



Das Abgassystem für den BMW-Reihensechszylinder-Ottomotor mit Twin-Turbo-Technik

Die Turboaufladung könnte eine Schlüsselrolle bei der Entwicklung zukunftsweisender Ottomotoren spielen. Neue Laderkonzepte leisten einen wichtigen Beitrag zur Lösung des Zielkonflikts zwischen dem Wunsch nach höherer Motorleistung und größerer Fahrdynamik und der Forderung nach verbesserter Wirtschaftlichkeit moderner Automobile. Nach Vorgaben von BMW und in enger Zusammenarbeit mit verschiedenen Partnerunternehmen hat Boysen das Abgassystem für den 3,0-l-Reihensechszylinder-Ottomotor mit Twin-Turbo-Technik entwickelt. Im Zusammenhang mit der Integration der beiden Turbolader stand der Abgassystem-Spezialist vor neuen Herausforderungen hinsichtlich Strukturdynamik, Strömungstechnik und Akustik.

1 Einleitung

In den letzten Jahren ist der Aspekt der Wirtschaftlichkeit stärker ins Blickfeld der Fahrzeughersteller gerückt. Auf der Suche nach Lösungsmöglichkeiten haben die Entwickler von Ottomotoren den Turbo wiederentdeckt. Nachdem die gravierendsten Nachteile früherer Turboaggregate, der erst mit Verzögerung einsetzende Schub, das sogenannte „Turboloch“, und der hohe Kraftstoffverbrauch, ausgemerzt wurden, könnten die Lader bei Ottomotoren künftig eine ähnlich weite Verbreitung finden wie bei Diesellaggregaten.

2 Der BMW-Sechszylinder-Ottomotor mit Turboaufladung

Nach 20 Jahren Pause hat die BMW Group im September 2006 wieder ein Modell mit turboaufgeladenem Ottomotor auf den Markt gebracht. Der 3,0-l-Reihensechszylinder mit Twin-Turbo-Technik kam zuerst im BMW 335i Coupé zum Einsatz. Der Motor erzeugt eine Nennleistung von 225 kW bei 5500/min. Das maximale Drehmoment von 400 Nm steht im Drehzahlbereich von 1300 bis 5000/min zur Verfügung. Mit je einem kleinen Lader für die Zylinder eins bis drei und vier bis sechs wird ein sehr spontaner Lastaufbau erzielt. Im BMW 3er werden mit diesem Antrieb die Emissionsnormen Euro 4 und LEV2 erreicht.

Für Boysen bestanden die wesentlichen Herausforderungen bei dem Projekt darin, eine maximale Gastemperatur von 1050 °C im Bereich Krümmer/Turbolader zu beherrschen, den Abgasgegendruck zu minimieren sowie ein Lastfeedback über den Mündungsschall zu realisieren, das von dem vom Motor erzeugten Lastsignal abweicht.

3 Die Grundkonstruktion des Abgassystems

Das Abgassystem des aufgeladenen Reihensechszylinder-Ottomotors setzt sich aus drei Hauptbaugruppen zusammen: Den Krümmern zusammen mit den Abgasturboladern, den Vorkatalysatoren und den Unterbodenkatalysatoren mit der Schalldämpferanlage, **Bild 1**. Innerhalb der genannten Baugruppen sind alle Komponenten miteinander verschweißt. Die Vorkatalysatoren sind durch V-Band-Schellen mit den Ladern und über geschmiedete Flachflansche mit den Unterbodenkatalysatoren und der Schalldämpferanlage verbunden. Mit Blick auf den hohen Gas-

durchsatz ist das gesamte Abgassystem zweiflutig ausgelegt.

3.1 Krümmer und Abgasturbolader

Die luftspaltisolierten drei-in-eins-Blechkrümmer sind auf eine Gastemperatur von 1050 °C am Austritt ausgelegt. Die doppelwandige Konstruktion hat gegenüber einer einwandigen Ausführung zwei wesentliche Vorteile: Zum einen konzentriert sich die thermische Last auf die gasführenden Innenrohre und die mechanische Belastung auf die Außenschale. Zum anderen verringert sich der Wärmeeintrag in den Motorraum durch die um 100 bis 200 Kelvin niedrigere Oberflächentemperatur um zirka zwei bis vier Kilowatt; dadurch wiederum reduziert sich die Anspannung im Package, **Bild 2**.

Die Innenrohre aus Nickelbasis-Werkstoff nutzen den vorhandenen Bauraum

Die Autoren



Rainer Diez
ist Bereichsleiter technische Entwicklung bei der Friedrich Boysen GmbH & Co. KG in Altensteig.



Dipl.-Ing. Nils Rippert
ist Projektleiter technische Entwicklung Abgassystem BMW-Sechszylinder-Turbomotor bei der Friedrich Boysen GmbH & Co. KG in Altensteig.

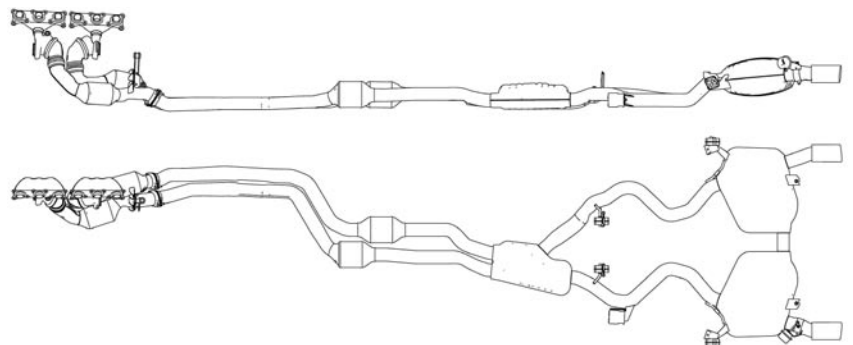


Bild 1: Abgassystem für den BMW-Reihensechszylinder-Ottomotor mit Twin-Turbo-Technik – der Mittelschalldämpfer weist das System als die Variante aus, wie sie im BMW-3er-Limousine und -Touring verbaut wird

Figure 1: Exhaust system for the BMW six-cylinder inline spark-ignition engine with twin turbo technology – the middle silencer shows that this is the version used in the BMW 3 Series saloon and Touring estate models

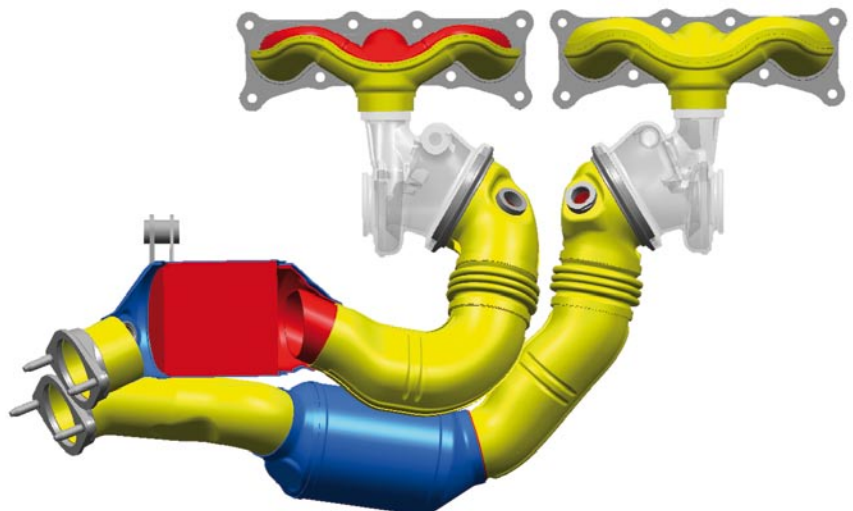


Bild 2: 3D-Darstellung der Krümmer und der Vorkatalysatoren

Figure 2: 3D design of the manifolds and the primary catalytic converters

Hier steht eine Anzeige.

 Springer

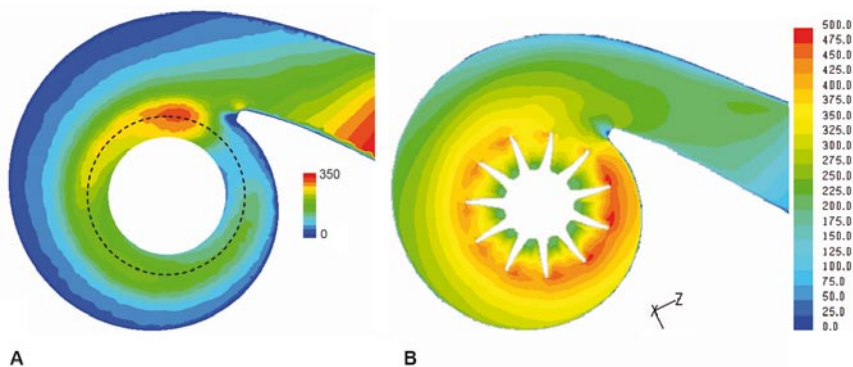


Bild 3: Strömungssimulation – Schnitt durch die Turbine: links: stationär ohne, rechts: instationär mit „Frozen Rotor“

Figure 3: Flow simulation – sectional view of the turbine: left: stationary without, right: non-stationary with a “frozen rotor”

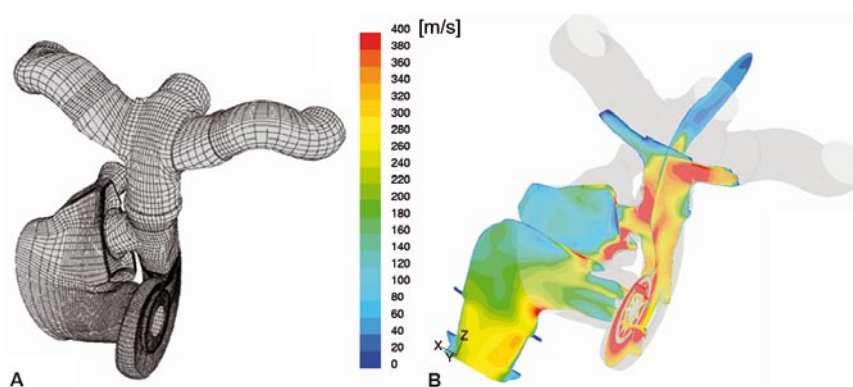


Bild 4: Strömungssimulation – links: Modell für den Krümmer und die Turbine, rechts: Durchströmung Auslassphase Zylinder 1

Figure 4: Flow simulation – left: model of the manifold and turbine; right: flow during the outlet phase, cylinder 1

für eine möglichst verlustarme Strömungsführung. Die daraus resultierenden komplexen Geometrien werden mittels Innenhochdruckumformung (IHU) gefertigt. Die Eintrittsrohre des Krümmers ragen in den Zylinderkopf hinein. Sie werden radial durch Weichstoffringe abgedichtet. Das Dichtkonzept wurde prinzipiell vom Sechszylinder-Saugmotor übernommen, aber an die geänderten Querschnitte angepasst. Geschmiedete Flanschleisten übernehmen die mechanische Kopplung zum Zylinderkopf und die Führung der Eintrittsrohre.

Die Turbolader von Mitsubishi (MHI) sind an den Krümmeraustritten angeschweißt, um den vorhandenen Bauraum optimal zu nutzen und Risiken durch eine Flanschverbindung zu vermeiden. Die hohe mechanische Belastbarkeit der Krümmer in Verbindung mit dem Halterkonzept der Abgasanlage ermöglicht es, auf zusätzliche Abstützungen der Lader zu verzichten.

Unvermeidbare Unwuchten in den Laufzeugen der Turbolader können sich in

Form von Körperschall in der Struktur der Abgasanlage fortpflanzen und an ebenen Flächen als störend empfundenes Geräusch abgegeben werden. Mehrlagige selbsttragende Wellrohre nach den Austrittstrichtern der Turbolader dämpfen die Übertragungswege dieser hochfrequenten Pegel.

3.2 Vorkatalysatoren

Die entgegengesetzte Anordnung der Laderaustritte war seitens BMW vorgegeben. Damit verbunden sind Vorteile in der Frischgasführung. Insbesondere werden Kreuzungen zwischen Frisch- und Abgas vermieden. Allerdings steht dadurch direkt hinter den Ladern der nötige Bauraum für die relativ groß dimensionierten Vorkatalysatoren nicht zur Verfügung. Um Wärmeverluste insbesondere in der Katalysatorheizphase zu minimieren, sind die Rohre vor den keramischen Dünnwandträgern (D: 93 mm, L: 104 mm; 600 cps, 3,5 mil) luftspaltisoliert. Trotz enger Bauraumverhältnisse ermöglichen die im IHU-Verfahren hergestellten Innenrohre eine verlustarme Strömungsführung.

3.3 Unterbodenkatalysatoren und Schalldämpferanlage

Um den Gegendruck zu minimieren, haben die Keramikträger (400 cpsi, 4,3 mil) der Unterbodenkatalysatoren einen Durchmesser von 110 mm – größere Querschnitte waren in dem vorhandenen Bauraum nicht zu realisieren. Um das Mündungsgeräusch insbesondere beim Kaltstart positiv zu beeinflussen, sind die beiden Stränge des Abgassystems zwischen den Unterbodenkatalysatoren und den Endschalldämpfern durch einen Druckausgleich verbunden. Die Ausgestaltung ist je nach Soundabstimmung unterschiedlich: Im BMW 3er Coupé und Cabrio ist diese Verbindung als reine Übersprechstelle ausgelegt; in der Limousine und im Touring ist der Übersprecher in einen Mittelschalldämpfer integriert.

Die Wirkung der Endschalldämpfer beruht auf Absorption und dem Resonatorprinzip: Bei hohen Durchsätzen insbesondere im oberen Lastbereich fließt der Gasstrom nahezu ungehindert durch gerade Rohre. Im unteren Teillastbereich und im Schubbetrieb ist das linke Endrohr durch eine Klappe verschlossen, und das Gas strömt durch das Verbindungsrohr zwischen den Dämpfern auf die rechte Seite. Unterstützend wirkt in dieser Phase der Druckausgleich an der Übersprechstelle. Durch die Rohrverbindung zwischen den Nachschalldämpfern konnte bei dem zweiflutigen System ein Schaltkonzept realisiert werden, das mit einer Abgasklappe auskommt.

4 Numerische Simulation

Bei Boysen wurden im Rahmen des Projekts Sechszylinder-Turbomotor für die motornahen Komponenten bis einschließlich der Unterbodenkatalysatoren Strömungsrechnungen durchgeführt. Da die Simulation eines Turboladers mit bewegtem Turbinenrad zu extrem langen Rechenzeiten führen würde, wurde den Berechnungen ein „Frozen Rotor“ zugrunde gelegt. Beim „Frozen Rotor“ wird die Turbinengeometrie in die Simulation integriert und die Drehbewegung der Strömung über die Randbedingungen definiert, **Bild 3**.

Um verschiedene Lastzustände bewerten zu können, wurden sowohl Rechnungen mit geschlossenem als auch mit geöffnetem Wastegate durchgeführt. Die Randbedingungen für die zeitlich abhängigen Ereignisse wurden aus der Lastwechselsberechnung gewonnen. Die Ergebnisse der Strömungsrechnung haben dazu beigetragen, das Zusammenwirken der Systemkomponenten besser zu verstehen, **Bild 4**.

Hier steht eine Anzeige



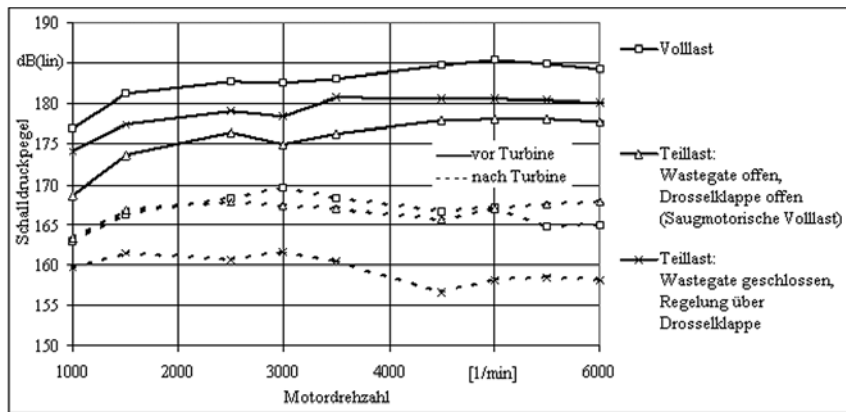


Bild 5: Vergleich der gerechneten Schalldruckpegel in Abhängigkeit von der Motorlast und Art der Laststeuerung

Figure 5: Comparison between the calculated sound pressure levels as a function of the engine load and the type of load control

Darüber hinaus dienten sie als Randbedingungen für die thermomechanische Simulation. Der Vergleich der Ergebnisse der Strömungsrechnung mit den ursprünglichen Randbedingungen für den Ladungswechsel diente dazu, etwaige dreidimensionale Strömungsverluste zu identifizieren und die Aufteilung des Massenstroms zwischen Turbine und Wastegate zu plausibilisieren. Aufgrund der ganzheitlichen Betrachtung konnten Strömungsverluste im Einlassbereich des Abgasturboladers minimiert werden. Die Simulation des Turboladers trug zum besseren Verständnis der Auswahl der Spiralen-/Turbinkombination und deren energetischen Auslegung bei. Das Wechselspiel zwischen Turbinenabströmung und Wastegate-Ausströmung erklärte die im Versuch aufgetretenen Belastungen der Bauteile.

Im Rahmen der motorunabhängigen Erprobung auf dem Heißgasprüfstand konnten die erforderlichen Randbedingungen für die Simulation, wie zum Beispiel zeitliche Verläufe von Temperaturfeldern, zeitnah ermittelt werden. Umgekehrt konnten Zonen, die sich in der Simulation als kritisch erwiesen hatten, kurzfristig in Bezug auf ihre tatsächliche Belastbarkeit bewertet werden.

5 Akustik

Benchmark für die Akustik des Abgassystems des Sechszylinder-Turbomotors war der 3,0-l-Saugmotor. Die Abgasanlage des Saugers, mit einer Leistung von 190 kW zur damaligen Zeit die Topmotorisierung unter den BMW-Reihensechszylindern, ist im 3er aus Komfortgründen mit einer Abgasklappe ausgerüstet. Ziel der Akustikentwicklung

war es, unter Vollast mindestens den Pegel der prägenden dritten Motorordnung des Saugmotors zu erreichen, durch Pegelunterschiede ein deutliches Lastsignal zu erzeugen und bei geringer Last den Komfortansprüchen zu genügen.

Während die Laststeuerung des Saugmotors lediglich auf der Ansaugseite über die Drosselklappe und/oder den Zeitquerschnitt der Einlassventile erfolgt, besitzt der aufgeladene Motor mit dem Wastegate als Bypass zur Turbine ein weiteres Laststeuerorgan auf der Abgasseite. Durch Öffnen des Wastegates wird die Laderdrehzahl bei steigendem Durchsatz begrenzt und somit der Ladedruck und die Zylinderfüllung beeinflusst.

Bild 5 zeigt die gerechneten Anregungspegel der dritten Ordnung vor und nach der

Turbine für drei Betriebszustände. Man erkennt, dass im Teillastbereich bei geschlossenem Wastegate bedingt durch die geringere Füllung vor der Turbine etwas geringere Schalldruckpegel erreicht werden als bei Vollast. Da die Turbine eine zusätzliche Dämpfung bewirkt, sind die Pegelwerte am Austritt des Laders deutlich niedriger. Wird bei Teillast das Wastegate als Bypass geöffnet, sinkt der Pegel vor der Turbine entsprechend der geringeren Füllung ebenfalls ab. Aufgrund der reduzierten Dämpfungswirkung werden jedoch nach der Turbine die gleichen Pegel erreicht wie unter Vollast.

Damit scheidet in einer passiven Anlage der Anregungspegel als Basis für das Lastsignal aus. Um das geforderte Lastfeedback darzustellen, muss die Abgasanlage mit einem aktiven Steuerorgan ausgerüstet werden. Bei einem Endschalldämpfer mit zwei Auslassrohren würde eines der beiden mit einer Abgasklappe versehen. Bei einem zweiflutigen System mit insgesamt vier Endrohren würden üblicherweise zwei Klappen eingesetzt. Im vorliegenden Fall durfte jeder Endschalldämpfer aber nur ein Auslassrohr haben.

Die Lösung des Problems liegt in der Übersprechstelle nach den Unterbodenkatalysatoren sowie in einer zusätzlichen Rohrverbindung zwischen den beiden Endschalldämpfern. Sie schaffen die Voraussetzung dafür, das zweibordige System wie ein einbordiges zu behandeln, das über zwei Endrohre verfügt, von denen eines durch eine Abgasklappe verschlossen werden kann. Die drucklos geöffnete Abgasklappe wird vom Motormanagement last- und dreh-



Bild 6: 3D-CAD vom Aufbau der parallelen Endschalldämpfer
Figure 6: 3D CAD image of the parallel rear silencers

Hier steht eine Anzeige.



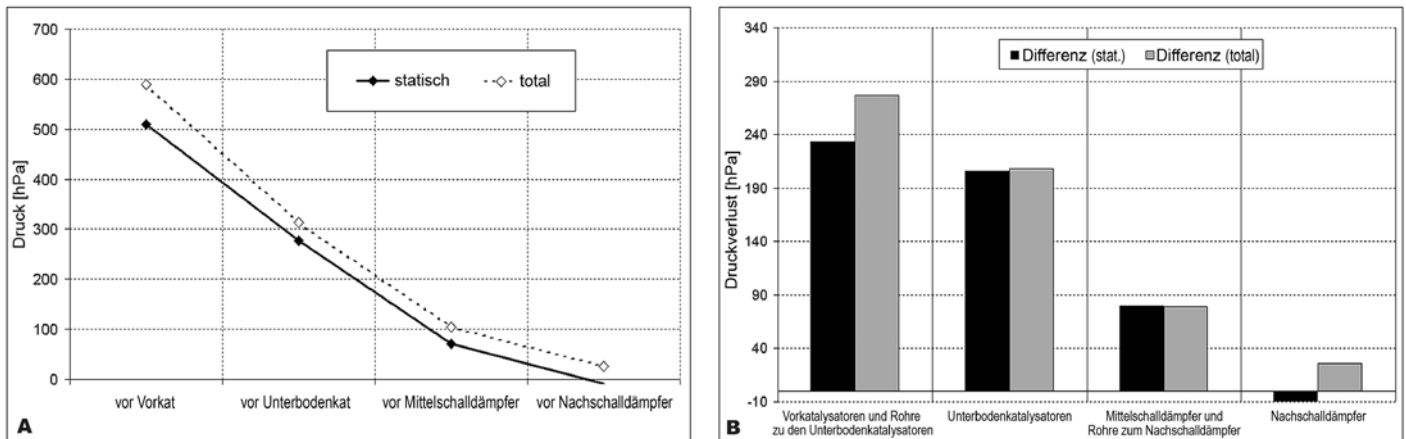


Bild 7: Verlauf des Gegendrucks (gerechnet), Verteilung der Druckverluste auf die Baugruppen der Abgasanlage

Figure 7: Curve of the backpressure (calculated), distribution of the pressure losses over the individual assemblies of the exhaust system

zahlabhängig gesteuert. Die unterschiedliche Dämpfungscharakteristik bei offener und bei geschlossener Klappe ergibt sich durch das Zusammenspiel von Schalldämpfervolumina, wirksamen Endrohrängen und Rohrquerschnitten.

Bild 6 zeigt den asymmetrischen Aufbau der Endschalldämpfer. Das Endrohr des linken Dämpfers ist mit einer pneumatisch

gesteuerten Abgasklappe ausgerüstet. Bei geöffneter Klappe strömt das Gas nahezu ungehindert durch den Dämpfer; der Abzweig in den rechten Dämpfer wirkt als Resonator. Das wirksame Volumen des Dämpfers ist relativ klein. Der rechte Dämpfer verfügt zwar über ein Absorptionspaket mit größerer Dämpfungswirkung. Die Gasführung erfolgt jedoch ebenso verlustarm,

ohne Umlenkung zwischen Ein- und Austritt. Bei geschlossener Klappe wird der Resonator durchströmt. Die zusätzliche Absorption bewirkt eine Dämpfung um zehn Dezibel verglichen mit dem Schalldruckpegel bei offener Klappe.

Bild 7 zeigt den Druckverlust der Abgasanlage und die Verteilung auf die wesentlichen Komponenten. Die Diagramme verdeutlichen, dass die Vor- und Unterbodenkatalysatoren den größten Anteil am Gesamtgegendruck nach Lader haben und dass die Werte für die Schalldämpferanlage minimiert werden konnten.

6 Ausblick

In Zukunft ist beim Ottomotor mit einem verstärkten Einsatz der Turboaufladung zu rechnen. Die Aufladung dient in erster Linie dem dieseltypischen Lastaufbau bei geringer Drehzahl. Gleichzeitig schafft die Leistungssteigerung durch die Aufladung die Voraussetzung für das sogenannte „Downsizing“ der Motoren, ohne dass Abstriche bei der Fahrdynamik gemacht werden müssten. Mit Blick auf die Abgastechnik ist zu erwarten, dass sich durch den verbreiteten Einsatz von Turboladern bei Ottomotoren die Zielkonflikte zwischen Bauraum, Motorleistung und Gasdurchsatz auf der einen sowie Emissionszielen und Gegendruckforderungen auf der anderen Seite künftig weiter verschärfen werden. ■

Hier steht eine Anzeige.

 Springer

Download des Beitrags online unter | Download this article online at
www.all4engineers.de

all4engineers

MTZ
WORLDWIDE

For an English version of this article,
see MTZ Worldwide.

Hier steht eine Anzeige.

