

ATZ

Automobiltechnische Zeitschrift

Sonderdruck der Alpina Burkard Bovensiepen KG

Dipl.-Ing. Dr. tech. Fritz Indra

Entwicklung eines aufgeladenen Ottomotors für Personenwagen mit 73,5 kW Literleistung

**Sonderdruck aus ATZ · Automobiltechnische Zeitschrift · 80. Jahrgang
Heft 4/1978**

Franckh'sche Verlagshandlung Stuttgart

Entwicklung eines aufgeladenen Ottomotors für Personenwagen mit 73,5 kW Literleistung

Neue Motorenkonzepte bzw. Weiterentwicklungen werden heute in besonderem Maße von gesetzlichen Auflagen beeinflusst. Neben der Leistung und dem Herstellungsaufwand sind Abgas und Geräuschverhalten, Gewicht, Bauvolumen und Kraftstoffverbrauch von entscheidender Bedeutung geworden. Der gewollte gute Kompromiß aller Forderungen läßt erwartungsvolle, schon länger bekannte Entwicklungen wie den Ottomotor mit Abgas-turboaufladung neue Bedeutung gewinnen. Über eine solche Entwicklung aus dem Hause ALPINA Burkard Bovensiepen KG, Buchloe, wird berichtet.

Development of a Turbocharged Otto Engine for Use in Road Vehicles with a Specific Volumetric Efficiency of 73,5 kW/Litre

Abstract

Today, new engine concepts and developments are increasingly influenced by legal restrictions. This enables other developments as the turbocharged Otto engine to get more importance.

The following is a description of a BMW 3 litre 6-cylinder engine with an exhaust driven turbocharger. After many efforts it was possible to raise the performance to 221 kW (300 DIN H. P.). This was achieved by using an air charge cooler, rearranging the injection system and fitting a digital breakerless ignition system. At the same time the efficiency at low revolutions could be improved as well as the acceleration response time and the fuel economy.

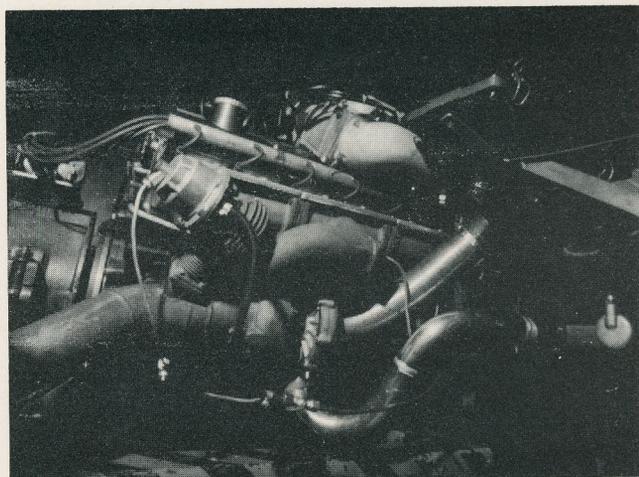


Bild 1. Ansicht der Auspuffseite des 3-l-ALPINA-Turbomotors mit Turbolader und Ladeluftkühler (interne Bezeichnung B7)

1. Einleitung

Unter Beachtung der zur Zeit in Deutschland geltenden Geräusch- und Abgas-Emissionsgrenzwerte endet die Entwicklung des Kleinserien-Otto-Saugmotors zu hoher Leistung bei ca. 59 kW (80 PS) je Liter Hubraum. Für solche Motoren sind aufwendige Einspritz- oder Vergaseranlagen erforderlich [1]. Wesentliches Konstruktionsmerkmal ist die Anordnung je einer Drosselklappe pro Zylinder, möglichst nahe am Einlaßventil. Während sich diese Motoren durch gute Wirtschaftlichkeit und besonders niedrige NO_x-Werte auszeichnen, bereitet die Einhaltung der CH-Grenzwerte sowie der Geräuschbestimmungen Schwierigkeiten.

Bei der zu erwartenden Absenkung des Außengeräuschpegels unter 84 dB(A) N sowie weiterer Reduktion der Abgasgrenzwerte im Europateil kann die angegebene Literleistung nicht gehalten werden.

Der BMW-Sechszylinder-Motor mit 100 mm Zylinderabstand sollte daher so weiterentwickelt werden, daß mit ihm in den Fahrzeugen der BMW-5er-, -6er- und -7er-Reihe auch zukünftige Vorschriften erfüllt werden können. Um mit diesen Limousinen auch den exklusivsten Käuferkreis ansprechen zu können, wurde eine Motorleistung von 220 kW (300 PS) angestrebt. Die Aufladung mit Hilfe eines Abgas-turboladers (ATL) [2] ist nach dem Stand der heutigen Technik die einzige Möglichkeit, mit der alle Anforderungen erfüllt werden können. Den typischen Problemen des Ottomotors mit Abgas-turbolader – Ansprechverhalten und Leistung bei niedrigen Drehzahlen sowie Kraftstoffverbrauch – galten bei der Entwicklung besonderes Augenmerk.

2. Auswahl des Hubraums

Die BMW-Sechszylinder-Reihenmotoren mit 100 mm Zylinderabstand gestatten zur Zeit unter Verwendung der Serienzylinderblöcke und -kurbelwellen Hubräume von 2,5 bis 3,2 Liter. Grundsätzlich sollte für einen Turbomotor das größte mögliche Hubvolumen herangezogen werden, um ein möglichst hohes Grunddrehmoment zu erhalten. Der Leistungsübergang vom Saug- in den Druckbetrieb fällt so harmonischer aus.

Trotzdem wurde für den ALPINA-Turbomotor (interne Bezeichnung B7) auf 0,2 l Hubraum verzichtet, also die Variante mit 3,0 l bevorzugt. Bei gleicher Bohrung von 89 mm hat diese Ausführung nur ein Hub von 80 mm, 6 mm weniger als der 3,2-l-Motor. Der dadurch weicher und vibrationsärmer laufende 3,0-l-Motor ist so für die starre Anbringung des Abgas-turboladers besser geeignet und weniger anfällig für Brüche oder Undichtigkeiten in der Abgasführung, Bild 1.

3. Schaltbild und Anordnung der Aggregate

3.1. Regelung

Von allen bekannten Regelungsarten für Turbolader-Ottomotoren ist die abgasseitige Ladedruckregelung mit Hilfe eines Bypassventils die brauchbarste [3], Bild 2. Ein zwischen

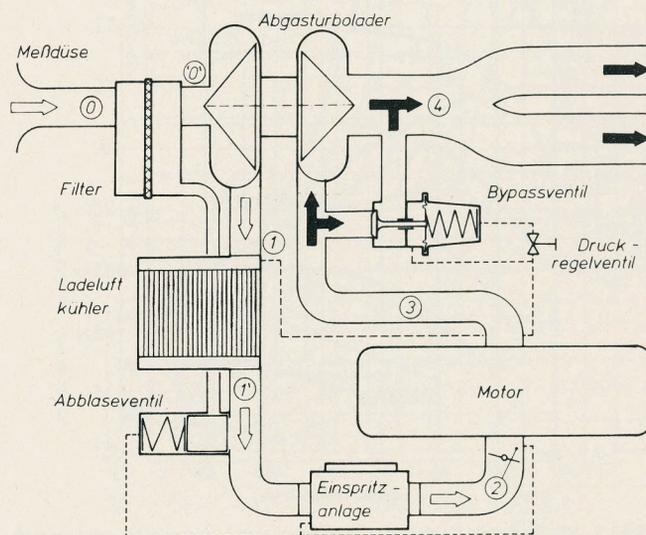


Bild 2. Schema der Abgas-turboaufladung für den ALPINA-Motor B 7

dem Motor und der Turbine angeordnetes Ventil öffnet, wenn der vorgesehene Ladedruck erreicht ist, und läßt einen Abgasstrom unter Umgehung der Turbine direkt in die Auspuffleitung entweichen. Diese Anordnung erlaubt die Verwendung kleinerer Abgasturbolader, so daß schon bei geringen Abgasdurchsätzen brauchbare Ladedrücke entstehen. Gute Wirkungsgrade und hohe Mitteldrücke bei mittleren Drehzahlen sind der Erfolg dieser Maßnahme. Betätigt wird das Bypassventil über eine Feder sowie eine Membrane. Ein vom Ladedruck beaufschlagtes Differenzdruckventil gestattet die genaue Justierung des Ladedruckes.

3.2. Ladeluftkühler

Wegen der geringeren thermischen Beanspruchung des Triebwerkes sowie zur Absenkung des Kraftstoffverbrauches ist bei der angestrebten Literleistung von 73,5 kW (100 PS) ein Ladeluftkühler empfehlenswert [4]. Als Anbringungsort bietet sich bei den für den Einbau des Motors vorgesehenen BMW-Modellen der Platz seitlich neben dem Wasserkühler hinter dem rechten Scheinwerferpaar an. Die Beaufschlagung des Luft-Luft-Kühlers durch den Fahrtwind ist vorteilhaft, weil in der Regel mit steigender Motorleistung auch die Fahrgeschwindigkeit höher und damit die Kühlwirkung besser ist.

Trotz des platzbedingt kleinen Kühlers von 330 x 300 mm können im Vollast-Fahrbetrieb zufriedenstellende Temperaturdifferenzen (Minimum 50 °C) gemessen werden. Zudem wirkt ein Ladeluftkühler im Interesse gleichmäßiger Temperaturen. Temperaturspitzen der Luft nach dem Verdichter werden im Kühler durch sein Wärmeaufnahmevermögen abgebaut, so daß in der Praxis meist Temperaturdifferenzen > 50 °C zu registrieren sind.

Gegenüber einem Dieselmotor [5] ist die Anordnung eines Ladeluftkühlers beim Ottomotor von noch größerer Bedeutung. Bild 3 zeigt, daß die Leistung sowie der Kraftstoffverbrauch ganz erheblich von der Ansauglufttemperatur bestimmt wird. Der starke Leistungsabfall bzw. Verbrauchsanstieg zur höheren Temperatur hängt neben der Füllungsverminderung unmittelbar mit dem Zündzeitpunkt zusammen. Im dargestellten Bereich von 66 bis 110 °C muß der Zündzeitpunkt von 30,5° auf 23° vor O. T. zurückgenommen werden, um Klopfen zu vermeiden. Die Leistung fällt dabei von 220 kW (300 PS) auf 190 kW (257 PS), während der spezifische Verbrauch von 287 g/kWh (211 g/PSH) auf 329 g/kWh (242 g/PSH) ansteigt.

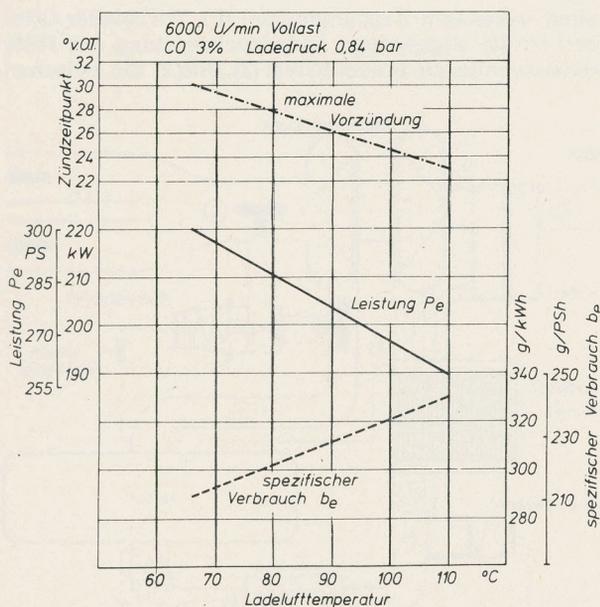


Bild 3. Einfluß der Ladelufttemperatur auf Leistung P_e und spezifischen Kraftstoffverbrauch b_e

3.3. Einspritzung und Verbrauch

Anders als bei bisher ausgeführten Turbolader-Ottomotoren ist die luftmengenmessende Einspritzanlage nicht vor, sondern hinter dem Verdichter angeordnet. Diese Anordnung hat nicht nur Platzvorteile, sondern verbessert vor allem das Ansprechverhalten des Motors, weil infolge der geänderten Druckdifferenz die Turbinendrehzahl sinkt und die Turbine schneller hochläuft.

Bei der gewählten Anordnung muß die Einspritzanlage einen weiteren Parameter verarbeiten. Neben unterschiedlicher Luftmenge ist auch noch die unterschiedliche Luftdichte zu erfassen. Dazu ist die mechanische Einspritzung der Pierburg GmbH (Deutsche Vergaser Gesellschaft) in der ursprünglichen Ausführung CL und deren Weiterentwicklung DL in der Lage. Der Steuerdruck in der Regelanlage wird in Abhängigkeit vom Ladedruck so verändert, daß im Überdruckbetrieb eine Kraftstoffanreicherung stattfindet. Im Unterdruckbetrieb gewährleistet ein Raumnocken, der über die Stauklappe verdreht und über eine Unterdruckdose verschoben wird, die genaue Kraftstoffdosierung.

Wie wichtig beim Turbomotor die Kraftstoffdosierung ist, lassen Bild 4 und Bild 5 erkennen. In Bild 4 ist der spezifische Verbrauch über der CO-Abgaskonzentration für 2000 und 3000 min^{-1} bei Vollast aufgetragen. Insbesondere bei 3000 min^{-1} werden extrem niedrige Kraftstoffverbräuche registriert. Bereits bei 1,6% CO im Abgas werden 260 g/kWh (190 g/PSH) unterschritten. Bei weiterer Abmagerung werden sogar Dieselmotorenverbräuche erreicht. Bemerkenswert ist, daß der Mitteldruck von 18 bar bei der Abmagerung nur unwesentlich abfällt. Auch in allen anderen Vollastpunkten ist der Verbrauch als günstig zu beurteilen. Er liegt erheblich unter dem eines gleichstarken, d. h. großvolumigen Saugmotors.

Trotz der niedrigen Grundverdichtung von 7,2 erreicht man mit der gewählten Anordnung auch gute Teillastverbräuche.

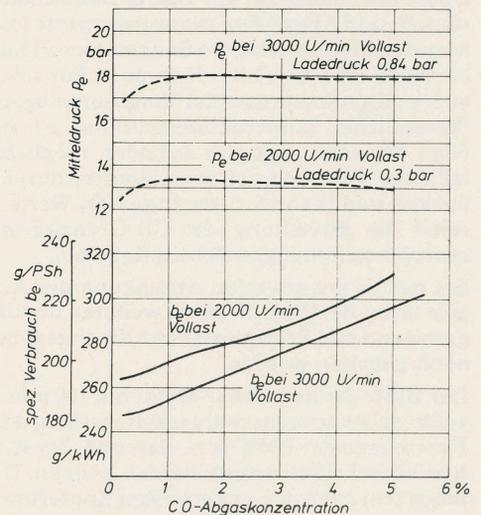


Bild 4. Spezifischer Kraftstoffverbrauch b_e und Mitteldruck p_e bei 2000 und 3000 min^{-1} Vollast

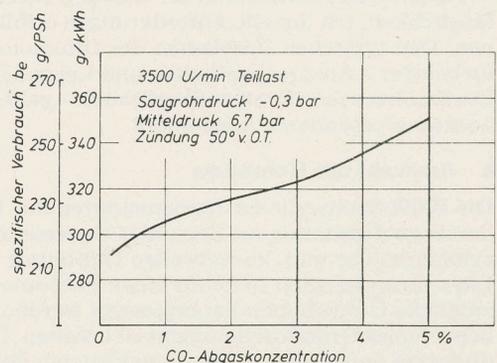


Bild 5. Spezifischer Kraftstoffverbrauch b_e bei 3500 min^{-1} Teillast

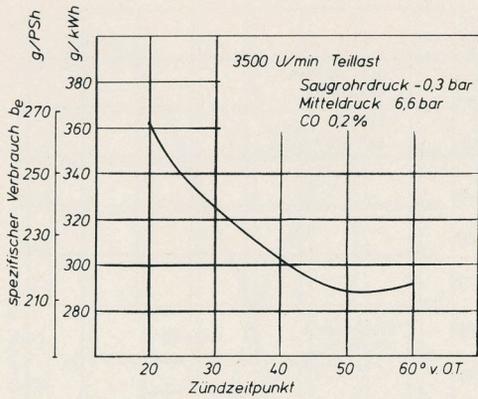


Bild 6. Einfluß des Zündzeitpunktes auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch b_e bei 3500 min^{-1} Teillast

Bild 5 zeigt einen Punkt der Fahrwiderstandslinie entsprechend 138 km/h . Der beim Vorzündungswert 50° vor O. T. gemessene Wert von 290 g/kWh (212 g/PS) ist als gut zu bezeichnen und wird von aufwendigen Saugmotoren nicht unterboten.

3.4. Zündung

Neben dem Ladeluftkühler und der Gemischversorgung kommt der Zündung im Hinblick auf Leistung und Wirtschaftlichkeit des Turbomotors besondere Bedeutung zu. Wie in Bild 6 erkennbar ist, benötigt ein Turbomotor wegen der niedrigeren Verdichtung bei Teillast viel Frühzündung (zwischen 40 und 50° vor O. T.).

Auf der Vollastkurve über 2500 min^{-1} wird die maximale Leistung und Wirtschaftlichkeit an der Klopfgrenze erreicht. Bei den Vollastpunkten unter 2500 min^{-1} ist ein optimaler Zündzeitpunkt ($20 \dots 25^\circ$ vor O. T.) besonders wichtig, weil man damit im „schwächeren“ Bereich Leistung gewinnen und das Ansprechverhalten verbessern kann.

Die Erfordernisse eines Turbomotors im Hinblick auf die Zündung lassen sich mit den bekannten Zündsystemen nicht befriedigen. Für den beschriebenen Motor wurde deshalb eine voll digitale, rechnergesteuerte, verteilerlose Zündung nach dem System Dr. Hartig [6] vorgesehen. Diese Zündung erlaubt wegen der Einhaltung des selben Zündzeitpunktes für alle Zylinder und ihres sehr engen Toleranzbandes sowie der möglichen freien Wahl des Zündzeitpunktes über der Drehzahl ein näheres Herangehen an die Klopfgrenze. Über eine integrierte Druckdose zur Frühverstellung lassen sich die gewünschten hohen Zündungswerte für den Teillastbetrieb realisieren. Über einen Temperaturfühler in der Ladeluft wird der Zündzeitpunkt bei Lufttemperaturen über 66°C entsprechend Bild 3 zurückgenommen, um bei extremen Außentemperaturen Motorschäden durch Klopfen zu vermeiden.

4. Einflüsse unterschiedlicher konstruktiver Auslegungen

4.1. Abgasturbolader

Für den mit 220 kW (300 PS) stärksten Personenwagenmotor Deutschlands wurde ein einflutiger gleitgelagerter Abgasturbolader der Firma Kühnle, Kopp und Kausch, Baureihe K27 [7] vorgesehen, Bild 7. Dieser Abgasturbolader hat kein integriertes Bypassventil. In Anbetracht der hohen Literleistung ist hier ein getrennt angeordnetes Ventil vorzuziehen, Bild 8, weil so die thermischen Probleme einfacher zu beherrschen sind.

Die Verdichterauswahl ist einfach und kann auf Grund der Motorhauptabmessungen und der angestrebten Leistung erfolgen. Bild 9 zeigt das Verdichterkennfeld mit eingetragenen Vollastschlucklinien für einen Ladedruck von $0,85 \text{ bar}$ Überdruck entsprechend 220 kW (300 PS) und für $0,55 \text{ bar}$ entsprechend 184 kW (250 PS). Zu beachten ist, daß die Vollastschlucklinien im Bereich guter Verdichtereffizienzgrade

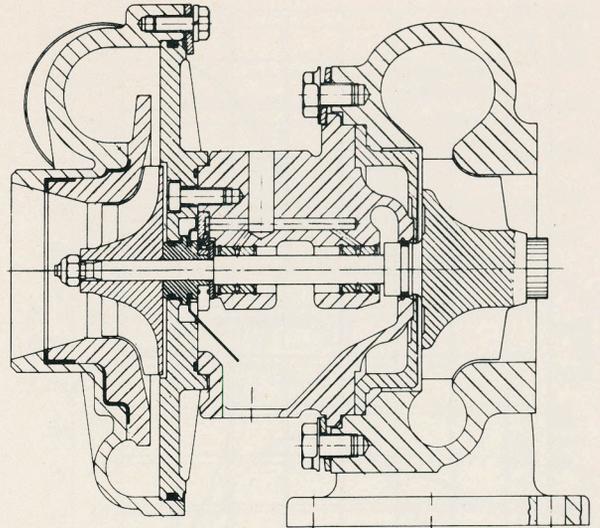


Bild 7. Schnittbild des KKK-Abgasturboladers K27, einflutige Ausführung

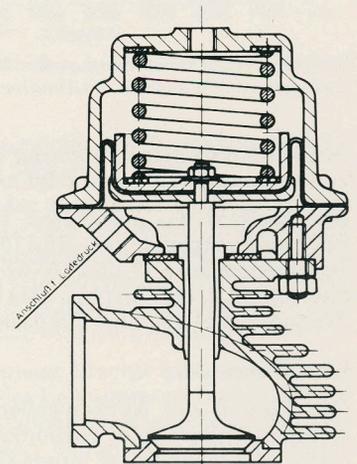


Bild 8. Schnittbild des Bypassventils NW 35

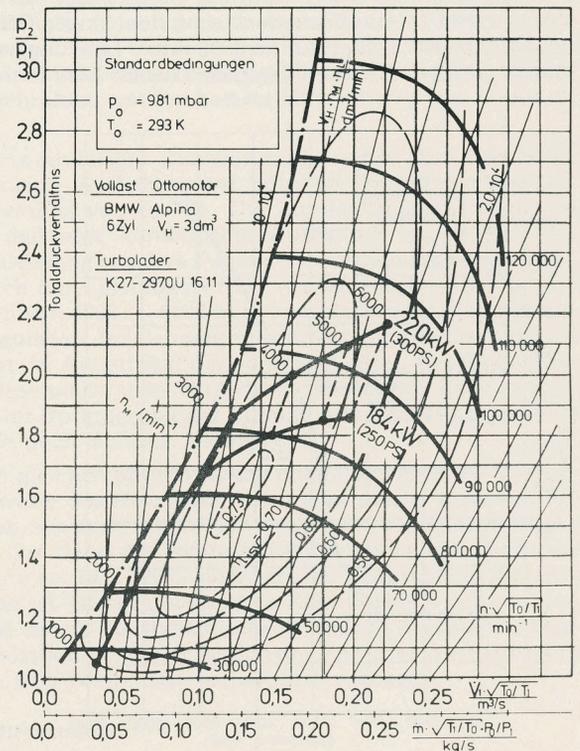


Bild 9. Verdichterkennfeld K 27-2970 U mit Vollastschlucklinien für einen Ladedruck von $0,85$ und $0,55 \text{ bar}$ Überdruck

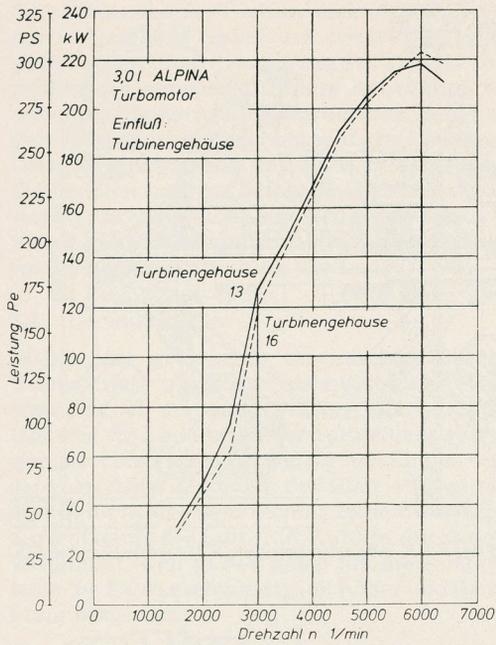


Bild 10. Einfluß verschieden großer Turbinengehäuse (13 und 16 cm² Halsquerschnitt) auf den Leistungsverlauf

verlaufen und keine zu starke Annäherung an die Pumpgrenze im unteren Drehzahlbereich erfolgt.

Die Auswahl des geeigneten Turbinengehäuses wird am Prüfstand vorgenommen. Bild 10 zeigt den Vollastverlauf für Turbinengehäuse 13 und 16, wobei diese Zahlen den Halsquerschnitt in cm² angeben. Das kleinere Gehäuse bringt mit Ausnahme des obersten Drehzahlbereiches überall Vorteile.

4.2. Nockenwelle

Der Einfluß der Nockenwellensteuerzeiten auf den Leistungsverlauf ist beim Turbomotor geringer als beim Saugmotor. Vor allem findet innerhalb der in Frage kommenden Grenzen keine Verschiebung des Leistungsmaximums zur höheren Drehzahl statt, wenn die Steuerzeiten verlängert werden, Bild 11. Die Nockenwelle mit dem langen Öffnungswinkel von 300° bringt nur ab 4500 min⁻¹ Leistungsvorteile. Durch geringes Erhöhen des Ladedruckes könnte man mit

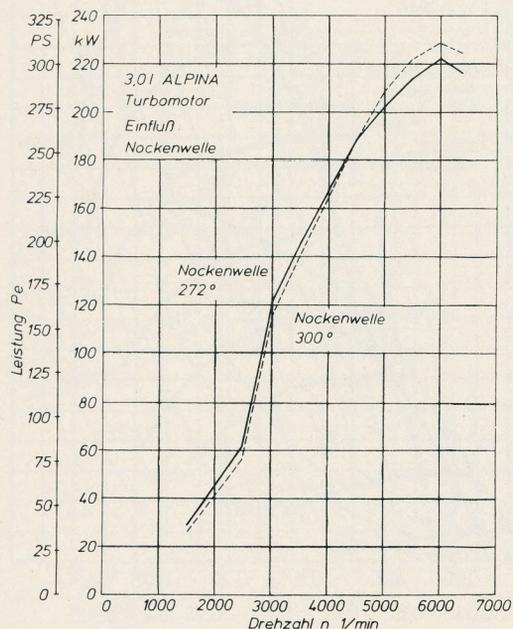


Bild 11. Einfluß verschiedener Steuerzeiten der Nockenwelle auf den Leistungsverlauf

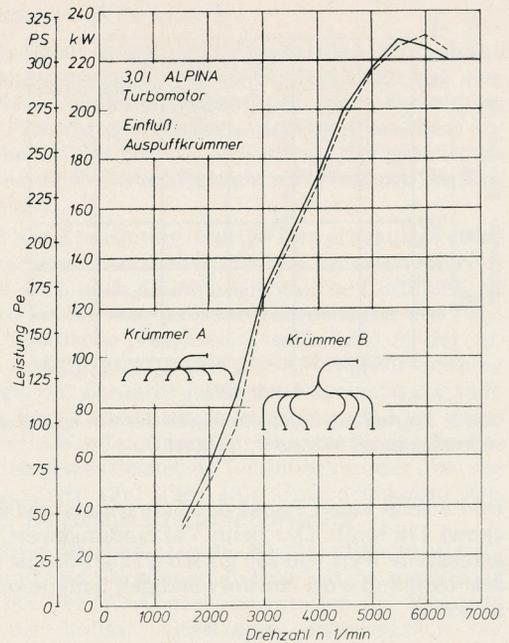


Bild 12. Einfluß verschiedener Auspuffkrümmerformen A und B auf den Leistungsverlauf

der aus Abgasgründen notwendigen Nockenwelle mit 272° Öffnungswinkel wieder dieselbe Leistung erreichen, ohne den Verlauf unter 3000 min⁻¹ zu beeinflussen.

4.3. Auspuffkrümmer

Untersucht werden zwei verschiedene Auspuffkrümmer, Bild 12. Krümmer B war nach strömungstechnischen Gesichtspunkten mit relativ langer erster Phase und weiten Radien ausgebildet, während bei Ausführung A auf möglichst kleines Volumen und nahe Anordnung des Abgasturboladers am Zylinderkopf Wert gelegt wurde.

Der Leistungsverlauf zeigt, daß strömungstechnische Überlegungen und längere Rohrleitungen nur im obersten Drehzahlbereich (über 5500 min⁻¹) Leistungsvorteile bringen. Bei der Ausbildung des Abgaskrümmers an Motoren für den Personenwagen sollte vielmehr auf möglichst kurze Wege und nahe Anbringung des Abgasturboladers am Zylinderkopf geachtet werden, um so eine Beaufschlagung mit möglichst hoher Abgastemperatur zu erreichen. Der Erfolg dieser Maßnahme zeigt sich vor allem im Bereich bis 3000 min⁻¹, wo noch nicht der volle Ladedruck zur Verfügung steht. Es ist zu vermuten, daß ein möglichst kleines Auspufftotvolumen auch Vorteile im instationären Betrieb bringt. Aus den Versuchsergebnissen geht hervor, daß vor allem bei Reihentoren der Auspuffkrümmer günstig ausgebildet werden kann, während dies bei V- oder Boxermotoren nicht möglich ist, solange nur ein Abgasturbolader Verwendung findet.

4.4. Ladedruck

Neben dem Leistungsverlauf für drei verschiedene Ladedrücke sind im Bild 13 auch die Kurven für einen 3,0-l-Saugmotor eingezeichnet. Der Turbomotor mit 0,55 bar Ladedruck hat etwa die gleiche Höchstleistung von 184 kW (250 PS) wie der Saugmotor, bei dem sich aber die Höchstleistung erst bei einer um ca. 1000 min⁻¹ höheren Drehzahl einstellt. Bei mittleren Drehzahlen (Hauptfahrbereich) spricht das Drehmomentangebot eindeutig für den Turbomotor.

So imponierend auch die Leistungswerte von Bild 13 sind und obwohl auch im untersten Drehzahlbereich die Leistung des Turbomotors über der eines hubraumgleichen, gleichstarken Saugmotors liegt, machte sich der Leistungseinbruch unterhalb 3000 min⁻¹ im Fahrbetrieb negativ bemerkbar. Der Einbruch ist um so geringer, je niedriger der Ladedruck eingestellt wird.

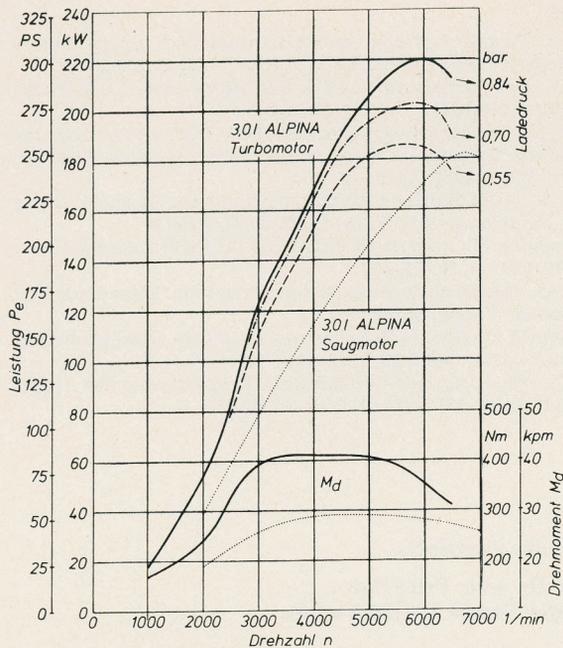


Bild 13. Einfluß verschiedener Ladedrücke auf den Leistungsverlauf und zum Vergleich ein Saugmotor gleichen Hubraums

Um auch bei vollem Ladedruck einen harmonischen Leistungsverlauf zu erhalten, wurde nach weiteren Möglichkeiten zur Verbesserung des Verhaltens im unteren Drehzahlbereich gesucht.

5. Kombinierte Aufladung

Eine dynamische Füllungsverbesserung führt beim Turbomotor zu einer überproportionalen Mitteldrucksteigerung, weil die höhere Abgasmenge über den Abgasturbolader den Ladedruck zusätzlich anhebt. So wurden Versuche mit einem ansaugseitigen Resonanzsystem nach G. Cser [8] aufgenommen und diese kombinierte Aufladung erstmalig auf den Ottomotor angewandt. Von einer kombinierten Aufladung spricht man, wenn beim Verbrennungsmotor die Abgasturboaufladung mit einer dynamischen Aufladung ergänzt wird.

Das Ansaugsystem eines Sechszylindermotors wird dabei so aufgeteilt, daß zwei Gruppen von je drei Zylindern, deren Saugperioden sich gegenseitig nicht oder nur unbedeutend überschneiden, über die Einlaßkanäle in je einen separaten Resonatorbehälter münden. Diese beiden Behälter sind über zwei Resonanzrohre, die in ein drittes Volumen münden, mit der Druckseite des Abgasturboladers verbunden, Bild 14.

Bei so ausgebildeten Ansaugsystemen beschleunigt jeder Kolben zu Beginn der Ansaugperiode die im Resonanzrohr befindliche Luft. Diese periodische Erhöhung der kinetischen Energie erzeugt Schwingungen im Resonanzvolumen (Druckanstieg bis 0,3 bar). Dadurch wird die Ansaugluft bzw. das Luft-Kraftstoffgemisch in erhöhtem Maße in der zweiten Hälfte der Ansaugperiode in den Zylinder gepreßt.

Das komplette System ist rechnerisch voll erfaßbar und wird

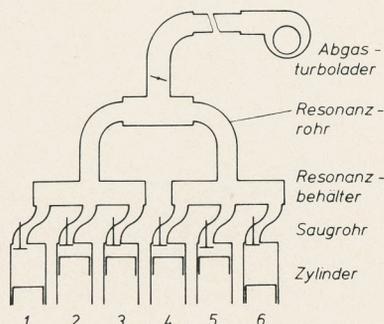


Bild 14. Kombinierte Aufladung nach G. Cser [8]

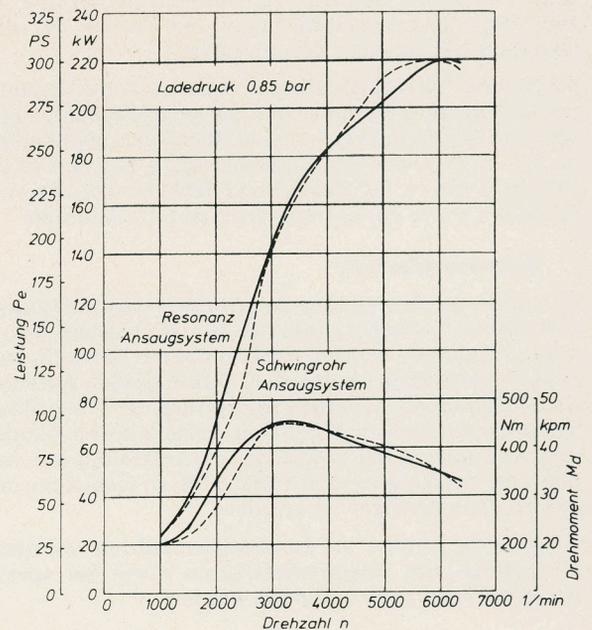


Bild 15. Einfluß der Schwingrohr- bzw. kombinierten Aufladung auf den Leistungsverlauf

zweckmäßigerweise so ausgebildet, daß die maximale dynamische Aufladung etwa bei 2400 min^{-1} erfolgt.

Durch die mit Änderung der Luftdichte auch veränderte Schallgeschwindigkeit ergibt sich ein relativ breites Drehzahlband, in dem das Resonanzsystem wirkungsvoll arbeitet. Das für den vorhandenen 3-l-Sechszylinder-Motor passende Resonanzsystem kann gleich platzsparend ausgeführt werden wie das serienmäßige Schwingrohr-Ansaugsystem.

Bereits die erste Versuchsanlage brachte überzeugende Ergebnisse. Bild 15 zeigt, daß der Leistungseinbruch unterhalb 3000 min^{-1} gänzlich verschwunden ist. Abgesehen vom Drehzahlbereich $1000 \dots 1500 \text{ min}^{-1}$ deutet der Leistungsverlauf nun nicht mehr auf einen Turbomotor hin.

Durch die kombinierte Aufladung konnte der Ladedruck und damit die Leistung im unteren Drehzahlbereich erheblich angehoben werden. So stieg der Ladedruck bei 2000 min^{-1} von 0,29 auf 0,36 bar Überdruck (+ 47%). Bei diesen Drehzahlen werden bereits Mitteldrücke von 17 bar erreicht.

Bei unverändertem Zündzeitpunkt ergibt sich durch die kombinierte Aufladung bei höheren Drehzahlen ein Leistungsverlust von ca. 6%. Die Zündoptimierung zeigte jedoch, daß eine kombinierte Aufladung im Bereich der Höchstleistung um etwa 5° höhere Vorzündungswerte zuläßt, wodurch der Leistungsverlust wieder ausgleichbar ist. Im Bereich von $4000 \dots 6000 \text{ min}^{-1}$ verbleibt ein Leistungsvorteil zugunsten der Schwingrohraufladung, die hier optimal arbeitet. In Anbetracht der sonstigen guten Ergebnisse mit dem Resonanzsystem wird dieser Verlust in Kauf genommen. Der Optimierung der kombinierten Aufladung dienen weitere, noch laufende Versuche.

Die bei gleichen Mitteldrücken möglichen höheren Vorzündungswerte des Resonanzsystem sind darauf zurückzuführen, daß, wie auch schon Cser beschreibt, die Spitzendrücke der in der Nähe der Nenn Drehzahl entstehenden Verbrennung um ca. 10...20% absinken, die Klopfanfälligkeit also geringer ist. Dieser unerwartete Effekt erklärt sich aus der, bedingt durch die dynamische Wirkung, reduzierten Gaswechsellarbeit, so daß zu Beginn der Kompression niedrigere Druck- und Temperaturverhältnisse vorliegen.

6. Fahrversuche

Im Fahrversuch bestätigen sich die positiven Prüfstandsergebnisse. Die Leistungsentfaltung auch unter 3000 min^{-1} ist

so überzeugend, daß auf Autobahnen bis herunter zu ca. 100 km/h entsprechend 2500 min^{-1} ein Wechsel des direkten Ganges meistens nicht notwendig ist.

Messungen mit den vor allem im Fahrwerk, den Bremsen sowie Felgen und Bereifung veränderten BMW-Fahrzeugen der 5er- und 6er-Reihe ergaben eine Höchstgeschwindigkeit von ca. 250 km/h sowie eine Beschleunigung aus dem Stand bis 100 km/h von ca. 6 s. Bestechend dabei ist das sichere Fahrverhalten sowie der extrem leise Lauf der Motoren.

7. Zusammenfassung

Es wurde die Anwendung der Abgasturboaufladung auf einen BMW-3,0-l-Sechszylinder-Motor beschrieben. Die erwarteten Ergebnisse wurden dabei nicht nur erreicht, sondern zum Teil erheblich übertroffen. Durch großen Aufwand wie Ladeluftkühlung, neuartige Anordnung der Einspritzanlage, Verwendung einer volldigitalen, verteilerlosen Zündanlage und Anwendung der kombinierten Aufladung war es möglich, eine Leistung von 220 kW (300 PS) zu realisieren und alle gesetzlichen Auflagen zu erfüllen.

Gleichzeitig konnte die Leistungsentfaltung bei niedrigen Drehzahlen, das Ansprechverhalten sowie der spezifische Kraftstoffverbrauch optimiert werden.

Schrifttum

- [1] Indra, F.: Abgasentgiftung bei Hochleistungsmotoren heute und morgen. Schweizer Automobil-Revue (1976) Nr. 6 und 7
- [2] Indra, F.: Der Turbomotor hat Zukunft. Motor Revue 77/78. Vereinigte Motor GmbH u. Co. KG, Stuttgart
- [3] Metzger, H.: Abgasturboaufladung an PKW-Ottomotoren. Vortrag 8. 12. 75 am Lehrstuhl f. angewandte Thermodynamik Prof. Dr. techn. F. Fischinger, Aachen
- [4] Zinner, K.: Aufladung an Verbrennungsmotoren. Springer Verlag Berlin-Heidelberg-New York, ISBN 0-387-07300-0
- [5] Scherenberg, M.: Abgasturboaufladung für PKW-Dieselmotoren. ATZ 79 (1977) 11, S. 479-486
- [6] Hartig, G.: Digital gesteuertes Motorzündsystem. Elektronik-Heft 9/77, Franzis Verlag, München
- [7] Henssler, H. D.: Neuere Entwicklungen auf dem Gebiet kleinerer Abgasturbolader. MTZ 38 (1977) 10, S. 470
- [8] Cser, G.: Ein neuartiges Verfahren zur Verbesserung der Abgasturboaufladung. MTZ 32 (1971) 10, S. 368-373

Anschrift des Verfassers:

*Dipl.-Ing. Dr. tech. Fritz Indra
Saubsdorfer Straße 5, 8938 Buchloe*