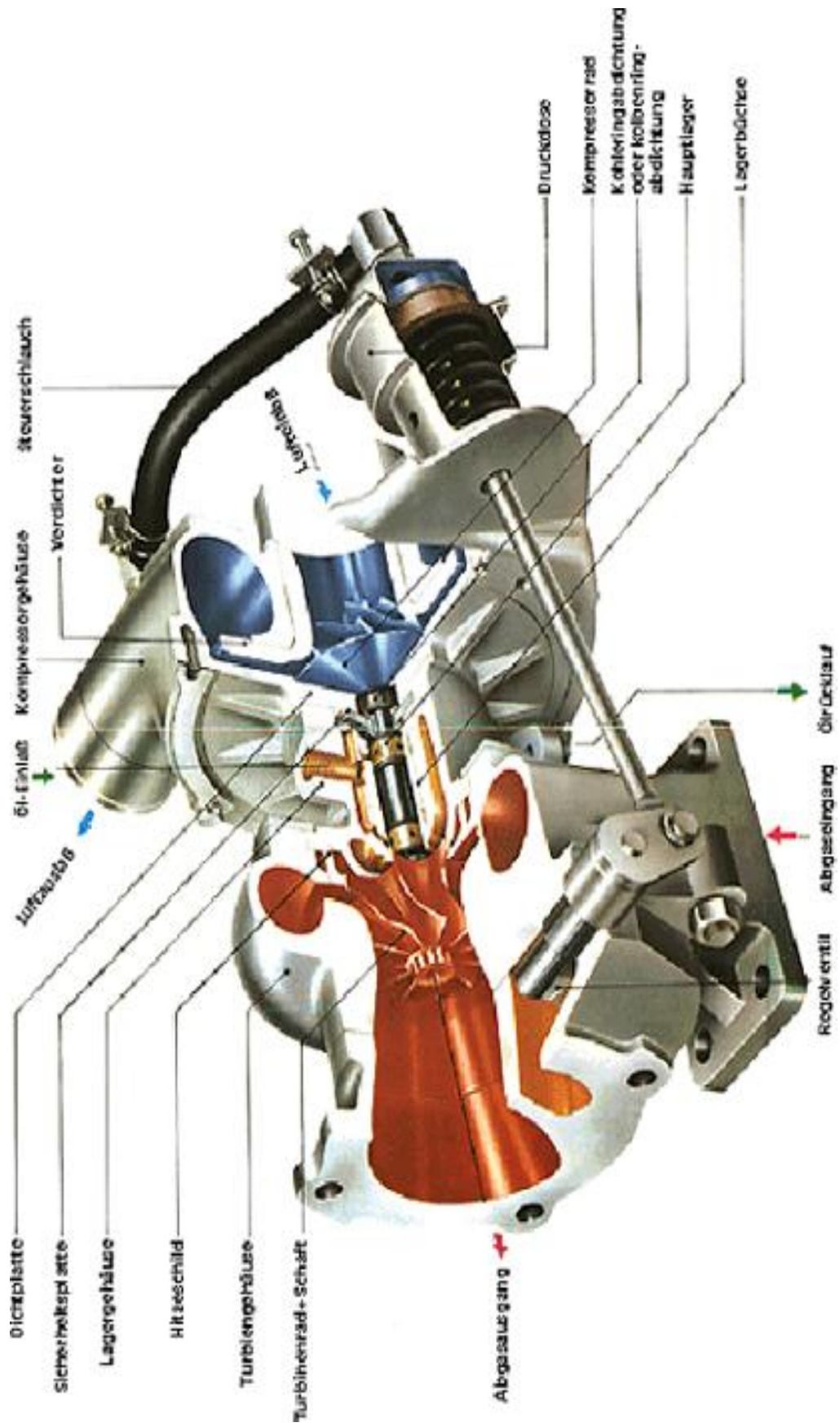


Bild 4.4a Aufbau eines Abgasturboladers

### Ladedruckregelung

In modernen PKW's und LKW's erfolgt die Ladedruckregelung durch ein vom Ladedruck gesteuertes Abgasabblasventil. Durch dieses Regelventil strömen die heißen Abgase ohne Ausnutzung ihrer Arbeitsenergie an der Turbine vorbei in den Auspuff.

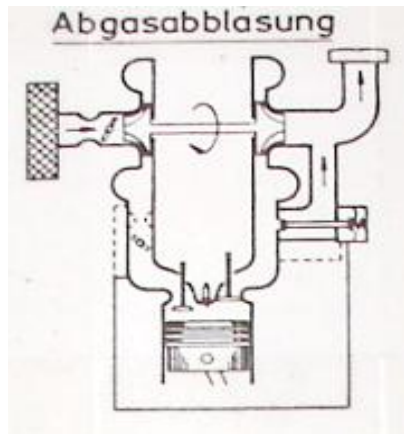


Bild 4.4b (1) Ladedruckregelung

Dieses Verfahren hat sich allgemein bewährt. Die Probleme mit heißen Abgasen am Regelventil sind heute konstruktiv beherrschbar.

### Drosselklappenanordnung bei Ottomotoren

Die Drosselklappe bei Ottomotoren kann grundsätzlich vor oder hinter dem Verdichter angeordnet werden. Die Motorschlucklinien für die verschiedenen Drosselklappenanordnungen sind in Bild 4.4c dargestellt.

"Durch Auftragen des mit  $T_1 / P_1$  erwarteten Massenstromes können die Kennfelder für verschiedene Anfangszustände verwendet werden."<sup>4</sup>

Heute ist es üblich, die Drosselklappe zwischen Verdichter und Motor anzuordnen. Beim plötzlichen Schließen der Drosselklappe kann die Pumpgrenze überschritten werden, da das Laufzeug erst nach einiger Zeit in seiner Drehzahl abgesunken ist. Dieses Problem ist durch ein Bypass-Ventil für die Ladeluftseite (Abblasventil) gelöst worden.

---

<sup>4</sup>Univ.Prof. Dr Pischinger, Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren

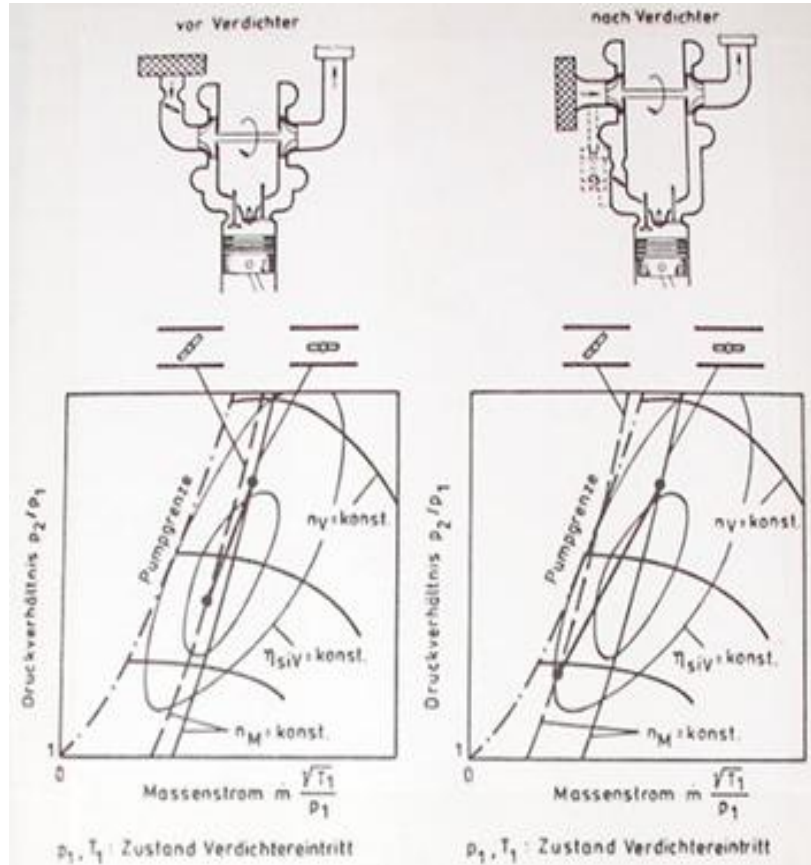


Bild 4.4c (1) Motorschlucklinien bei Drosselklappenanordnung vor und hinter dem Verdichter

### Nutzung der Abgasenergie

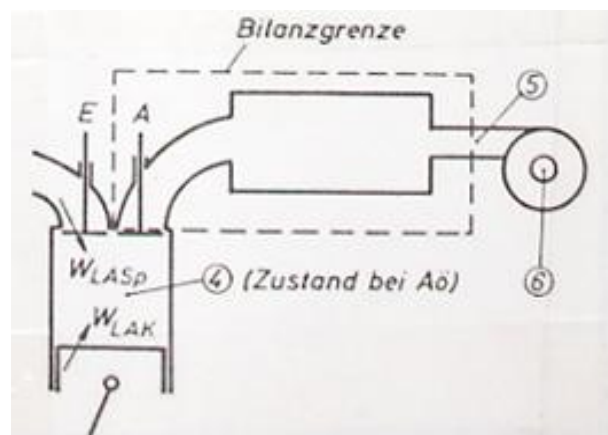


Bild 4.4d (1) Modellsystem zur Beschreibung der Energiebilanz für das Abgassystem bei Stau-Aufladung

"Hinter dem Auslaßventil ist ein großer Sammelbehälter für das Abgas vorgesehen, aus dem das Abgas stationär der Turbine des Abgasturboladers zuströmt (Zustand 5). Im folgenden wird die Energiebilanz für ein Arbeitsspiel (von Aö bis Aö) aufgestellt.

Die aus dem Sammelbehälter abfließende Enthalpie ist:

$$m_A h_5 + \frac{c_5^2}{2} m_A = H_{5,tot} \quad (4.4 - 1)$$

Da die Bilanz für ein Arbeitsspiel gilt, ist  $m_A$  die Abgasmasse im Zylinder, die instationär zufließt und stationär abfließt. Von der Motorseite her gelangen folgende Energien über die Bilanzgrenze:

$$U_4 + W_{L,A,K} + W_{L,A,Sp} + Q_{45}$$

Es wird angenommen, daß die Restgase vollständig ausgespült werden ( $U_4$ ). Wärmeverluste sollen nicht auftreten (gute Wärmeisolation ist in der Praxis üblich), d.h.  $Q_{45} = 0$ .  $W_{L,A,K}$  ist die Ladungswechselarbeit des Kolbens,  $W_{L,A,Sp}$  die Arbeit des nachströmenden Spülgases.

Führt man folgende Beziehungen ein:

$$\begin{aligned} U_4 &= H_4 - p_4 V_4 \\ W_{LA} &= W_{L,A,K} + W_{L,A,Sp} \end{aligned}$$

dann ergibt sich

$$H_{5,tot} = H_4 - p_4 V_4 + W_{LA} \quad (4.4 - 2)$$

Für die Turbinenarbeit  $W_T$  läßt sich mit Gleichung (4.4 - 2) schreiben:

$$W_T = H_{5,tot} - H_{6,tot} = H_4 - H_{6,tot} - p_4 V_4 + W_{LA} \quad (4.4 - 3)$$

In Bild 4.4e sind diese Beziehungen im H-s-Diagramm dargestellt.

Bei verlustlosem Prozeß im Abgassystem und in der Turbine ( $s = \text{konst.}$ ) ergibt sich für die Turbinenarbeit:

$$W_{Tmax} = H_4 - H_6 - (p_4 V_4 - W_{LA}) \quad (4.4 - 4)$$

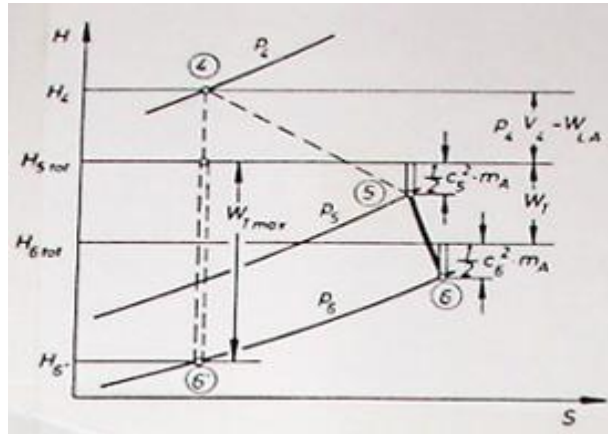


Bild 4.4e (1) Nutzbare Abgasenergie

Der Zustandsverlauf von 4 (Auslaß öffnet) nach 5 (vor Turbine) ist von entscheidender Bedeutung für  $W_{Tmax}$ . Je höher der Druck vor der Turbine gewählt wird, um so verlustloser kann die Abgasenergie genutzt werden. Nachteilig dabei ist, daß die Ausschiebearbeit des Kolbens  $W_{LA}$  größer wird.

Erweitert man Gleichung (4.4 - 4) mit  $V_4 p_6$ , dann erhält man

$$W_{Tmax} = H_4 - H_6 - (p_4 - p_6) V_4 + W_{LA} - p_6 V_4 \quad (4.4 - 5)$$

$\downarrow$   $\downarrow$   
 Arbeitsfähigkeit der Abga- Ausschiebearbeit  
 se unabh. vom Ladungs- des Kolbens gegen  
 wechsel Druck  $p_6$  <sup>5</sup>

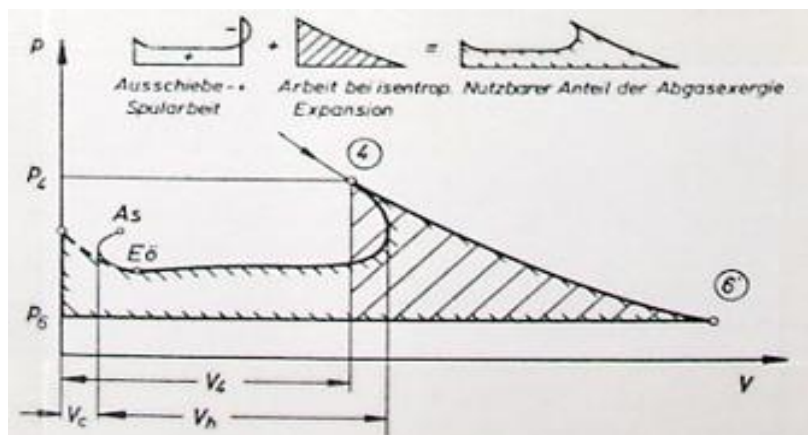


Bild 4.4f (1) Arbeitsanteile von Gleichung (4.4 - 5) im p-V-Diagramm

<sup>5</sup>Univ. Prof. Dr. Pischinger, Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren

Auf dem Gebiet der Turboaufladung besteht das Entwicklungsziel darin, die maximale Turbinenarbeit besser zu nutzen, um dadurch Arbeit für den Ladungswechsel zu verringern.

Zwei Möglichkeiten führen zu diesem Ziel:

- in der Turbine die Verluste zu verringern,
- die Strömungsverluste im Auslaßventil und im Abgassystem zu verringern.

Um letzteres zu erreichen werden die Auslaßkanäle als Diffusor-Kanäle ausgebildet. Eine andere Möglichkeit ist, statt der Stau-Aufladung (die Verwirbelung der Abgase im Sammelbehälter ist vorlastbehaftet) die Stoß-Aufladung zu verwenden.

#### Freilaufbedingung (Staubetrieb)

Eine ausgeglichene Leistungsbilanz zwischen Turbine und Verdichter ist die wichtigste Bedingung für die Auslegung Motor und Abgasturbolader.

$$P_T = P_V \quad (4.4 - 6)$$

Diese Gleichung ist die 'Freilaufbedingung', sie wird auch die erste Hauptgleichung der Abgasturboaufladung genannt, wegen der großen Bedeutung, die sie für die Auslegung eines Abgasturboladers hat.

Für die Verdichterleistung gilt die Gleichung:

$$P_V = m_V \cdot w_{sV} \cdot \frac{1}{\eta_{siV}} \cdot \frac{1}{\eta_{mV}} \quad (4.4 - 7)$$

$m_V$	=	Massenstrom durch den Verdichter
$w_{sV}$	=	spezifische, isentrope Verdichterarbeit
$\eta_{siV}$	=	innerer, isentroper Wirkungsgrad des Verdichters
$\eta_{mV}$	=	mechanischer Wirkungsgrad des Verdichters
		häufig setzt man: $\eta_{siV} \cdot \eta_{mV} = \eta_{seV}$
$\eta_{seV}$	=	effektiver, isentroper Wirkungsgrad des Verdichters

Aufgrund der Annahme gleicher Strömungsgeschwindigkeit vor und hinter dem Verdichter, d.h.  $c_1 = c_2$ , und einem konstanten Isentropenexponenten  $\kappa_V$  errechnet sich die spezifische, isentrope Verdichterarbeit zu:

$$w_{sV} = \Delta h_{sV} = c_{pV} \cdot T_1 \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_V - 1}{\kappa_V}} - 1 \right] \quad (4.4 - 8)$$

Die Turbinenleistung errechnet sich aus:

$$P_T = \dot{m}_A \cdot w_{sT} \cdot \eta_{siT} \cdot \eta_{mT} \quad (4.4 - 9)$$

- $\eta_{siT}$  = innerer, isentroper Turbinenwirkungsgrad  
 $\eta_{mT}$  = mechanischer Turbinenwirkungsgrad  
 $\dot{m}_A$  = Massenstrom des Abgases

Unter der Bedingung, daß die Geschwindigkeit vor und hinter der Turbine gleich, und der isentrope Exponent  $\kappa_A$  konstant ist, kann man die spezifische isentrope Turbinenarbeit  $w_{sT}$  bestimmen:

$$w_{sT} = \Delta h_{sT} = c_{pA} \cdot T_5 \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_6}{p_5} \right)^{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A}} \right] \quad (4.4 - 10)$$

Die Gleichungen (4.4 - 7) und (4.4 - 8) ergeben dann:

$$\dot{m}_A \cdot w_{sT} \cdot \eta_{siT} \cdot \eta_{mT} = \dot{m}_V \cdot w_{sV} \cdot \frac{1}{\eta_{siV} \cdot \eta_{mV}} \quad (4.4 - 11)$$

oder umgeformt

$$\frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_V} \cdot \eta_{siT} \cdot \eta_{siV} \cdot \eta_{mT} \cdot \eta_{mV} = \frac{w_{sV}}{w_{sT}} \quad (4.4 - 12)$$

Die Trennung des Turbinen- und Verdichteranteils ist nicht sinnvoll. Aus diesem Grund wird das Produkt des mechanischen Wirkungsgrades von Turbine und Verdichter zu einem mechanischen Wirkungsgrad des Abgasturboladers zusammengefaßt:

$$\eta_{mT} \cdot \eta_{mV} = \eta_{mATL} \quad (4.4 - 13)$$

Aus den Gleichungen (4.4 - 8), (4.4 - 10) und (4.4 - 13) folgt:

$$\left( \frac{\dot{m}_A}{\dot{m}_V} \cdot \eta_{siT} \cdot \eta_{siV} \cdot \eta_{mATL} \right) \cdot \frac{T_5}{T_1} = \frac{c_{pV} \left( \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_V - 1}{\kappa_V}} - 1 \right)}{c_{pA} \left( 1 - \left( \frac{p_6}{p_5} \right)^{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A}} \right)} \quad (4.4 - 14)$$



$$\eta_{ges}^*$$

$$\eta_{ges}^* = \text{bezogener Gesamtwirkungsgrad}$$

Es läßt sich aus der Freilaufbedingung die entsprechende Gleichung (4.4 - 14) implizit und der Zusammenhang zwischen den Druckverhältnissen an der Turbine und dem Verdichter herleiten.

$$\frac{p_2}{p_1} = f \left( \frac{p_5}{p_6}; \eta_{ges}^* \frac{T_5}{T_1} \right)$$

Den Zusammenhang zeigt Bild 4.4g. "Das Ladedruckverhältnis  $p_2/p_1$  ist hier als Funktion des Turbinendruckverhältnisses  $p_5/p_6$  dargestellt. Parameter ist der Ausdruck  $\eta_{ges}^* T_5/T_1$ .

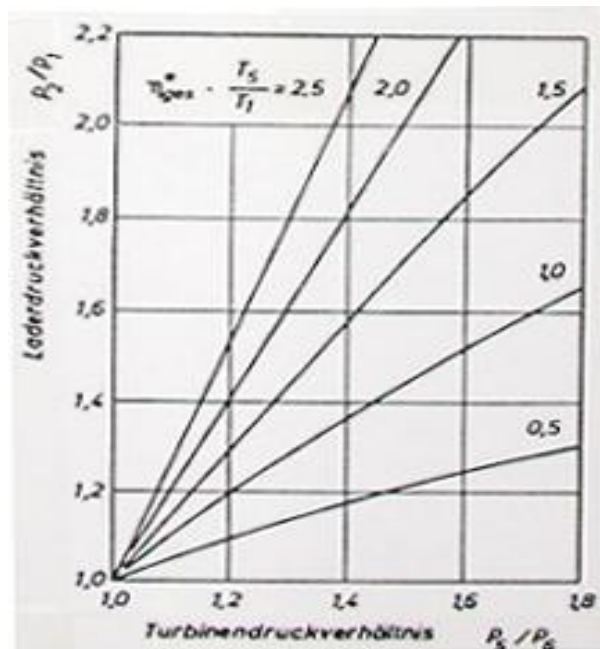


Bild 4.4g (1) Leistungsbilanz am Abgasturbolader

Man erkennt, daß mit steigendem Gesamtwirkungsgrad der Ladedruck bei gegebenem Abgaszustand ansteigt. Bild 4.4g zeigt weiterhin, daß zur Erzielung eines positiven Druckgefälles, d.h.  $p_E > p_A$  bzw.  $p_2 > p_5$ , das Produkt aus dem Verhältnis von  $T_5/T_1$  größer als 1 - 1,2 (Buchi - Punkt) sein muß.<sup>6</sup> Bei Ottomotoren treten im Teillastbereich Rückströme auf, d.h. eine Umkehrung  $p_A > p_E$ .

### Turbinenschluckverhalten

Das Durchströmen (Schluckverhalten) der Turbine ist ungefähr mit dem einer Drossel zu vergleichen. "Empirisch läßt sich der isentrope Ersatzquerschnitt der Turbine  $A_{sT}$  ermitteln, und zwar mit folgender Definitionsgleichung:

$$\dot{m}_A = A_{sT} \rho_s c_s \quad (4.4 - 15)$$

mit

$$c_s = \sqrt{\frac{2 \kappa_A}{\kappa_A - 1} R_A T_5 \left(1 - \left(\frac{p_6}{p_5}\right)^{\frac{\kappa_A - 1}{\kappa_A}}\right)} \quad (4.4 - 16)$$

und

$$\rho = \frac{p_5}{R_A T_5} \left(\frac{p_6}{p_5}\right)^{1/\kappa_A} \quad (4.4 - 17)$$

Mit den Gleichungen (4.4 - 16) und (4.4 - 17) erhält man aus Gleichung (4.4 - 15) die sogenannte 2. Hauptgleichung der Abgasturboaufladung

$$\dot{m}_A \frac{T_5}{p_5} = A_{sT} f\left(\frac{p_5}{p_6}\right) \quad (4.4 - 18)$$

$A_{sT}$  ist näherungsweise konstant und nur vom geometrischen Turbinenquerschnitt  $A$  abhängig, so daß bei einer Darstellung der Turbinenschlucklinien als Parameter oft dieser Wert  $A$  gewählt wird (vgl. Bild 4.4h).<sup>7</sup>

---

<sup>6</sup>Univ. Prof. Dr. Pischinger, Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren

<sup>7</sup>Univ. Prof. Dr. Pischinger, Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren

### Auslegung des Turbinenquerschnitts

Für die Turbinenauslegung sind die Zusammenhänge zwischen dem Kennfeld des Verdichters, die Freilaufbedingung und die Turbinenschlucklinie wichtig. Es wird nur Luft verdichtet, so daß sich der Abgasmassenstrom  $\dot{m}_A$  aus dem Verdichtermassenstrom  $\dot{m}_V$  und dem Brennstoffmassenstrom  $\dot{m}_B$  zusammensetzt.

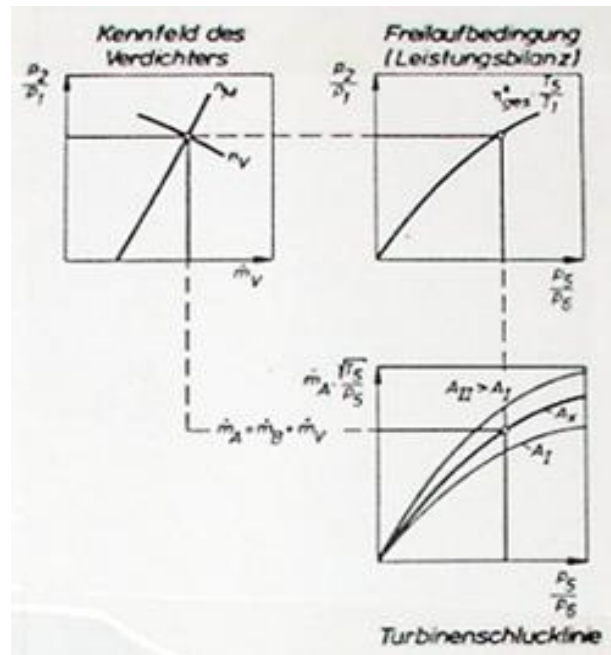


Bild 4.4h (1) Auslegung des Turbinenquerschnitts

Überschlägig läßt sich für eine vorgegebene Aufgabenstellung des Turbinenquerschnitts  $A_x$  ermitteln (für genaue Betrachtungen sind Rechenprogramme erforderlich).

Angegeben sind zum Beispiel:

- Motor (Motorschlucklinie für Auslegedrehzahl)
- Verdichter (Kennfeld)
- Schlucklinien verschiedener zur Auswahl stehender Turbinen
- Ladedruck (aus geforderter Leistungssteigerung)
- Verbrennungsluftverhältnis (unterhalb der Rußgrenze)
- Brennverfahren und damit  $T_5 = f(\lambda)$
- bezogener Gesamtwirkungsgrad  $\eta_{ges}^*$

Die Motorschlucklinie wird in das Verdichterkennfeld eingezeichnet für eine bestimmte Auslegedrehzahl. Der Betriebspunkt des Verdichters für das geforderte Ladedruckverhältnis wird bestimmt (Schnittpunkt von der Motorschlucklinie und der Geraden  $p_2/p_1 = \text{konst.}$ ). Hiermit ist der Massenstrom  $\dot{m}_v$  durch den Verdichter bekannt.

Durch die angegebenen Werte für den bezogenen Gesamtwirkungsgrad  $\eta^*_{ges}$  und die Abgastemperatur  $T_5$  kann dann für das gewünschte Ladedruckverhältnis  $p_2/p_1$  aus dem Diagramm für die Leistungsbilanz an Turboladern (Freilaufbedingung) das Turbinendruckverhältnis  $p_5/p_6$  ermittelt werden.

Anhand der Schlucklinien verschiedener Turbinen kann diejenige Turbine gewählt werden, die die Anforderungen am besten erfüllt. Je nach Turbinenquerschnitt ändert sich das Ladedruckverhältnis: Kleiner Turbinenquerschnitt - höheres Ladedruckverhältnis, und umgekehrt.

#### Leistungsgrenze des Abgasturboladers

##### a) Abgastemperatur

Durch zu hohe Abgastemperaturen ist die Werkstoffbelastung des Abgasgehäuses und der Turbine zu groß. Es entstehen Risse und Verspannungen im Werkstoff. Dadurch kann es zu einem Defekt des Laders kommen.

##### b) Pumpgrenze des Verdichters

Der Verdichter ist je nach Größe nur in der Lage, eine bestimmte Luftmenge zu befördern. Durch Überschreitung dieser Förderleistung des Verdichters entstehen an den Verdichterschaufeln zu hohe Temperaturen, was zum Fließen des Verdichtermaterials, und damit zur Zerstörung des Verdichters führt.

##### c) Turbinendrehzahl

Die Turbinendrehzahl lässt sich nicht beliebig erhöhen, weil sich die Massenunwuchten bei zunehmenden Drehzahlen immer stärker auswirken, und es zum Bruch zwischen Turbinenrad und Turbinenschaft kommt.

## d) Aufladedruckverhältnis

Eine weitere wichtige Grenze der Abgasturboaufladung ist, daß sich mit heutigen Verdichtern ungefähr nur Aufladedruckverhältnisse von  $p_2/p_1 \approx 3,5 \dots 4$  verwirklichen lassen.

"Wenn man höhere Druckverhältnisse erreichen will, muß man eine mehrstufige Aufladung durchführen. Das stellt einen sehr hohen Aufwand dar und ist zur Zeit noch nicht durchgeführt worden."<sup>8</sup>

		aufgeladen		freisaugend
		$\Delta p_L$ [bar]	$p_{me\ max}$ [bar]	$p_{me\ max}$ [bar]
Diesel-Motoren	NFZ	bis 2,0	9 – 18	7 – 9
	PKW	0,5 – 0,9	9,5 – 11	7,5 – 8,5
Otto-Motoren	PKW	0,4 – 0,85	11,5 – 17,5	9,5 – 12
	Rennmotoren (Formel 1)	1,8 – 2,5	31,9 – 45	

Tabelle 4.4 (1) Mitteldrücke und Ladedrücke heutiger aufgeladener Fahrzeugmotoren

---

<sup>8</sup>Univ. Prof. Dr. Pischinger, Vorlesungsumdruck Verbrennungsmotoren

### Schlußwort

Von allen Aufladungssystemen hat der Abgasturbo sich als erfolgreichste Aufladung durchgesetzt. Dieser wird in erster Linie beim Aufladen von Dieselmotoren, zunehmend aber auch bei Ottomotoren eingesetzt. Die hohen Abgastemperaturen waren lange das Hauptproblem der Turbolader in Verbindung mit Ottomotoren. Dieses Problem ließ sich durch wassergekühlte Turbomittelteile lösen. Ein weiteres Problem war die exakte Kraftstoffbemessung aufgrund der unterschiedlichen Zylinderfüllung. Dies ist durch die elektronische Steuerung sämtlicher Motordaten gelöst worden.

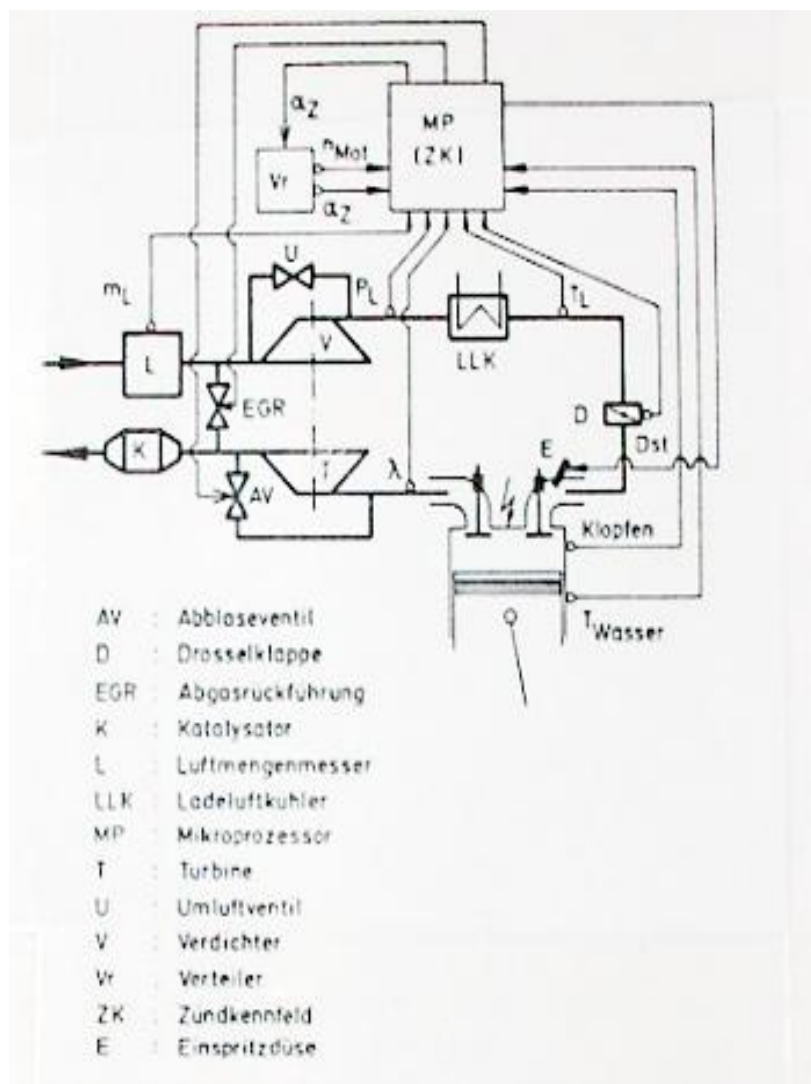


Bild 4.4i (1) Ottomotor mit Abgasturboaufladung

## **5.0 Konstruktive Maßnahmen für das Nachrüsten von Turboanlagen**

Am Beispiel eines Opel Kadett GSI 16V (eigenes Fahrzeug) wurden folgende Veränderungen ausgeführt:

- Verdichtungsänderung
- Kolbenspiel
- Turboauswahl
- Positionsfestlegung des Turbos
- Ölzulauf
- Ölrücklauf
- Ansaugänderung
- Ladeluftkühlung
- Auspuffänderung
- Elektronische Anpassung

## 5.1 Technische Daten

	<b>Serienzustand</b>	<b>Turbo-Aufgeladen</b>
Motorbauart / Zylinderzahl	Reihenmotor / 4 Zyl.	Reihenmotor / 4 Zyl.
Hubraum	1998 cm <sup>3</sup>	1998 cm <sup>3</sup>
Max. Drehmoment	196 Nm (4800 1/min)	340 Nm (3800 1/min)
Leistung [kW/PS]	110/150 (6000 1/min)	176,5/240 (5600 1/min)
Bohrung x Hub [mm]	86,0 x 86,0	86,0 x 86,0
Verdichtung	10,5 : 1	8 : 1
Max. Ladedruck	-	0,65 bar
Beschleunigung [s]		
0 - 100 km/h	8	6
0 - 120 km/h	11	9
0 - 140 km/h	15,2	11
0 - 160 km/h	21,5	15
0 - 180 km/h	-	18
0 - 200 km/h	-	22
Höchstgeschwindigkeit	217 km/h	245 km/h
Testverbrauch [l/100 km]		
- minimal	8	9
- maximal	12	14,5
Reifengröße	185/65 R 14 V	205/50 R 15 V
Leergewicht	1010 kg	1010 kg
Leistungsgewicht [kg/kW]	9	5,7
[kg/PS]	6,7	4,2

## 5.2 Verdichtungsverhältnis



Bild 5.2 (15) Ausgefräste Kolben

Das Verdichtungsverhältnis wird überwiegend durch die Bearbeitung des Kolbenbodens oder zusätzlich durch eine dickere Kopfdichtung geändert. Die Art der Änderung hängt davon ab, wie das Ansprechverhalten und die Nennleistung ausgelegt werden sollen. Hohe Verdichtungsverhältnisse von 8,5 bis 10 haben ein gutes Ansprechverhalten (kein 'Turboloch'), aber eine geringere Nennleistung. Motoren, bei denen die Verdichtung auf 6,5 bis 8,5 reduziert wird, sprechen schlechter an, haben aber eine höhere Nennleistung, da sie mit höheren Ladedrücken gefahren werden können (bis zu 2,5 bar).

### 5.3 Kolbenspiel



Bild 5.3 (15) Vergrößerung des Kolbenspiels

Das Kolbenspiel ist ebenfalls zu ändern. Da durch die bessere Füllung der Zylinder sich auch der mittlere Druck erhöht, steigt die Leistung. Das stellt aber eine höhere thermische Belastung sämtliche Bauteile dar. Durch diese dehnen sich die Kolben stärker aus, was ein Klemmen zur Folge haben könnte. Darum ist das Kolbenspiel um ca.  $2/100$  bis  $3/100$  (bei einer Leistungssteigerung von 50 - 80 %) zu vergrößern. Bei Rennmotoren kann das Kolbenspiel bis zu  $1/10$  betragen.

## 5.4 Turbolader-Auswahl



Bild 5.4 (15) Verschiedene Turbolader-Größen

Die Wahl des Turbos ergibt sich aus der Hubraumgröße und dem Drehzahlbereich, in dem der Motor seine maximale Leistung haben soll. Hier spielen Erfahrungswerte eine große Rolle. Durch moderne Bypass-Turbolader läßt sich der nutzbare Drehzahlbereich erweitern, wenn ein relativ kleines Abgasgehäuse gewählt wird und man dadurch bei niedrigen Drehzahlen ein gutes Ansprechen des Laders erzielt, was auch bedeutet, daß der gewünschte Ladedruck schon bei niedrigen Drehzahlen erreicht wird. Bei höheren Drehzahlen des Motors hat der Bypass die Aufgabe, den heißen Abgasmassenstrom mengenmäßig so zu teilen, daß die nicht benötigte Abgasmenge an der Turbine vorbei direkt in den Auspuff geleitet wird. Das ist notwendig, damit der Ladedruck nicht über den angestrebten Druck steigt und der Lader überdreht (Pumpgrenze), was eine Beschädigung dessen zur Folge hätte.

## 5.5 Positionsfestlegung des Turbos



Bild 5.5a (15) Turbolader mit Krümmer

Der Turbo sollte möglichst nahe am Motor liegen, da durch kurze Gaswege sich ein gutes Ansprechverhalten des Laders ergibt. Es muß außerdem darauf geachtet werden, daß sich in der Nähe des Turbos keine Brennbaren Leitungen oder Verkleidungen befinden.



Bild 5.5b (15) Position des eingebauten Turboladers mit Krümmer

## 5.6 Ölzulauf



Bild 5.6a (15) Anschluß der Ölzufuhrleitung vom Öldruckschalter zum Turbolader

Es ist sehr wichtig, daß der Ölzufluß nach dem Ölfilter und an eine Stelle angeschlossen wird, wo immer ein genügend großer Öldruck vorhanden ist, da geringste Mengen von Schmutz oder das Abreißen des Ölfilms die Schwimmlager des Turbos zerstört. Weiterhin sollte der Ölzufluß nicht an der Karosserie oder an einer anderen Stelle scheitern.

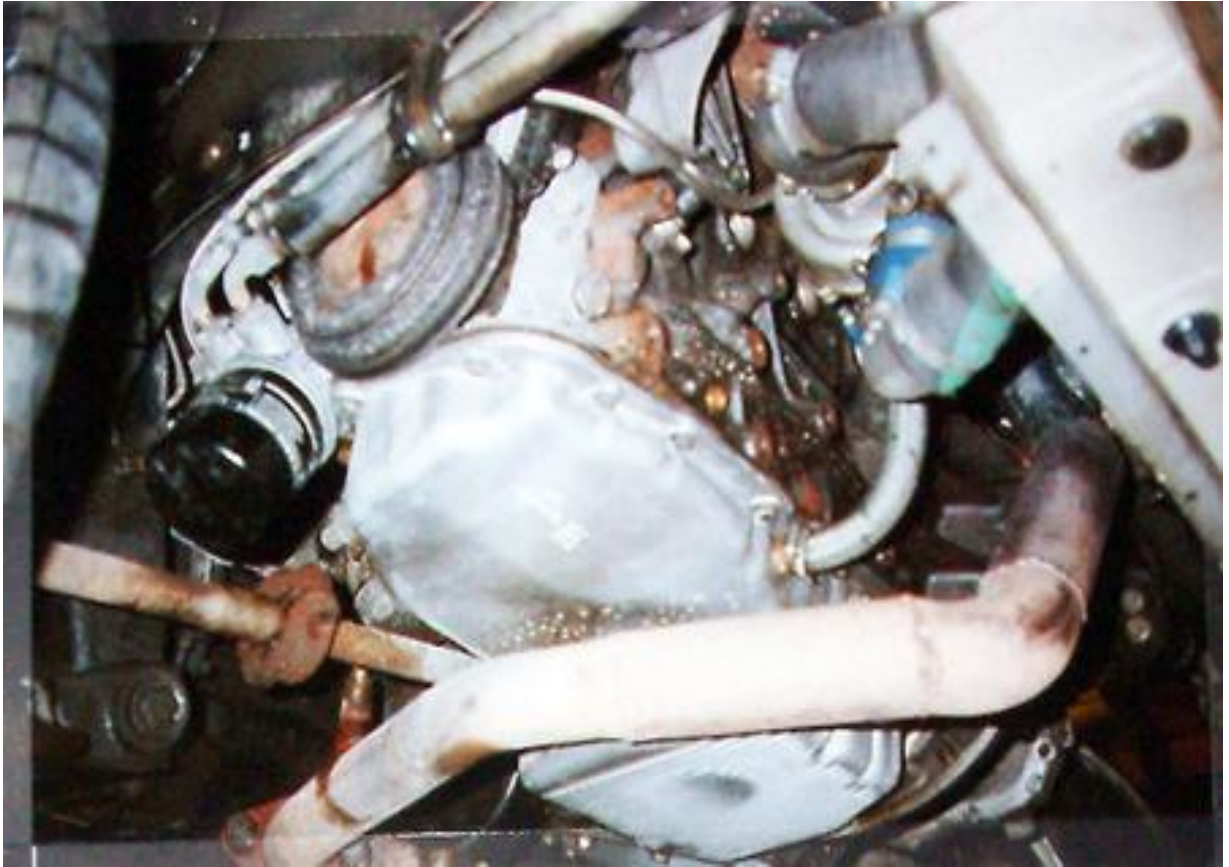


Bild 5.6b (15) Verlegung der Ölzulaufleitung

## 5.7 Ölrücklauf



Bild 5.7 (15) Ölrücklauf vom Turbolader

Der Ölrücklauf wird unten angeflanscht und der Ölschlauch mit Gefälle und ohne 'Sackbildung' zur Ölwanne verlegt. Es ist dafür zu sorgen, daß der Eintritt in die Ölwanne möglichst über dem Ölniveau erfolgt. Diese Maßnahmen verhindern einen Ölrückstau im Turbo und den Verbrauch von Öl durch Ölverbrennung im Turbo, wenn der Motor abgestellt wird.

## 5.8 Ansaugänderung



Bild 5.8a Luftfilterkastenänderung und Ansaugänderung

Der Luftfilter sollte zu der größeren Ansaugmenge passend sein. Außerdem wird der Kompressoreingang auf möglichst kurzem Wege mit dem Luftmassenmesser durch einen Paßschlauch verbunden.



Bild 5.8b Motorentlüftungsänderung

Weiterhin ist darauf zu achten, daß die Motorentlüftung in den Ansaug zwischen Luftmassenmesser und Kompressoreingang gelegt wird, um ein Aufblasen des Kurbelwellengehäuses zu vermeiden.

## 5.9 Ladeluftkühler

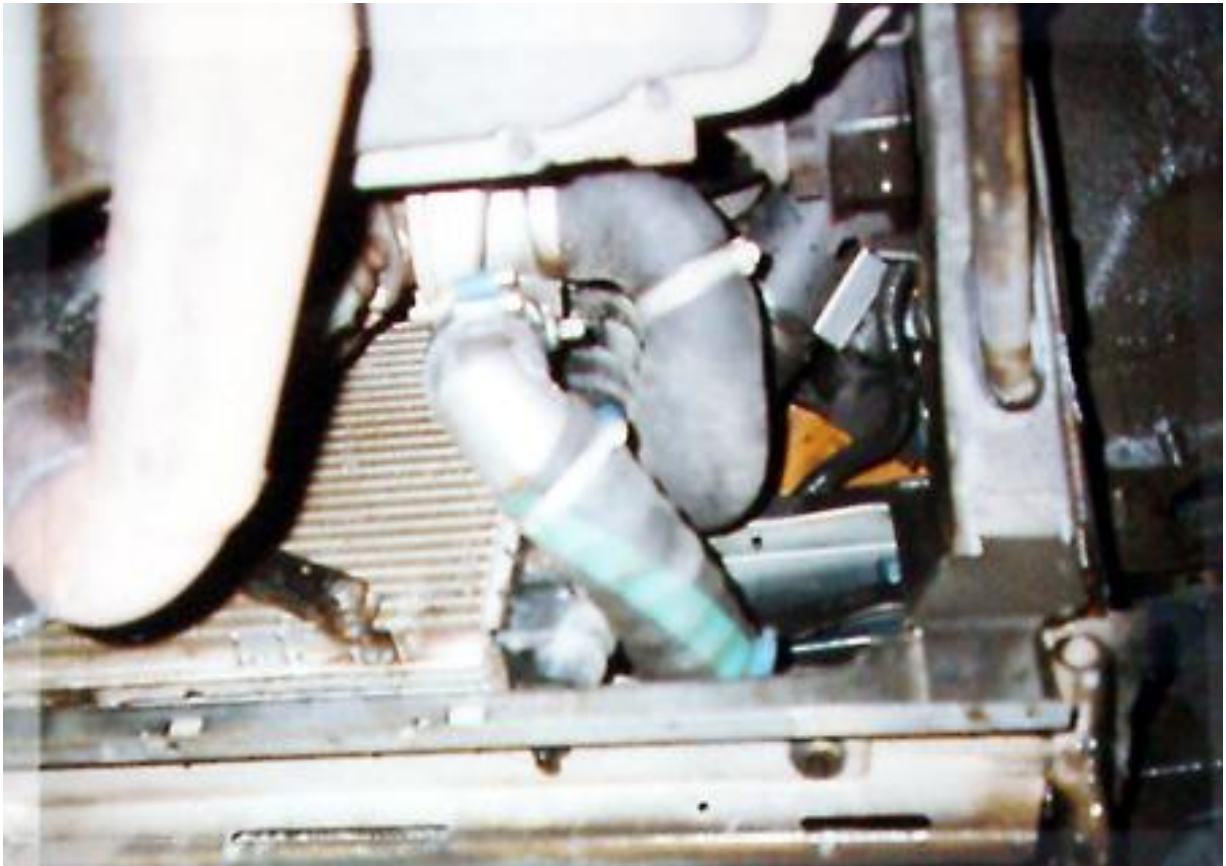


Bild 5.9a Kompressorgehäuseausgang zum Ladeluftkühler

Vom Kompressorausgang des Turbos führt ein Druckschlauch zum Ladeluftkühler. Dieser wird an einer günstigen Stelle montiert. Er sollte möglichst nicht vor dem Wasser- oder Ölkühler angebracht werden, da dadurch der Luftdurchsatz und die Kühlwirkung dieser Kühler verringert wird. Durch die Verdichtung der Ansaugluft ist eine Erwärmung dieser unvermeidlich. Der dazwischen geschaltete Ladeluftkühler kann die Temperatur der verdichteten Luft wieder in die Nähe der Außentemperatur bringen.

Vom Ladeluftkühlerausgang strömt die Luft über einen Druckschlauch weiter zum Drosselklappenteil (geschlossenes Drucksystem).

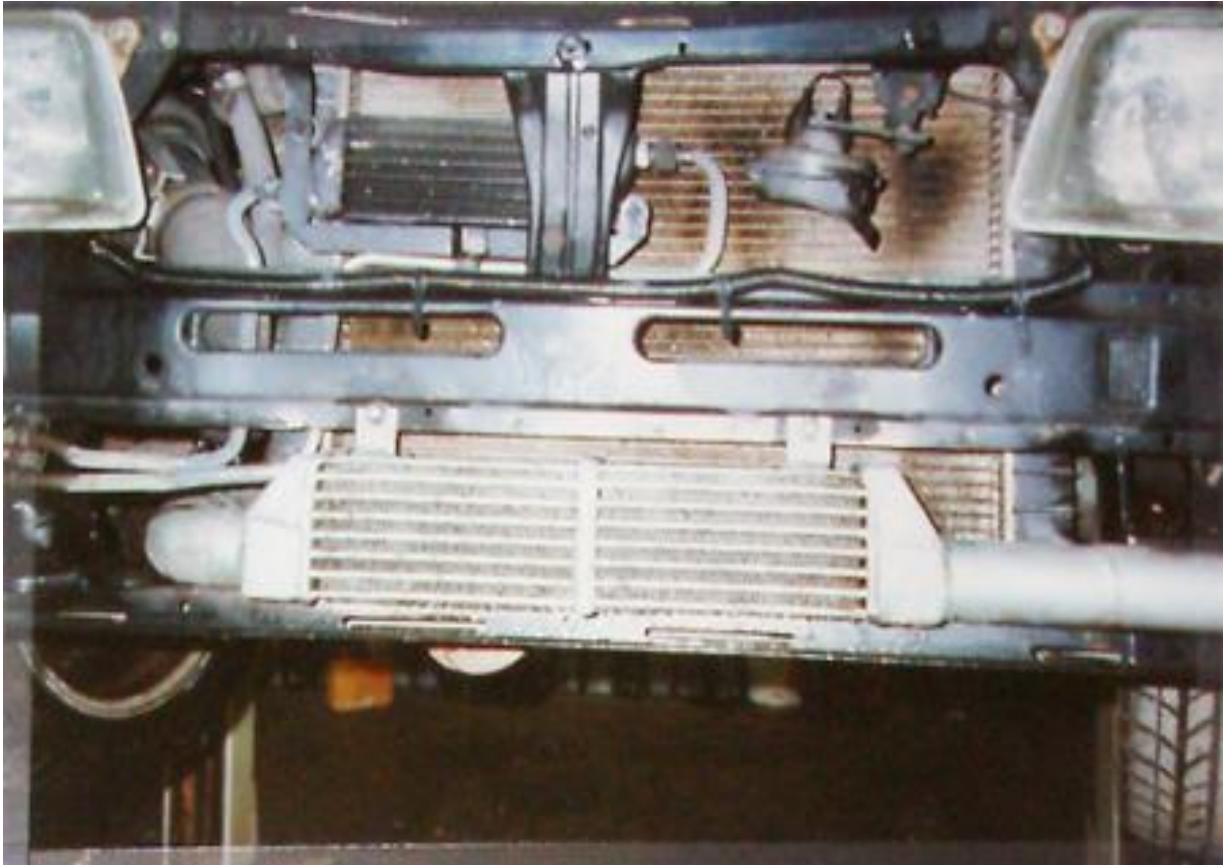


Bild 5.9b Ladeluftkühler

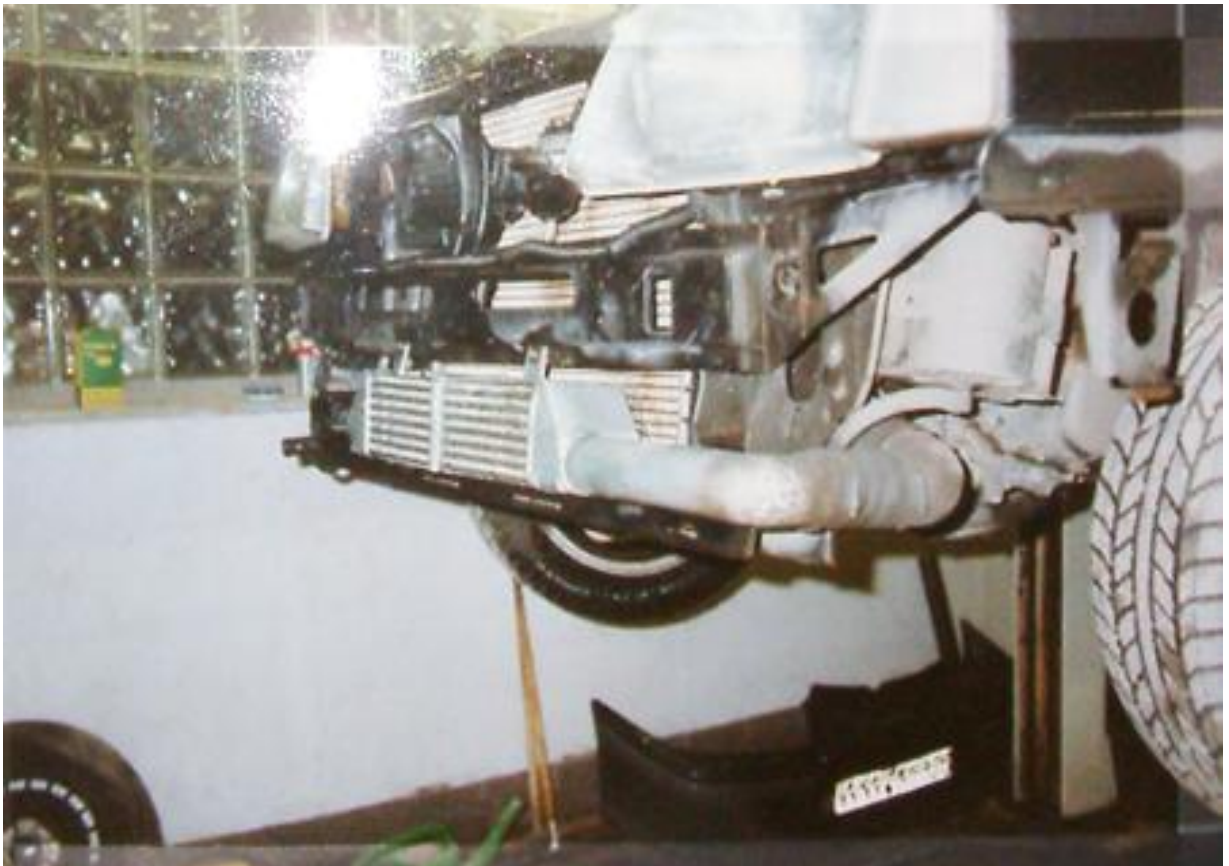


Bild 5.9c Ladeluftkühler mit seitlichem Ausgang des Druckschlauches

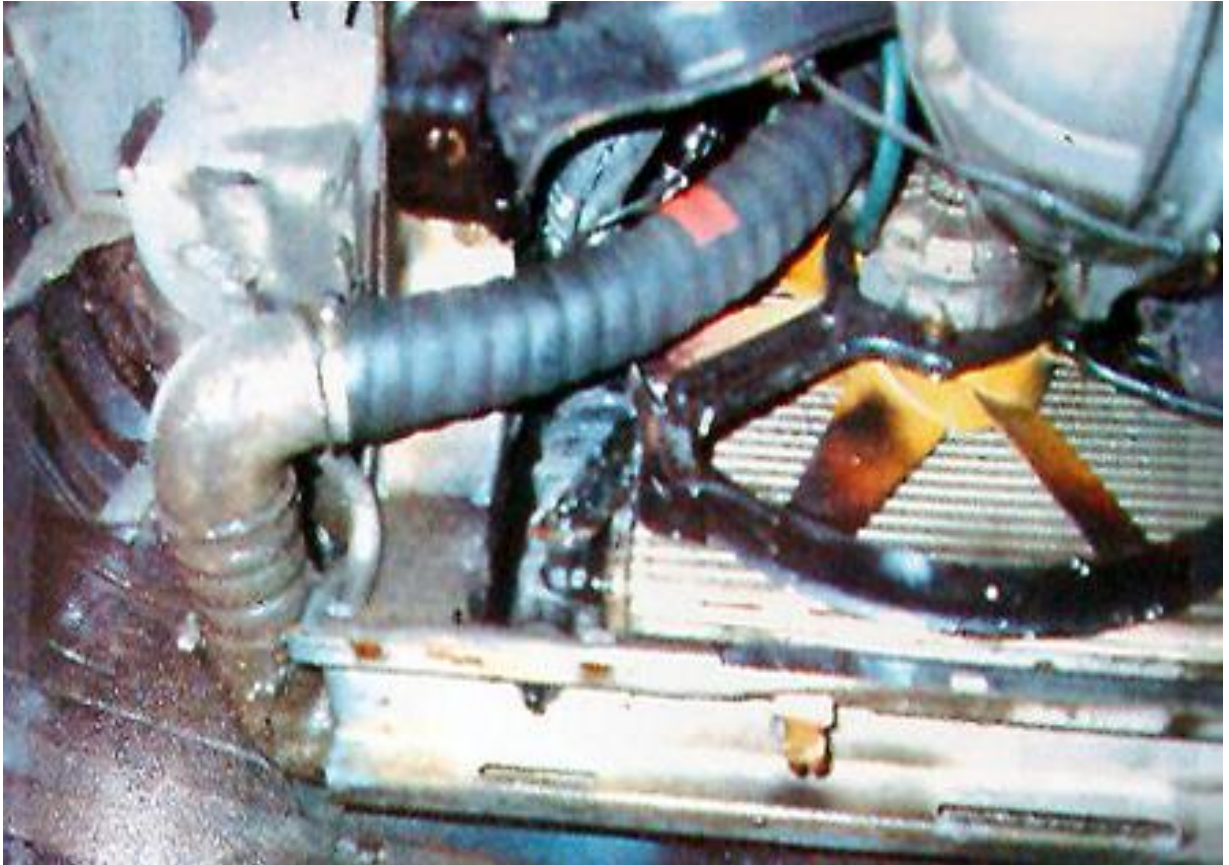


Bild 5.9d Weiterführung des Druckschlauches vom Ladeluftkühlerausgang zum Drosselklappenteil



Bild 5.9e Druckschlauch mit Anschluß zum Drosselklappenteil

## 5.10 Auspuffänderung



Bild 5.10a Geändertes Flammrohr mit Lambdasonde vom Turboladerausgang zum Katalysator

Hinter dem Turbolader sollte der Auspuff möglichst glatt und mit nicht zu engem Rohrquerschnitt verlaufen. Die Schalldämpfer sollten ohne Reflexionskammern mit freiem Durchgang möglichst nach dem Absorptionsprinzip sein (der Turbo selbst dämpft ca. 50 % der Auspuffgeräusche).

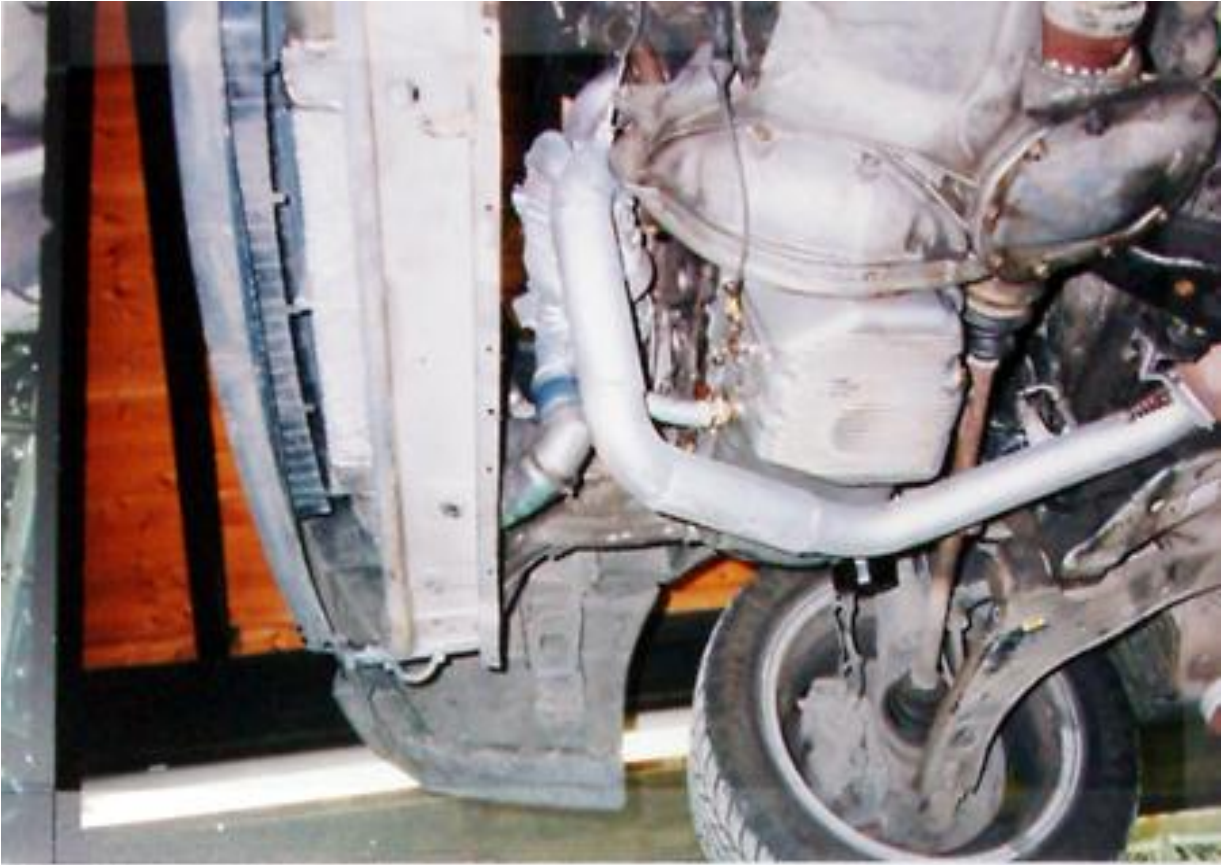


Bild 5.10b Eingebautes, geändertes Flammrohr

## 5.11 Elektronische Anpassung

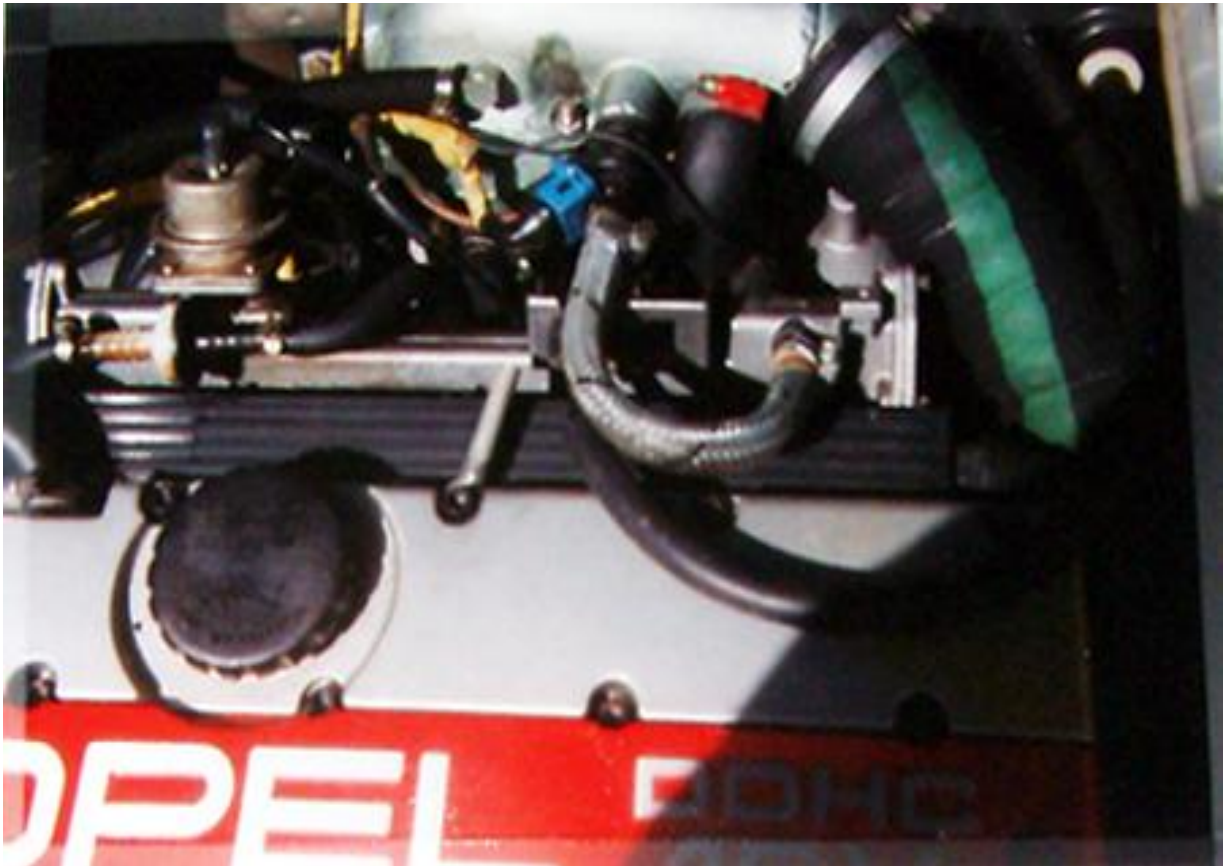


Bild 15.11a Drosselklappeneingangsteil mit zusätzlicher Kraftstoffeinspritzdüse

Vor der Drosselklappe wird eine zusätzliche Eingangsdüse eingebaut. Diese dient dazu, den erhöhten Kraftstoffbedarf zu decken. Die Regelung erfolgt über einen Zusatzcomputer, mit dem die Kraftstoffmenge über Drehzahl und Ladedruck geändert werden kann. Zur Erfassung des erhöhten Kraftstoffbedarfes kommt ein Sensor zur Messung des Saugrohrdrucks zum Einsatz. Der Drucksensor ist in das Steuergerät integriert.

Der Drehzahlimpuls bewirkt auch dann noch eine zusätzliche Anreicherung, wenn der Bereich des Ladedruckes erreicht oder bereits überschritten wurde. Die Ladedruckanreicherung stockt wenn der Bypass öffnet, weil dann der maximale Ladedruck erreicht ist und nicht weiter steigt. Dies kann schon bei 3000 - 4000 1/min erfolgt sein. Danach tritt die Drehzahlbezogene Anreicherung in Kraft.

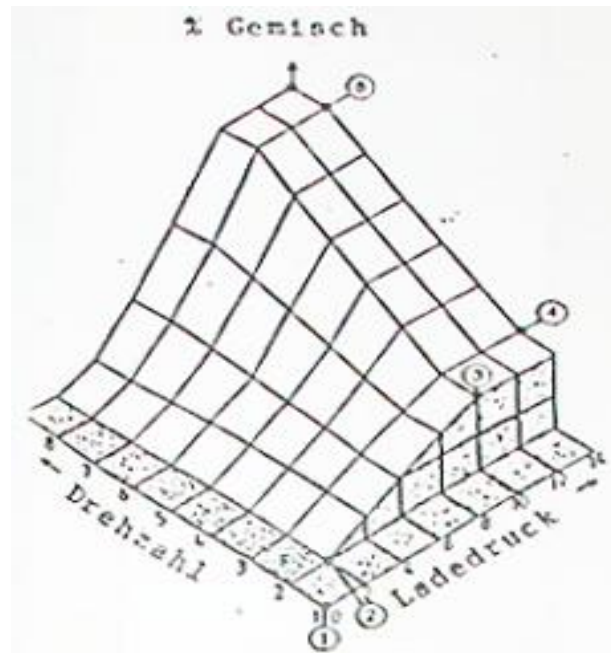
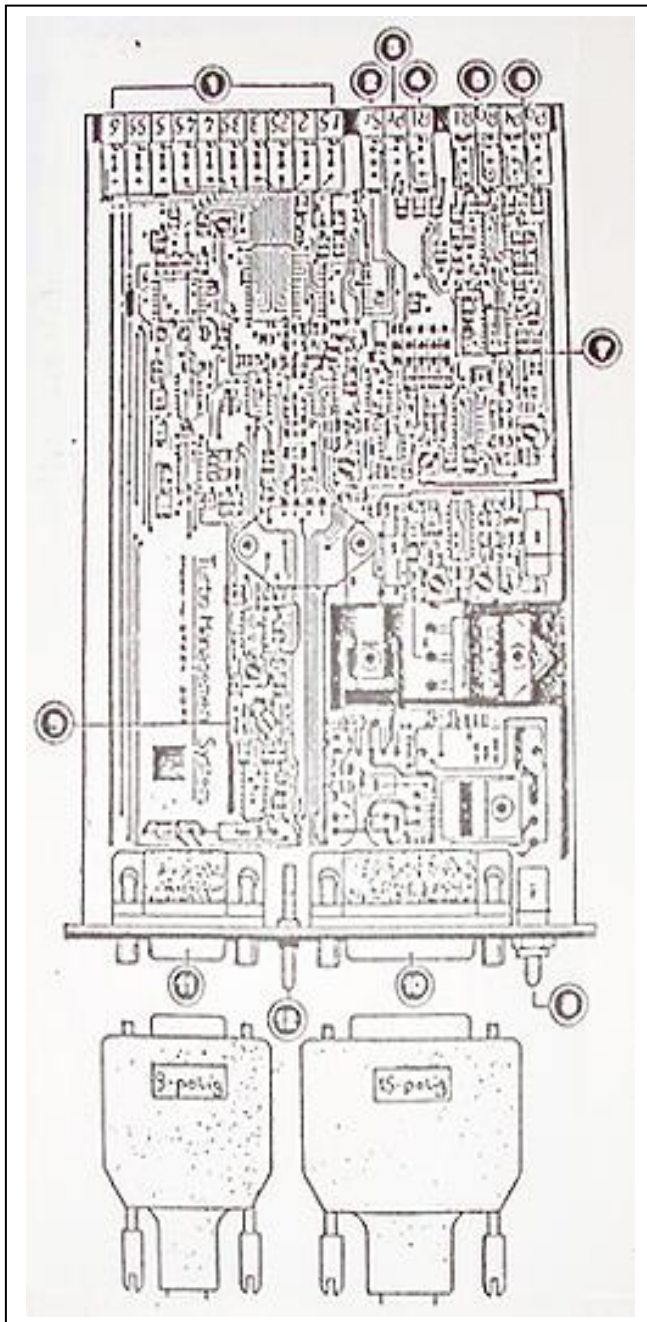


Bild 5.11b Grafisches Beispiel der zusätzlichen Kraftstoffanreicherung durch das Zusatzsteuergerät

Erklärung zu Bild 5.11b:

- 1 Der Motor startet mit ca. 1000 1/min ohne Ladedruck und ohne Anreicherung.
- 2 Bei 2000 1/min Erreichen der Druckschwelle (ca. 0,2 bar), die Anreicherung beginnt. Der Grad der Anreicherung ist nun von der Einstellung am Steuergerät abhängig.
- 3 Das Bypassventil hat geöffnet, der Druck bleibt konstant, somit auch der Grad der Anreicherung.
- 4 Bei 3000 1/min ist die Drehzahlchwelle erreicht. Die drehzahlbezogene Anreicherung tritt in Kraft. Der Grad der Anreicherung ist von einer weiteren Einstellung am Steuergerät abhängig und steigt alle 1000 1/min.
- 5 Bei 8000 1/min hat das Einspritzsystem seine maximale Fördermenge erreicht. Es erfolgt keine weitere Zusatzanreicherung mehr.



1. Drehzahlbezogene Potis für die Zündrückregelung
2. Statische Zündrückregelung bis  $6^\circ$
3. Ladedruckmaximumpoti
4. Drehzahlbegrenzerpoti
5. Drehzahlschwellenpoti Rt  
Anreicherungs- pot i Rg
6. Druckschwellenpoti Pt  
Anreicherungs- pot i Pg
7. Zylinderwahlstecker
8. Systemschalter ON/OFF
9. Spannungsanpassungspoti
10. Hauptkabelstrang
11. Anschluß für Programmier- und Justierboard

Bild 5.11c Steuergerät EP 224 mit Funktionserklärung

Diese Turbo-Managementsystem EP 224 ist zusätzlich noch in der Lage das Serienzündkennfeld des Motors zu ändern. Die Zündwinkel können durch drehen an den Drehpotis (1) verändert werden. Bevor die Zündwinkel in den entsprechenden Drehzahlbereichen verändert werden, müssen zwei wichtige Einstellungen vorgenommen werden.

1. Die Anzahl des Zylinders des Motors muß eingestellt werden.
2. Das Ladedruckmaximum muß eingestellt werden.

Das System kann unterscheiden zwischen:

- ladedruckabhängige Zündzeitpunktveränderung
- ladedruckunabhängige Zündzeitpunktveränderung
- drehzahlabhängige Zündkennfeldveränderung

Das Gerät verfügt über zehn Potis (1,5,6), durch deren Verstellung das Zündkennfeld in den einzelnen Drehzahlbereichen (1500 1/min - 6000 1/min) in 500 1/min - Schritten bis zu 20° Spät verstellt werden kann.

Durch diese System sind Turbomotoren bis an die Leistungsgrenze sehr gut abzustimmen, wobei man allerdings dazu sagen muß, daß dies theoretische und praktische Erfahrung verlangt und nicht ganz unproblematisch ist. Falsche Abstimmung kann schnell zu einem Motorschaden führen.

## 6.0 Literaturverzeichnis

- (1) Pischinger, F.  
Verbrennungsmotoren Vorlesungsumdruck, Bd. I, II  
13. Auflage 1992
- (2) Gerik, Bruhn, Danner, Endruschat, Gärbert, Gross, Komall  
Kraftfahrzeugtechnik  
2. Auflage 1991, Westermann
- (3) Tatsutomi, Y.; Yoshizu, K.; Komagamine, M.  
Der Dieselmotor mit Comprex-Aufladung für Mazda 626  
MTZ 51, 1990
- (4) Olaf von Fersen  
Ein Jahrhundert Automobiltechnik - Personenwagen
- (5) Walzer, P.  
Neue Komponenten für zukünftige Ottomotoren
- (6) Zinner, K.  
Aufladung von Verbrennungsmotoren  
3. Auflage 1985, Springer Verlag
- (7) Emmental, K.D.; Müller, C.; Schäfer, O.  
Verdrängerlader für Volkswagen-Motoren  
MTZ 46, 1985
- (8) Van Basshuysen, R.  
Druck- oder Saugvergasersysteme bei Otto-Turbo-Motoren  
MTZ 43, 1985
- (9) Mayer, A.; El Nashar, I.; Komauer, Ch.  
Kennfeldverfahren und Auslegungsmethoden bei Druckwellenlader Comprex - Teil 1 u. 2  
ATZ 87, 1985

- (10) Zehnder, G.  
Dieselmotoren-Aufladung mit Comprex  
Aufladungstechnische Konferenz Aachen, 1984
- (11) Hiereth, H.  
Eignungsabschätzung neuer Aufladungssysteme für Fahrzeugmotoren  
Aufladungstechnische Konferenz Aachen, 1984
- (12) Wiedemann, B.; Rhode, W.  
Das Verhalten verschiedener Aufladungssysteme am schnell drehenden Dieselmotor  
Aufladungstechnische Konferenz Aachen, 1984
- (13) Hack, G.; Indra, F.  
Formel 1 - Motoren unter der Lupe  
Motorbuch Verlag Stuttgart, 1985
- (14) Rautenberg, M.  
Aufladung von Verbrennungsmotoren  
Verlag Viefweg