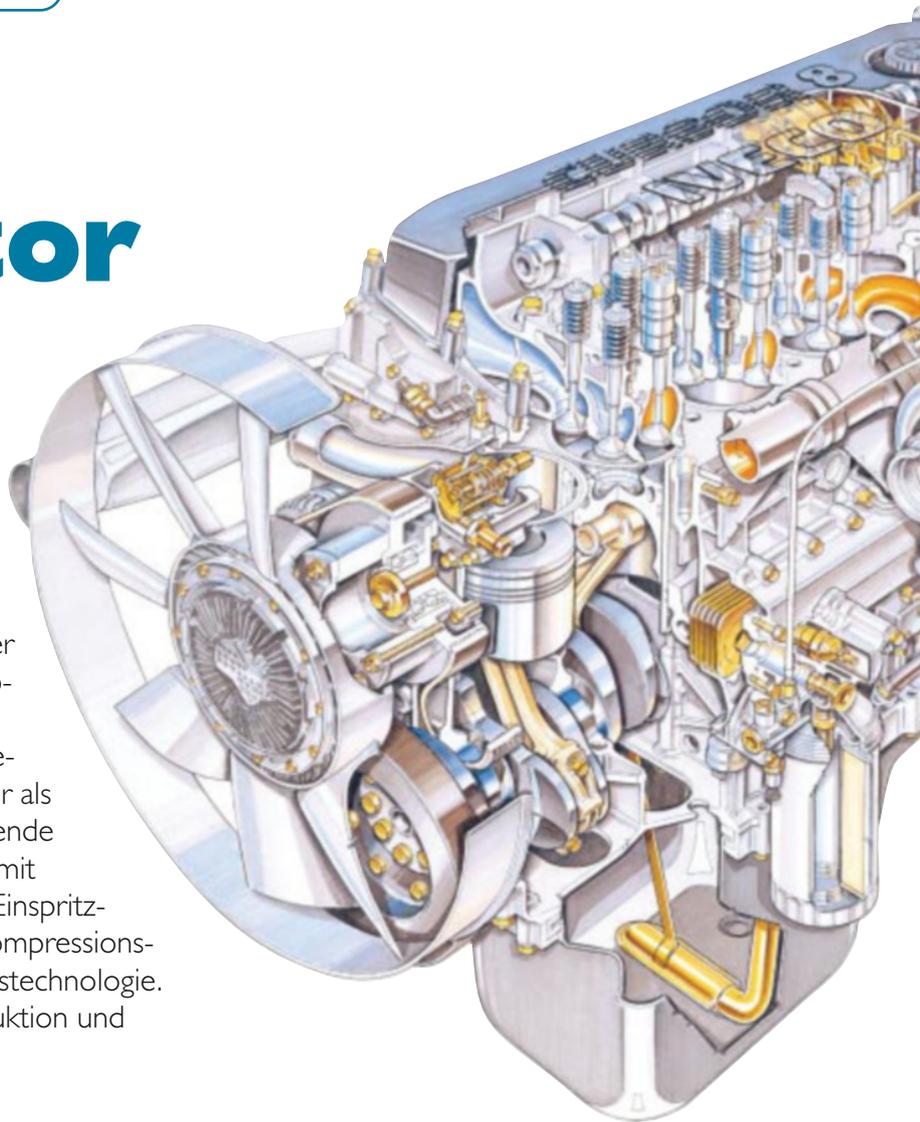


Der neue Dieselmotor Cursor 8 von Iveco

1998 begann Iveco mit der Produktion eines neuen fortschrittlichen Dieselmotors. Mit einer Leistung von maximal 259 kW bei einem Hubvolumen von nur 7,8 l setzt dieser Cursor 8-Motor die Entwicklungsstrategie für hochaufgeladene Dieselmotoren fort, die Iveco vor mehr als zehn Jahren startete. Iveco setzt zukunftsweisende Techniken ein, zum Beispiel einen Turbolader mit variabler Turbinengeometrie, ein Hochdruck-Einspritzsystem mit Pumpe-Düse-Einheiten, eine Dekompressions-Motorbremse, Faser-Ölfilter und neueste Gusstechnologie. In diesem Beitrag werden die Motorenkonstruktion und Besonderheiten der Entwicklung beschrieben.



1 Einleitung

Iveco ist einer der bedeutendsten Dieselmotorenhersteller. 1998 produzierte Iveco mehr als 370 000 Einheiten, wovon etwa ein Drittel in Iveco-Fahrzeuge eingebaut wurden. Zwei Drittel gingen für verschiedene Anwendungen (Fahrzeuge, Industrie- und Marineanwendungen, Landwirtschaftstraktoren, Generatoren etc.) an Kunden.

Iveco befindet sich in einer Phase der Erneuerung des gesamten Motorenprogramms mit den Zielen, den stetig steigenden Anforderungen des Marktes gerecht zu werden, konkurrenzfähige Produkte anzubieten, den Nutzen für den Kunden zu erhöhen und die zukünftigen Abgasgesetze zu erfüllen.

Der Iveco Cursor 8 (Cursor stammt vom lateinischen Wort „currere“ und bedeutet „rennen, laufen“) ist der erste Dieselmotor

einer neuen Motorenbaureihe und wird in den Iveco-Fahrzeugen der Baureihen „Euro-Tech Cursor“, „EuroTrakker Cursor“ und in Bussen angewendet. In diesem Beitrag werden die Konstruktionsmerkmale und Betriebseigenschaften des neuen Cursor 8-Motors vorgestellt.

2 Motorkonzept

Zu Beginn dieses Projektes in den frühen neunziger Jahre wurden anspruchsvolle Ziele gesetzt, die dem Kunden eine hohe Wirtschaftlichkeit der Fahrzeuge bieten sollen. Für den Motor ergeben sich folgende Entwicklungsziele:

1. eine hohe Leistungsdichte, schnelles Ansprechverhalten beim Beschleunigen, großer nutzbarer Drehzahlbereich und geringer Kraftstoffverbrauch
2. geringes Gewicht, um die Nutzlast des Fahrzeuges zu erhöhen
3. geringes Geräusch für hohen Fahrkomfort

4. das Potential zur Erfüllung der Euro 3- und Euro 4-Abgasemissions-Grenzwerte
5. eine Lebensdauer von über 500 000 km mit verlängerten Wartungsintervallen, um die Betriebs- und Ausfallkosten gering zu halten.

Nach eingehenden Konzeptstudien fiel die Wahl auf einen Sechszylinder-Reihenmotor, **Bild 1**. Diese Entscheidung erfolgte wegen des einfacheren Aufbaus, der geringeren Anzahl Bauteile, größerer Freiheit bei der Dimensionierung der Kurbelwellenlager, mehr Raum für die Nockenwelle und der besseren Eignung für die Abgasturboaufladung im Vergleich zu einem V-Motor.

Zudem ist der Einbau in ein Fahrzeug einfacher wegen der kleineren Motorbreite, fehlender freier Momente, einer optimalen Zündfolge, die zu geringerer Drehungleichförmigkeit führt, und der leichteren Zugänglichkeit zu den Hilfsaggregaten. Außerdem bietet sich die Möglichkeit zum Bau einer horizontalen Motorversion für



spezielle Anwendungen, bei denen die Einbauhöhe kritisch sein kann.

Während der ersten Entwicklungsphase des Cursor 8 wurde die Konstruktion eines kleinen hochaufgeladenen Dieselmotors als weiteres Grundkonzept beschlossen, um die Ziele zwei und drei zu erfüllen. Dieselmotoren mit hohen Mittel-Drücken wurden anfangs der achtziger Jahre zur Iveco-Philosophie. Um die Ziele eins und vier zu erreichen, wurde eine Kombination aus neuen und bewährten Technologien eingesetzt, wie eine variable Aufladung, ein Hochdruck-Einspritzsystem und vier Ventile pro Zylinder.

Iveco hat vor vielen Jahren die Vorteile eines Abgasturboladers mit variabler Turbinen-Eintrittsgeometrie erkannt [1], weil eine flexible Regelung des Verbrennungsluftverhältnisses entscheidend ist für die Reduktion der Schwarzausmissionen und zur Verbesserung des dynamischen Verhaltens. Gegenüber einer Registeraufladung oder einem mechanischen Lader wurde der Turbolader mit variabler Turbinen-Eintrittsgeometrie (VTG) wegen seiner Einfachheit und den besseren Wirkungsgraden vorgezogen.

Während die Wahl des variablen Turboladers die Architektur des Motors nur unwesentlich beeinflusste, bestimmte die Wahl des Einspritzsystems wesentlich die innere Gestaltung des Motors: Pumpe-Düse-Einheiten verlangten einen sehr steifen Antrieb, der nur mit einer obenliegenden Nockenwelle und einem einteiligen Zylinderkopf realisierbar war.

Zur Verfolgung der Entwicklungsziele, das heißt wirtschaftlicher Kraftstoffverbrauch

und günstige Abgasemissionen, wurden unterschiedliche Einspritzsysteme untersucht: Pumpe-Düse-Einheit (unit injector, UI), Pumpe-Leitung-Düse (PLD) und Common Rail (CR).

Das Common-Rail-System, an dem die Fiat Gruppe intensiv gearbeitet hatte [2], wurde ausgeklammert, weil zum Produktionsbeginn des Cursor-Motors keine Ausführung für einen Einspritzdruck von 1 600 bar verfügbar war. Die Pumpe-Leitung-Düse schied wegen der außen liegenden Druckleitungen und Geräuschquellen aus.

Das Hub-/Bohrungsverhältnis von 1,1 wurde als guter Kompromiss angesehen, um den gewünschten breiten nutzbaren Drehzahlbereich mit kleiner mittlerer Kolbengeschwindigkeit zu erreichen, ohne die Reibungsverluste im Kurbeltrieb zu stark zu beeinträchtigen.

Ein Entwicklungsziel war auch eine verbesserte Motorbremse. Um die Bremsleistung zu erhöhen, wurde ein Konzept gewählt, das eine Dekompressionsbremse mit der Aufladung durch einen VTG-Turbolader kombiniert. Durch diese Wahl wurde, ebenso wie für den Antrieb der Pumpe-Düse-Einheiten, auch für den Auslassventiltrieb eine steife Struktur erforderlich.

Um das Geräuschziel zu realisieren, wurden zwei Hauptkonzepte angewendet: ein Motorgehäuse-Unterteil mit integrierten Lagerbügeln (bedplate), sowie die Anordnung der Steuerräder auf der Schwungradseite, wo die Drehungleichförmigkeit der Kurbelwelle am geringsten ist.

Ausgehend von einer steifen Struktur eines Motors mit zweiteiligem Zylinderblock und oben liegender Nockenwelle ohne Stößel und Stoßstangen, wurde eine gute Basis für die Dauerhaltbarkeit des Motors geschaffen. Zur Erhöhung der Lebensdauer und zur Verlängerung der Wartungsintervalle wurden für die meisten Motorbauteile moderne Technologien angewendet, so zum Bei-

spiel Faser-Ölfilter, chrombeschichtete Kolbenringe mit optimiertem Laufflächenprofil, Zylinderlaufbüchsen mit geringer Rauigkeit der Lauffläche sowie reduzierte Lager- und Kolbenspiele.

Die Hauptabmessungen und Leistungswerte der verschiedenen Varianten des Cursor 8 sind in **Tabelle 1** und **Tabelle 2** dargestellt.

3 Konstruktionsmerkmale

Bei der Konstruktion des Cursor 8 wurden moderne Entwicklungsmethoden konsequent angewendet, alle Zeichnungen in CAD dargestellt, und in hohem Maße CAE-Mittel eingesetzt. Zudem erfolgte während der gesamten Konstruktions- und Entwicklungsphase eine ständige, enge Zusammenarbeit mit Einkauf, Entwicklungspartnern, Produktionsfachleuten und verschiedenen Iveco Fahrzeug-Geschäftsbereichen. Der Cursor 8 wurde für einen maximalen Zylinderdruck von 180 bar ausgelegt.

Die Verfasser

Giovanni Biaggini ist General Manager Business Development (bis Ende 1998 General Manager des Iveco Engine Engineering) bei Iveco in Turin, Italien.



Vittorio Buzio ist Chefindingenieur der Cursor Motoren bei Iveco in Turin, Italien.



Rudolf Ellensohn ist Abteilungsleiter Motorenentwicklung bei der Iveco Motorenforschung AG in Arbon, Schweiz.



Walter Knecht ist General Manager bei der Iveco Motorenforschung AG in Arbon, Schweiz.

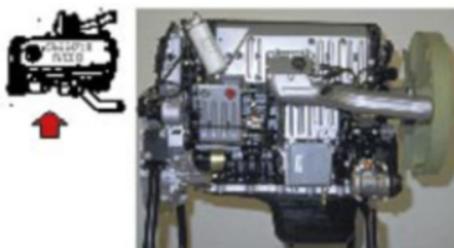


Bild 1: Iveco Cursor 8-Dieselmotor

Figure 1: Iveco Cursor 8 diesel engine

3.1 Motorblock

Der Motorblock besteht aus zwei Teilen, **Bild 2**. Das untere Teil, die Bedplate, enthält die Lagerbügel und ist mit dem oberen Zylinderblock durch zwei Reihen Schrauben verbunden. Die gleichmäßig verteilten sechs Zylinderkopfschrauben führen zu einer homogenen Krafteinleitung in den Block und reduzieren die Laufbüchsen-De-

formationen. Der aus stabilisiertem Grauguss hergestellte Motorblock hat einen Zylinderabstand von 138 mm. Es werden nasse, oben abgestützte Zylinderlaufbüchsen aus Mo- und V-legiertem Schleuderguss mit geringer Rauigkeit der Lauffläche verwendet. Drei O-Ringe sind im unteren Bereich der Büchsen zur Abdichtung gegen den Kurbelraum angebracht.

Hub	mm	115
Bohrung	mm	125
Hub/Bohrungs-Verhältnis	–	1,087
Hubvolumen	dm ³	7,79
Ventilzahl pro Zylinder	–	4
Verdichtungsverhältnis	–	17
Einspritzsystem	–	Bosch/DTC PDE 30
Abgasturbolader	–	Holset HX40V
Ladeluftkühlung	–	Luft/Luft
Ölinhalt	dm ³	25
Öl-Spezifikation	–	CCMC - D5
Inhalt Kühlsystem	dm ³	15
Motorgewicht	kg	680
Leistungsgewicht	kg/kW	2,62
Literleistung	kW/dm ³	33,24

Tabelle 1: Hauptcharakteristiken des Cursor 8

Table 1: Main characteristics of the Cursor 8 diesel engine

3.2 Zylinderkopf

Der Zylinderkopf, **Bild 3**, mit vier Ventilen pro Zylinder besteht aus stabilisiertem Gusseisen mit 1,5 % Nickelgehalt. Im Zylinderkopf sind die Kraftstoffkanäle, Nockenwellen- und Kipphebelsupporte und das Lufteintrittsrohr integriert. Es wird eine Mehrlagen-Zylinderkopfdichtung eingesetzt.



Bild 3: Zylinderkopf

Figure 3: Cylinder head

3.3 Kurbelwelle

Die siebenfach gelagerte Kurbelwelle mit integrierten Gegengewichten ist aus mikrolegiertem Stahl geschmiedet. Hauptlager- und Kurbelzapfen sind induktionsgehärtet. Es ist ein viskostatistischer Dreherschwingungsdämpfer angebaut.

3.4 Nockenwelle

Die obenliegende Nockenwelle ist siebenfach gelagert und mit je drei Nocken pro Zylinder (Einlass, Auslass und Einspritzung) ausgerüstet. Sie besteht aus gehärtetem Stahl, mit einer Mindesteinsatzhärteiefe von 2 mm im Bereich der Nocken.

3.5 Kolben

Es werden Kühlkanalkolben aus einer über-eutektoiden Leichtmetall-Legierung mit drei Kolbenringen verwendet. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit bei Nenndrehzahl (2 400/min) beträgt nur 10 m/s.

3.6 Schubstangen

Diese sind geschmiedet aus legiertem Stahl.

3.7 Steuerräder

Die Steuerräder sind wegen der geringeren Torsionsschwingungen schwingradseitig angeordnet. Fünf Zahnräder treiben die Nockenwelle an. Sie sind einsatzgehärtet und mit einem speziellen Oberflächen-Finbearbeitungsverfahren gefertigt.

3.8 Kühlsystem

Die Zentrifugal-Kühlwasserpumpe ist im

Tabelle 2 - Leistungen des Cursor 8

Table 2: Performance of Cursor 8 diesel engine

		E0681D	E0681C	E0681F	E0681B	E0681A
Leistung	kW	180	200	200	228	259
Drehzahl	l/min	1 800-2 400	2 000-2 400	2 000-2 400	1 700-2 400	1 950-2 400
Drehmoment	Nm	950	950	1 115	1 115	1 280
Drehzahl	l/min	1000-1800	1 000-2 000	1 000-1 700	1 000-1 950	1 080-1 900
Motorbremsleistung	kW	226	226	226	226	226



Bild 2: Motorblock des Cursor 8

Figure 2: Engine block of Cursor 8

Motorblock integriert und wird über einen Poly-V-Riemen angetrieben. Ein Gleitthermostat hält die Betriebstemperatur zwischen 85 und 95 °C. Die Kühlmittelströmung im Motorblock und Zylinderkopf wurde mit CFD-Berechnungen (STAR CD) optimiert. Das Kühlmedium gelangt über einen gemeinsamen Kanal an den unteren Teil der Zylinderbüchsen, durchläuft den Motorblock und wird unterhalb der Auslasskanäle in den Zylinderkopf geführt. Danach wird die Strömung durch eine Zwischenwand umgelenkt, sodass die Flammenplatte intensiv gekühlt wird. Das Kühlmittel wird in einer im Zylinderkopf integrierten Galerie gesammelt, an der auch das Bypass-Rohr angeschlossen ist, **Bild 4**. Alle Kühlmittelleitungen sind in die Motorstruktur integriert, damit weniger Dichtungen notwendig sind und mögliche Leckagen vermieden werden.

3.9 Schmiersystem

Die Druckölschmierung erfolgt durch eine von der Kurbelwelle angetriebene Zahnradölpumpe. Ein Sicherheitsventil in der Pumpe begrenzt den Öldruck auf 10 bar, ein Steuerventil regelt den Öldruck in der Hauptölgalerie. Während der Warmlaufphase wird der Flachrohr-Ölkühler durch ein Thermostatventil über einen Bypass umgangen. Spezielle Aufmerksamkeit wurde der Schmierölfilterung gewidmet. Ausgewählt wurde ein Verbund-Mikrofaser-Mehrschichten-Filter mit einer hohen Porendichte und einer Membran mit hoher Druckdauerfestigkeit und großer Schmutzaufnahmefähigkeit.

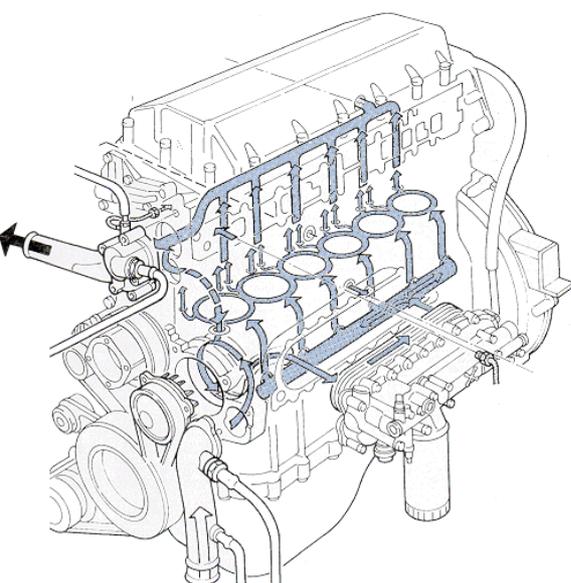
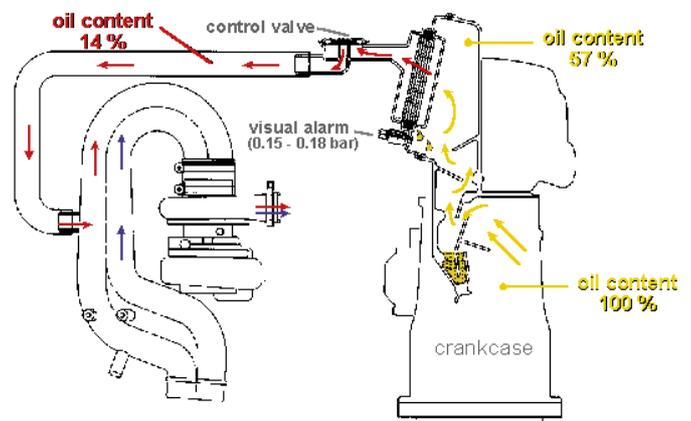


Bild 4: Kühlwasserkreislauf
Figure 4: Cooling water circuit

Bild 5: Blowby-Rezirkulation
Figure 5: Blow-by recirculation



3.10 Blowby-Rezirkulation

Bild 5 zeigt schematisch die geschlossene Kurbelgehäuseentlüftung. Ein gasdurchlässiger Filter scheidet das im Gas enthaltene Öl aus. Die im Gas enthaltenen Schmutzpartikel werden an den kondensierten Öltröpfchen angelagert und in den Ölsumpf zurückgeführt. Das Filter muss alle 160 000 km ersetzt werden.

3.11 Nebenantrieb

Der auf Wunsch erhältliche Nebenantrieb ist für maximale Übertragungsmomente von 600 Nm ausgelegt.

3.12 Kraftstoff-Einspritzsystem

Es wurden elektronisch geregelte Bosch PDE 30-Pumpe-Düse-Einheiten ausgewählt. Diese lassen Einspritzdrücke bis 1 600 bar zu und werden mechanisch von der oben liegenden Nockenwelle betätigt, **Bild 6**. Ein Antrieb hoher Steifigkeit erwies sich als notwendig, um eine hohe Einspritzgeschwindigkeit zu erreichen. Das Fehlen von Hochdruckleitungen ist vorteilhaft. Auch beim Niederdrucksystem wurden außen liegende Leitungen weitgehend vermieden. So sind die Zu- und Rückströmleitungen in den Zylinderkopf integriert. Die Kraftstoff-Zahnradpumpe hält einen Förderdruck von 5 bar. Mikrofaser-Kraftstofffilter sichern günstige Filtereigenschaften.

3.14 Dekompressions-Motorbremse

Die Konstruktion besteht aus einer exzentrischen Büchse zwischen Kipphebel und -welle, die sich durch Verdrehen die Positi-

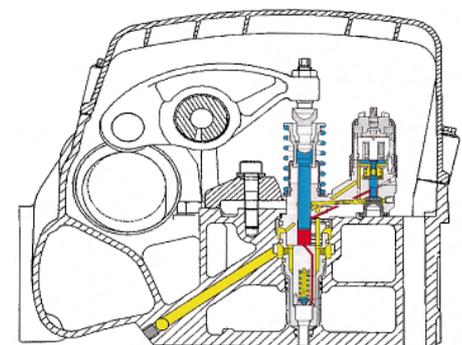


Bild 6: Einspritzsystem mit Pumpe-Düse-Einheiten
Figure 6: Unit injector arrangement

3.13 Abgasturbolader

Der gewählte VTG-Turbolader variiert den Turbineneintrittsquerschnitt durch einen axial beweglichen Düsenring mit fester Beschauung, **Bild 7**. Der Düsenring wird pneumatisch über Hebel verstellbar. Der Turbolader ist wassergekühlt, um eine ausreichende Lagerlebensdauer zu erreichen.

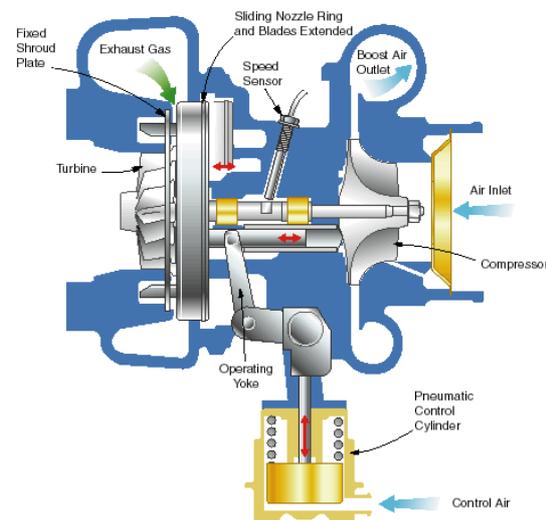


Bild 7: Abgasturbolader mit variabler Turbineneintrittsgeometrie
Figure 7: Turbocharger with variable turbine entry geometry

on der Auslasskippebelachse relativ zur Nockenwellenachse ändert. Diese Büchse ist an einem Hebel befestigt, der über hydraulische Stellzylinder bewegt wird. Es gibt zwei Positionen: eine für den „gefeuerten“ Motor und eine für den Motorbremsbetrieb, gleichbedeutend mit zwei unterschiedlichen Abständen zum Nockengrundkreis. Bei Motorbremsbetrieb folgt der Kipphebelarm einer Zusatznocke im oberen Totpunktbereich des Kompressionstaktes, die einen kleinen Hub des Auslassventils bewirkt, **Bild 8**. Die hydraulischen Stellzylinder werden durch Betätigung eines elektromagnetischen Ventils mit Drucköl vom Motorschmiersystem beaufschlagt. In Kombination mit dem VTG-System wird die Bremsleistung der Iveco Motorbremse wesentlich erhöht und ist im Verstellbereich des VTG-Laders variabel. Sie kann somit auch in der Tempomat-Funktion eingesetzt werden. Die Motorbremse kann in drei Betriebsarten aktiviert werden: konventionell über einen Motorbremsschalter, über das Fahrpedal beim Gaswegnehmen oder über die Tempomatfunktion.

3.15 Starthilfen

Ein elektrischer Heizflansch ist beim Übertritt vom Ladeluftrohr zum Zylinderkopf

angebracht und bewirkt neben einem schnelleren Kaltstart auch eine Reduzierung der Kohlenwasserstoffemissionen bei niedrigen Temperaturen. Ein Kaltstart bis $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ ist mit sehr geringen unverbrannten Kohlenwasserstoff-Emissionen möglich. Neben der Regelung der Kraftstoffmenge und des Einspritzbeginns in Funktion der Kühlwassertemperatur trägt auch der Turbolader zu einem schnellen Kaltstart bei, indem der Turbinen-Eintrittsquerschnitt während der Start- und Warmlaufphase in Minimalstellung gehalten wird. Durch den höheren Auslassgedruck und den geringfügig höheren Ansaugdruck ergibt sich ein wesentlich besseres Start- und Beschleunigungsverhalten bei geringeren HC-Emissionen.

4 Motorentwicklung

4.1 Verbrennungsentwicklung

Der Vierventil-Zylinderkopf erlaubte eine zentrale, senkrechte Anordnung der Einspritzdüse. Dies stellt eine günstige Randbedingung für die Gemischbildung und den Verbrennungsprozess dar. Im Rahmen der Verbrennungsabstimmung wurden mehrere rotationssymmetrische Brennraumgeometrien, Einspritzsystem-Parame-

ter und Drall-Varianten systematisch untersucht. Durch die sorgfältige Einlass- und Auslasskanalentwicklung in Verbindung mit der Optimierung der Ventilerhebungskurven und einem Turbolader mit variabler Turbinen-Eintrittsgeometrie wurden günstige Gaswechselbedingungen geschaffen. Eine gleichmäßige Kraftstoffverteilung im Brennraum wurde durch die senkrechte und zentrische Anordnung der Einspritzdüse erreicht. Die eigentliche Gemischbildung dieses Motors erfolgt weniger durch die vom Einlasskanal eingeleitete Ladungsdrehung, sondern hauptsächlich durch die Kraftstoffstrahlenergie. Untersuchungen haben gezeigt, dass Verbrennungssysteme mit drallarmen Einlasskanälen bei „offenen“ Brennräumen zu günstigen Ergebnissen führen. Dies ist jedoch oft mit beträchtlichen Problemen der Schmierölalterung verbunden. Besonders mit großen Kraftstoffstrahlwinkeln bei spätem Einspritzbeginn (zur Verringerung der NO_x -Emissionen) führt dies zu erhöhtem Kraftstoff- und Rußgehalt im Schmieröl. Deshalb entwickelte Iveco ein Verbrennungssystem mit eingezogener Brennraummulde, wobei die Strahlwinkel so gewählt wurden, dass auch bei Ausströmen aus der Brennraummulde (bei „reverse squish“) nur sehr wenig Kraftstoff die Zylinderwand erreicht. Die Einspritznocken wurden für eine annähernd konstante Einspritzrate ausgelegt. Damit wurde bei der Verbrennungsentwicklung auf eine geringe vorgemischte Verbrennungsrate geachtet, um die Temperatur des Zylinderinhalts für eine geringe NO_x -Bildung tief zu halten. Gleichzeitig wurde die Brennrate der diffusionsgesteuerten Phase erhöht und dadurch eine Verschleppung der Verbrennung vermieden. Ein wichtiges Element bei der Verbrennungsoptimierung stellt die über den gesamten Betriebsbereich anpassungsfähige Regelung des Ladedrucks dar.

Das Verbrennungssystem wurde sowohl für die Euro 2- als auch für die Euro 3-Abgasemissions-Grenzwerte ausgelegt. Bedingt durch die konsequente Optimierung des Verbrennungs- und Aufladesystems konnten sehr günstige Leistungscharakteristiken, ein niedriger Kraftstoffverbrauch und niedrige Abgasemissionswerte realisiert werden, **Bild 9** und **Bild 10**. Der minimale spezifische Kraftstoffverbrauch beträgt 192 g/kWh .

Im Rahmen der Entwicklung des Cursor 8 wurden auch Strategien zur Einhaltung zukünftiger Abgasemissions-Grenzwerte (Euro 4, Euro 5) erarbeitet. Dazu gehören, neben der weiteren Verbesserung des Ver-

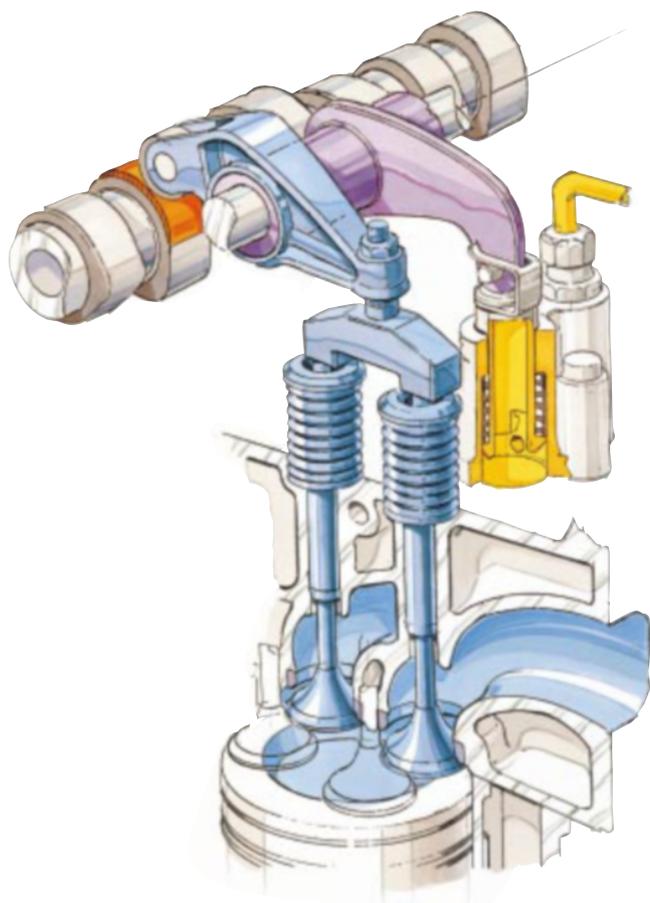


Bild 8: Dekompressions-Motorbremse

Figure 8: Decompression engine brake

Engine Curves F2B E0681A 259 kW (352 HP)

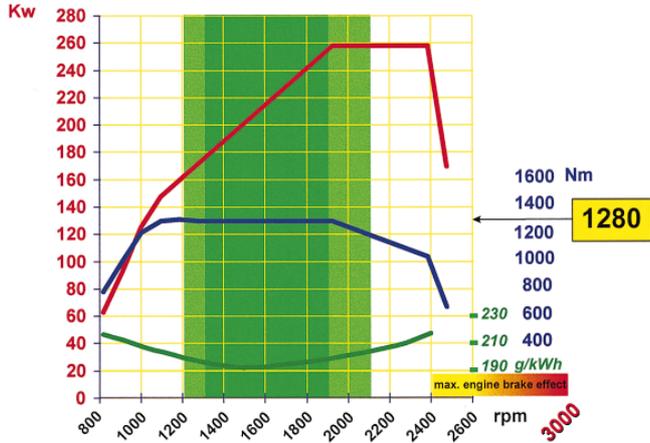


Bild 9: Leistung und Drehmoment

Figure 9: Power and torque

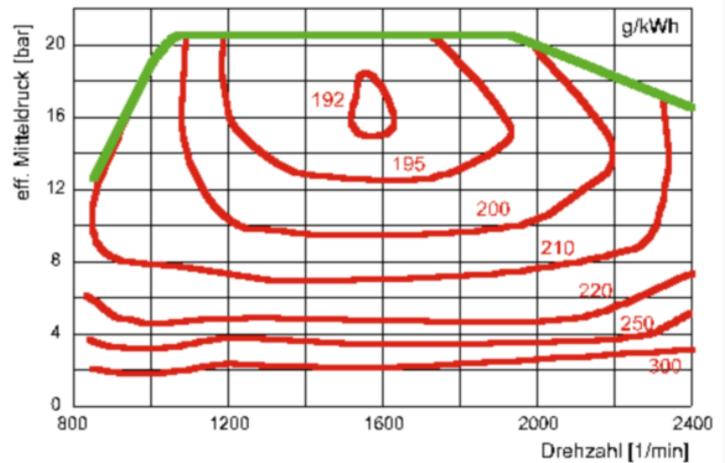


Bild 10: Kraftstoffverbrauchskennfeld

Figure 10: Fuel consumption map

brennungsprozesses, die gekühlte Abgaszirkulation und verschiedene Abgas-Nachbehandlungssysteme [3].

4.2 Aufladung

Bei der Auswahl eines Aufladungssystems ist es wichtig, dass dieses zu jedem Zeitpunkt den vom Motor verlangten Luftmassenstrom liefern kann. Dieser Luftmassenstrom ändert sich je nach Motordrehzahl, eingespritzter Kraftstoffmenge, atmosphärischem Druck, volumetrischem Wirkungsgrad etc.

Für den Cursor-Motor hat Iveco einen völlig neuen Weg beschritten, um die bekannten Einschränkungen zu überwinden, die mit einem Turbolader mit fester Turbinengeometrie und Wastegate bestehen. Diese Einschränkungen bestehen in einem ungenügenden Luftmassenstrom bei tiefen Motordrehzahlen, Wirkungsgradeinbuße bei hohen Motordrehzahlen und mangelndem Ansprechverhalten bei instationärem Betrieb.

Es wurden verschiedene Aufladesysteme verglichen, und zwar Registeraufladung, mechanische Aufladung und Turbolader mit variabler Turbinen-Eintrittsgeometrie. Die beiden ersten Möglichkeiten wurden wegen des aufwendigen Anbaus und der Regelung verworfen. Mit variabler Turbinen-Eintrittsgeometrie wurden zwei Konzepte untersucht, ein Konzept mit drehbaren Düsenringschaufeln (swing vane) und eines mit veränderlichem Düsenring-Eintrittsquerschnitt (moving nozzle). Die endgültige Wahl fiel aus folgenden Gründen auf die Ausführung mit veränderlichem Düsenring-Eintrittsquerschnitt: Das Stell-

system zum Verändern des Düsenring-Eintrittsquerschnittes ist einfacher und robuster, Reibungsverschleiß und Hysterese-Effekte sind geringer. Der Wirkungsgrad ist dank der Optimierung der hier feststehenden Düsenringschaufel-Form dem mit drehbaren Düsenringschaufeln gleichwertig.

Der Turbolader mit variabler Turbinen-Eintrittsgeometrie für den Cursor-Motor wurde in Partnerschaft von Iveco und Holset entwickelt.

Um den über einen weiten Last- und Drehzahlbereich verlangten Luftmassenstrom bereitzustellen, regelt das System die Turbinenradeintrittsgeschwindigkeit, woraus unterschiedliche Turbinenleistungen resultieren.

Bild 7 zeigt die Arbeitsweise des VTG-Turboladers. Die Abgase werden dem Turbinenrad über einen Ringspalt zugeleitet, der von einer feststehenden Platte (shroud plate) und dem verschiebbaren Düsenring mit fester Beschaukelung (sliding nozzle ring) gebildet wird. Die Position des verschiebbaren Teils wird über einen mechanischen Hebel und einen außerhalb angeordneten Pneumatik-Zylinder gesteuert. Die Abbildung zeigt den Düsenring mit den festen Schaufeln in Minimalposition, sodass die Abgase auf das Turbinenrad mit größtmöglicher Geschwindigkeit wirken können. Bei geringem Leistungsbedarf wird der Düsenring mit den Schaufeln ausgefahren, sodass der Ringspalt weiter und der Turbineneintrittsquerschnitt größer wird. Um den größten Nutzen der neuen Ladertechnologie zu erreichen, war ein hoher Entwicklungsaufwand notwendig:

- ein für die Anwendung in Nutzfahrzeugen angepasstes Regelungssystem
- die Verwendung spezieller Werkstoffe für den Betriebsmechanismus, die den Beanspruchungen und der Reibung bei hohen Temperaturen standhalten
- Verdichterräder mit verbesserten Kennfeldern, um Druckverhältnisse von bis zu 3:1 zu ermöglichen, sowie gute Wirkungsgrade über den gesamten Betriebsbereich des Motors, **Bild 11**.

Es gelang, die Vorteile eines VTG-Turboladers voll auszuschöpfen, das heißt:

- ein optimaler Ladedruck in jedem Betriebspunkt (Last / Motordrehzahl), ohne Nachteile in Brennstoffverbrauch und Abgasemissionen
- ein hoher Ladedruck und damit tiefe Rauchwerte im unteren Drehzahlbereich des Motors, selbst bei hohem Drehmoment
- die Kombination der Charakteristiken einer kleinen Turbine (hoher Ladedruck bei tiefen Motordrehzahlen) mit denen einer großen Turbine (großer Durchsatz bei hoher Motordrehzahl und Einhaltung der zulässigen Turboladerdrehzahl). Dadurch konnte ein großer Drehzahlbereich mit konstanter Leistung beziehungsweise konstantem Drehmoment erzielt werden und ein niedriger Kraftstoffverbrauch über einen weiten Last- und Drehzahlbereich des Motors
- ein konstanter Luftdurchsatz (keine Leistungsreduktion) im Höhenbetrieb bis zu 2 000 m ü. M.
- ein sehr gutes dynamisches Verhalten infolge des schnellen Ladedruckaufbaus, **Bild 12**
- eine verbesserte Motorbremse.

Es ist gelungen, mit einem 7,8-l-Dieselmotor nahezu das Leistungsvermögen eines konventionell aufgeladenen Dieselmotors mit 10 bis 12 l Hubraum zu erreichen.

4.3 Motorbremse

Eine Motorbremsleistung in der Größenordnung der Motor-Nennleistung ist bei Nutzfahrzeugen erwünscht und ein ausschlaggebender Faktor, um höhere Trans-

portleistungen zu erbringen. Die Iveco Motorbremse ist eine Dekompressions-Bremse, gekoppelt mit der VTG-Aufladung, wobei eine Absenkung des Zylinderdrucks durch ein minimales Öffnen des Auslassventils unmittelbar nach OTP erfolgt. Während die Bremsleistung einer konventionellen Dekompressionsbremse nur vom Hubvolumen und dem Auslassgedruck abhängig ist, kann sie zusammen mit der VTG-Aufladung erhöht werden, indem ver-

dichtete Luft in die Zylinder eingeleitet wird und infolgedessen ein höherer Kompressionsenddruck anliegt, **Bild 8**. Durch die Dekompression im OTP, ausgehend von einem höheren Druckniveau, ergibt sich eine verbesserte Bremsleistung.

Dank der variablen Turbinen-Eintrittsgeometrie kann mehr Energie in Ladedruck und Luftmassenstrom umgesetzt werden, sodass die Kompressionsarbeit im Vergleich zur gewöhnlichen Dekompressionsbremse verdoppelt wird. Durch die Kombination der Dekompressionsbremse mit der flexiblen Turboaufladung kann bei einer Motordrehzahl von 3 000/min eine Bremsleistung von 250 kW erreicht werden.

Die Möglichkeit, die in der Turbine umgewandelte Energie durch Variation des Turbinen-Eintrittsquerschnitts zu regeln, erlaubt eine dem Fahrerwunsch entsprechende Bereitstellung der Motorbremsleistung. Dadurch ist auch eine Fahrzeug-Geschwindigkeitsregelung im Bremsbetrieb möglich.

Im Gegensatz zur Drosselklappe schafft das VTG-System bei Bremsbedingungen einen ähnlichen Luftdurchsatz wie im gefeuerten Betrieb. Als Folge davon wird die üblicherweise kritische Einspritzdüsentemperatur deutlich abgesenkt, sodass auch bei maximaler Leistung Dauerbetrieb möglich ist. Die gleichzeitig verringerte Wärmebelastung des Kühlsystems lässt außerdem bei Fahrzeugen mit Retarder eine höhere Gesamtbremsleistung zu.

4.4 Motorgeräusch

Auf Grund der Anforderungen an den Fahrkomfort wurde die maximal zulässige Geräuschemission des Motors auf einen Schalldruckpegel von 95 dB(A) in einem Meter Abstand festgesetzt. Bei diesem Pegel wird der Motor zu einer zweitrangigen Geräuschquelle im fahrenden Lastwagen, sodass schwere Abschirmungen, die die Wartungsarbeiten behindern, vermeidbar sind. Zur Erreichung des Geräuschzieles wurden bei der Konstruktion folgende Kriterien beachtet:

- eine steife Motorstruktur, das heißt ein symmetrischer Zylinderblock, abgeschlossen mit einer Bedplate
- die akustische Isolierung einzelner Bauteile, wie Zylinderkopfdeckel und Ölwanne
- die individuelle Verbesserung einzelner Bauteile und einzelner Quellen wie Alternator, Drehschwingungsdämpfer und Lufteintrittsrohr.

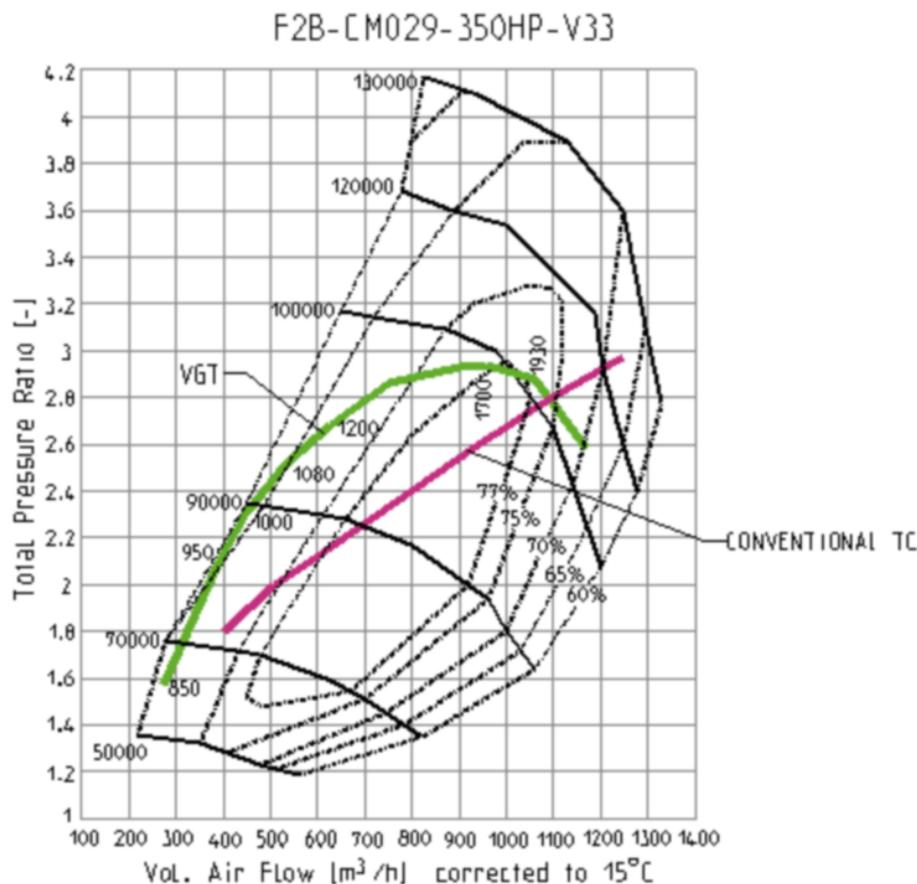


Bild 11: Verdichter-Kennfeld

Figure 11: Compressor map

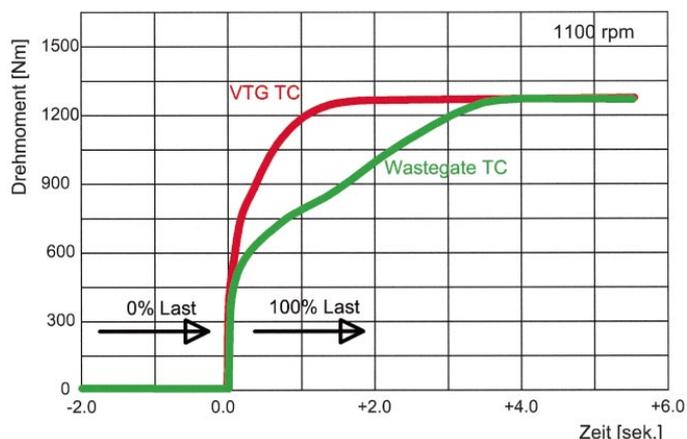


Bild 12: Drehmomentaufbau mit Wastegate-Turbolader im Vergleich zu Turbolader mit variabler Turbinen-Eintrittsgeometrie

Figure 12: Torque build-up of a wastegate turbo-charger in comparison to a turbocharger with variable turbine entry geometry

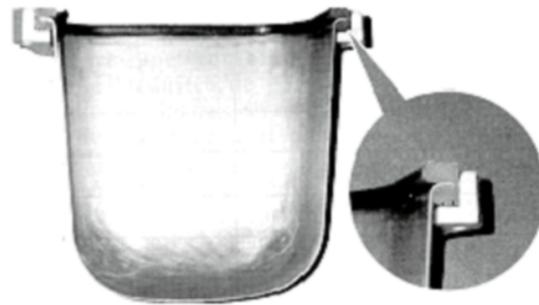


Bild 13: Ölwanne
Figure 13: Oil sump

Die Optimierung der Struktur erfolgte zuerst am Zylinderblock unter gleichzeitiger Berücksichtigung der mechanischen Spannungen und des Schwingungsverhaltens. Dabei wurden einige Verrippungen an den Seitenwänden angebracht, um Membranschwingungen zu verringern. Durch die Verwendung der Bedplate ergab sich eine Verdoppelung der Frequenz der ersten seitlichen Biegeschwingung der Motor-Gesamtstruktur im Vergleich zum Motorblock mit einzelnen Lagerkappen.

Für einige Bauteile, wie Zylinderkopfdeckel und Ölwanne, wurde eine körperschallisolierte Befestigung gewählt. Die Ölwanne hängt in einer dicken, weichen Dichtung, die in einem Aluminiumrahmen gehalten wird. Es gibt keine metallische Verbindung der Ölwanne mit dem Motorblock, Bild 13. Für den Zylinderkopfdeckel wurde eine kombinierte Methode angewendet. Er besteht aus faserverstärktem Kunststoff und ist über eine weiche Dichtung vom Zylinderkopf abgekoppelt. Der Zylinderkopfdeckel wurde rechnerisch für eine gute Dämmung des vom Antrieb der Ventile und Pumpe-Düse-Einheiten abgestrahlten Luftschalls ausgelegt.

Die Verwendung von Pumpe-Düse-Einheiten stellt akustisch einen weiteren Vorteil gegenüber Einspritzsystemen dar, die außen am Motor angeordnet sind und daher frei Geräusch abstrahlen können. Eine weitere auffallende Lärmquelle ist erfahrungsgemäß das Steuerrädergetriebe. Im Cursor-Motor wurden die Steuerräder schwungradseitig angeordnet, wo deren Anregung durch Torsionsschwingungen der Kurbelwelle geringer ist. Dadurch sind auch die Getriebe-Rasselgeräusche kleiner. Außerdem liegen die Steuerräder in einem gut abgeschirmten Bereich zwischen Kurbelgehäuse und Schwungradgehäuse, so dass eine direkte Geräuschabstrahlung verhindert wird. Die Zahnprofile der Zahnräder wurden nach neuesten Technologien festgelegt, und zwar unter vollständiger

Berücksichtigung von Übertragungsfehlern und elastischen Deformationen, um das Zahneingriffsgeräusch im Lastbetrieb zu verringern [4,5].

Im Montageprozess wurde auch eine Gruppierung von Hauptlagern und Kolben eingeführt, um die wichtigsten geräuschrelevanten Spiele in engen Grenzen zu halten. Weiter konnte das Kolbengeräusch durch eine Desachsierung des Kolbenbolzens verringert werden. Damit das angestrebte Geräuschziel des Projektes erreicht werden konnte, wurden schließlich noch Geräuschabschirmungen auf der rechten Seite des Zylinderkopfs und am Druckluftkompressor angebracht. Diese Abschirmungen sind aus schalldämpfendem Verbundblech gefertigt und mit einer Absorptionspackung auf der geräuschbeaufschlagten Innenseite versehen. Durch eine gefällige Gestaltung konnten sie optisch in das Motordesign integriert werden. Als Ergebnis einer systematischen Optimierung der Motorstruktur und der Entwicklung eines weichen Verbrennungsablaufs brachten die am Cursor-Motor angewendeten Lärmbekämpfungstechnologien den Geräuschpegel des in Serie produzierten Motors auf den Zielwert, wogegen der anfänglich an den ersten Prototypen gemessene Wert 6 dB(A) höher lag, Bild 14.

4.5 Regelungssystem

Das Regelungssystem ist ein Kernstück des Motors, Bild 15. Über den gesamten Betriebsbereich des Motors regelt es die we-

sentlichen Hauptfunktionen, die eingespritzte Kraftstoffmenge, den Einspritzbeginn und den Luftmassenstrom.

Damit ist es möglich, jederzeit und in jedem Betriebszustand (stationär und instationär) das gewünschte Luft-/Brennstoff-Verhältnis zu erreichen. Dies bedeutet reduzierte Partikelemissionen auch im Transientbetrieb, ein optimales Verhältnis von Verbrauch und Emissionen sowie bestmögliche Leistung und Drehmoment bei ungünstigen Umgebungsbedingungen, ohne die Betriebssicherheit des Motors zu gefährden.

Zusätzlich regelt es noch andere Funktionen wie Motorbremse, Fahrzeuggeschwindigkeit (Geschwindigkeitsbegrenzung, Tempomat usw.), und schützt den Motor vor thermischer Überlastung. Mehrere Sicherheitsstrategien sorgen dafür, dass im Falle eines Systemfehlers (Sensoren, Stellglieder usw.) der Motor nicht beschädigt wird und dass eine ausreichende Fahrbarkeit bis zur Fehlerbehebung garantiert ist.

Die Entwicklung der Strategie zur Regelung der VTG-Aufladung war die schwierigste Aufgabe und führte zu einer Anzahl von Iveco Patenten.

Die folgenden Aspekte mussten in Betracht gezogen werden, um das Potential der VTG-Aufladung voll auszunutzen: Das zu regelnde System ist hochgradig nichtlinear; ein Beispiel ist die Beziehung zwischen Düsenring-Position und Ladedruck. Die Abgas-

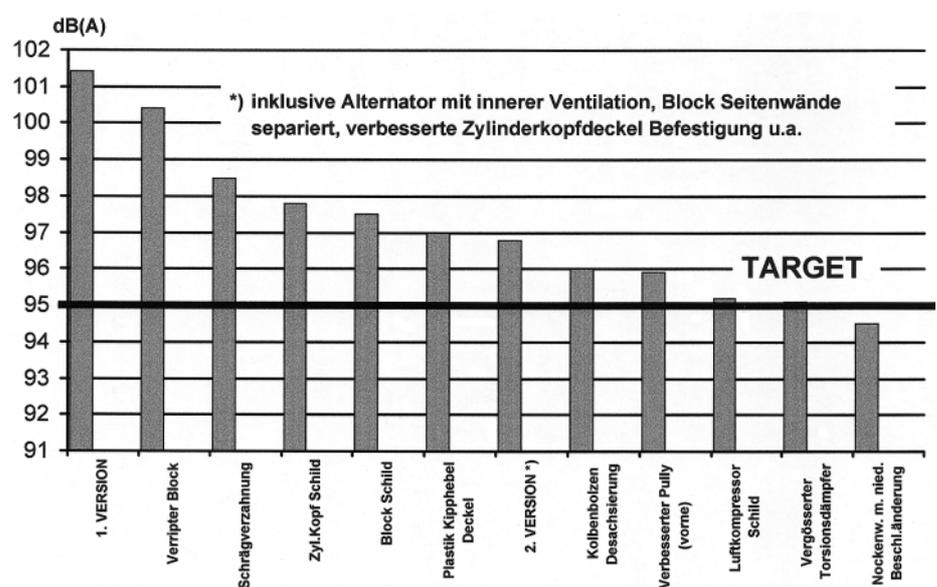


Bild 14: Wirksamkeit verschiedener Maßnahmen zur Senkung des Motorgeräusches
Figure 14: Effectiveness of different measures to reduce the engine noise

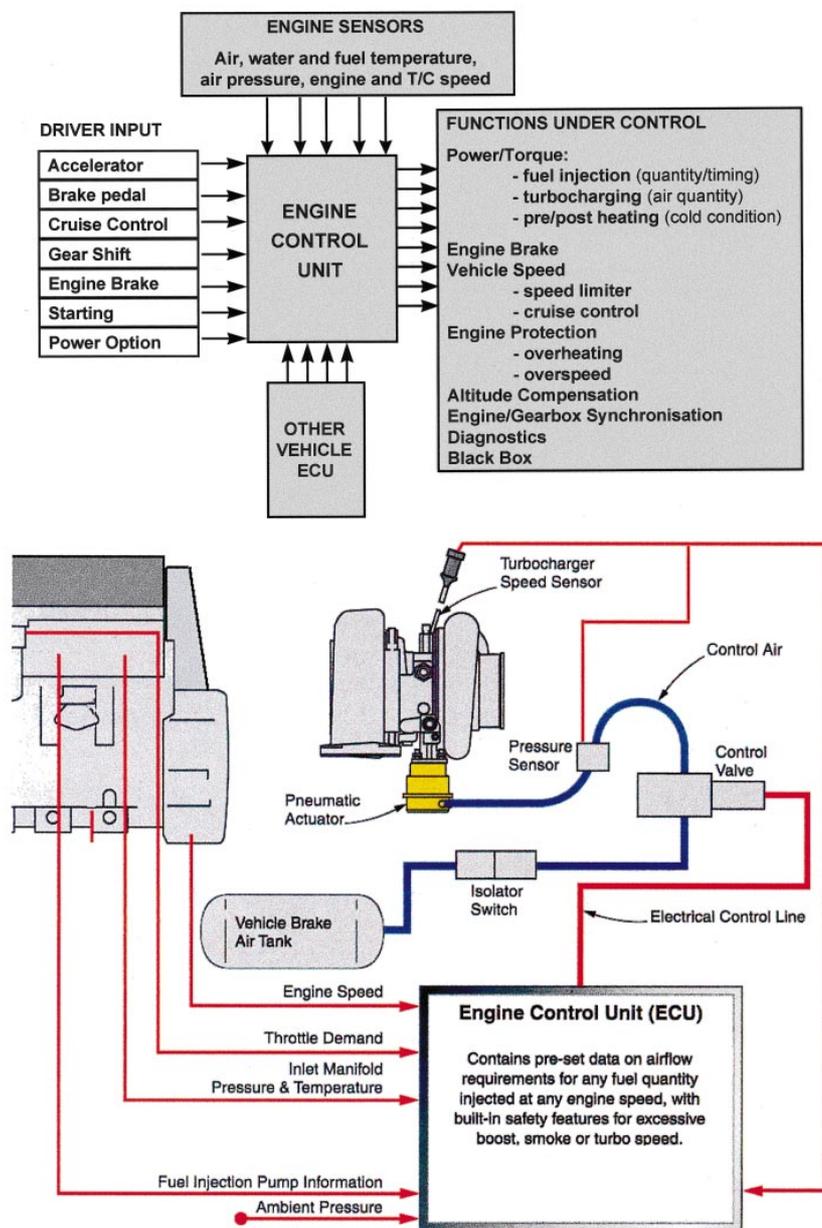


Bild 15: Motor- und VTG-Regelung

Figure 15: Engine and VTG-control

temperatur beeinflusst das stationäre und das dynamische Verhalten. Die Reibung beweglicher Teile beeinflusst die Reaktionszeit des Systems. In einem System, das für Beschleunigungen bis $60\,000\text{ min}^{-1}/\text{s}$ geeignet ist, muss die Turboladerdrehzahl entsprechend schnell geregelt werden können. Bei einem Ausfall, wenn zum Beispiel der VTG-Turbolader bei Minimalstellung des Düsenringes einen Schaden erleidet, muss weiterhin ausreichende Fahrbarkeit gewährleistet sein, ohne dass der Turbolader überdreht oder der Motor überlastet wird.

Die Möglichkeiten der verfügbaren Technologien (Sensoren, Stellglieder, Steuergerät

usw.) wurden voll ausgenutzt. Ein wesentlicher Bestandteil dieser Regelung ist zum Beispiel der Turbolader-Drehzahlgeber, der zweckgerichtet entwickelt und in das System integriert wurde.

Die Grundfunktionen des Iveco VTG-Regelungssystems sind:

- Sicherstellung eines optimalen Luftmassenstromes für jeden Betriebspunkt, garantiert durch eine „closed loop“-Regelung über den temperaturkorrigierten Ladedruck
- Kompensation der Auswirkungen bei Höhenbetrieb des Motors
- Ladedruckbegrenzung, um sicher zu stellen, dass die maximal zulässigen

Drücke im Zylinder und vor der Turbine nicht überschritten werden

- im Motorbremsbetrieb die Düsenringposition zu modulieren, um so den Luftmassenstrom und folglich die Bremsleistung zu regeln (Tempomat).

Das Motor-Regelungssystem ist auch über CAN-Bus mit anderen Elektroniksystemen des Fahrzeuges verbunden.

5 Diagnose

Ein weiterer Schwerpunkt des Projektes war die Entwicklung der Diagnose-Methoden. In dieser Hinsicht erleichtert ein voll-elektronisches Regelsystem nicht nur den Schutz des Motors vor Überlastung, sondern dient auch als Instrument zur Problemerkennung und zur gezielten Einleitung von Reparaturaktionen. Das Steuergerät (ECU) verhindert Überdrehzahl des Motors (speziell nach einem Kaltstart) und die maximale Leistungsabgabe bei erhöhten Kühlmitteltemperaturen.

Im Fahrbetrieb prüft das System als Monitor ununterbrochen das Funktionieren aller Sensoren (Druck, Temperatur etc.) und aller Stellglieder (Ventile der Einspritzdüsen, Motorbremse, VTG etc.) sowie die Plausibilität kritischer Sensoren (Motordrehzahl, Gaspedalstellung) und der Systemantworten (zum Beispiel zwischen dem Zielwert des Ladedrucks und dem aktuellem Ladedruck).

Im Fall einer defekten Funktion oder bei Fehlern reagiert das System folgendermaßen: Wenn möglich benützt es Ersatzfunktionen (zum Beispiel wird bei defektem Wassertemperatur-Sensor der Brennstofftemperatur-Sensor verwendet). Wenn notwendig reduziert es die Motorleistung (zum Beispiel das Saugmotor-Kennfeld bei Ausfall der VTG-Regelung). Das System informiert den Fahrer über vorhandene Fehler. Es speichert dauernd die Fehler und andere relevante, zur Fehlerbehebung hilfreiche Informationen, die vom Fahrer durch Ablesen vom „Blink-code“ identifiziert werden können.

Mit einem externen Diagnose-Gerät (Iveco MODUS) können folgende Tests entweder zur Prüfung der Funktionstüchtigkeit des Motors oder zur Fehlersuche ausgeführt werden:

- Stellgliedertests (VTG, Motorbremse, Luftvorwärmung)
- Prüfen der Motorreibung (freie Beschleunigung ab Leerlauf)

- Leistungstest der einzelnen Zylinder (durch jeweiliges Abschalten eines Zylinders)
- Motorbremstest (Drehzahlreduktionsprüfung mit und ohne Aktivieren der Motorbremse)
- Prüfen des Aufladesystems (erreichter Ladedruck bei gegebener Motordrehzahl und gegebener Düsenringposition des VTG-Systems)
- Kompressionstest (Drehzahlschwankung während des Durchdrehens).

Selbst wenn keiner der Tests die volle Motorleistung beurteilen kann, so werden doch alle Systeme, die zur Leistungserzeugung beitragen, überprüft. Wenn alle Tests bestanden sind, ist die Funktionstüchtigkeit des Motors weitgehend gewährleistet.

6 Dauerhaltbarkeit

Der hohe Innovationsgrad des Cursor 8 bedingte eine intensive und gründliche Dauererprobung, um das Lebensdauerziel von mehr als 500 000 km zu erreichen. Der Cursor 8-Motor wurde zuerst in diversen Dauerlaufversuchen auf dem Motorenprüfstand getestet. Anschließend wurde die Zuverlässigkeit in einem dreijährigen Feldtest in Fahrzeugen bei Kunden geprüft. Diese

Feldtests wurden in vier Phasen durchgeführt, anfänglich mit Prototyp-Motoren und -Fahrzeugen und später mit Motoren, die im vollen Umfang der Serienproduktion entsprachen. Mehrere Motoren wurden nach 500 000 km demontiert. Die Inspektionen und Messungen zeigten sehr gute Ergebnisse in Bezug auf Verschleiß an Schlüsselbauteilen. Im Rahmen dieses Programms wurden mit mehr als 50 Fahrzeugen bei fast 40 verschiedenen Kunden zusammen mehr als 10 Millionen Kilometer in vier europäischen Ländern und in Südamerika zurückgelegt.

7 Zusammenfassung

Mit der Vorstellung des Cursor 8-Motors hat Iveco die Erneuerung seines Dieselmotoren-Programms eingeleitet. Der Cursor 8 vereinigt in sich eine Reihe neuer Technologien. Vor allem der Abgasturbolader mit variabler Turbinen-Eintrittsgeometrie und sein Regelungssystem repräsentieren einen wirklichen Fortschritt. Im Vergleich zu den Vorgängermotoren wurden wesentliche Verbesserungen erreicht: geringerer Kraftstoffverbrauch, größerer im Fahrbetrieb nutzbarer Drehzahlbereich, geringeres Gewicht, beträchtliches Potential zur Absenkung der Abgasemissionen, tieferes

Geräusch, größere Leistung der Motorbremse sowie erhöhte Lebensdauer und längere Wartungsintervalle.

Weitere Motoren der Cursor-Familie werden in Kürze vorgestellt und eingeführt.

Literaturhinweise

- [1] Ellensohn, R.: Results Obtained with Variable Turbine Entry Turbochargers on the Iveco 8140.21 DI Diesel Engine, SAE Paper 850 242
- [2] Rinolfi, R. et al: The Potentials of a New Common Rail Diesel Fuel Injection System for the next Generation of DI Diesel Engines, 16. Internationales Wiener Motorensymposium, VDI Verlag Reihe 12, Nr. 239
- [3] Knecht, W.: Exhaust Gas Aftertreatment Techniques to reduce Nitrogen Oxides from Heavy Duty Diesel Engines, ATA Ingegneria Automotoristica, Agosto-Settembre 1997, vol. 50, n.8/9
- [4] Houser, D.R.: Research in the Gear Dynamics at Gear Research Laboratory, SAE Paper 821'066, International Off-Highway Meeting and Exposition, Milwaukee, Sept. 1982
- [5] Houser, D.R. and Smigel, R.: Gear Load Distribution and Error Modeling, AGMA Paper



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

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