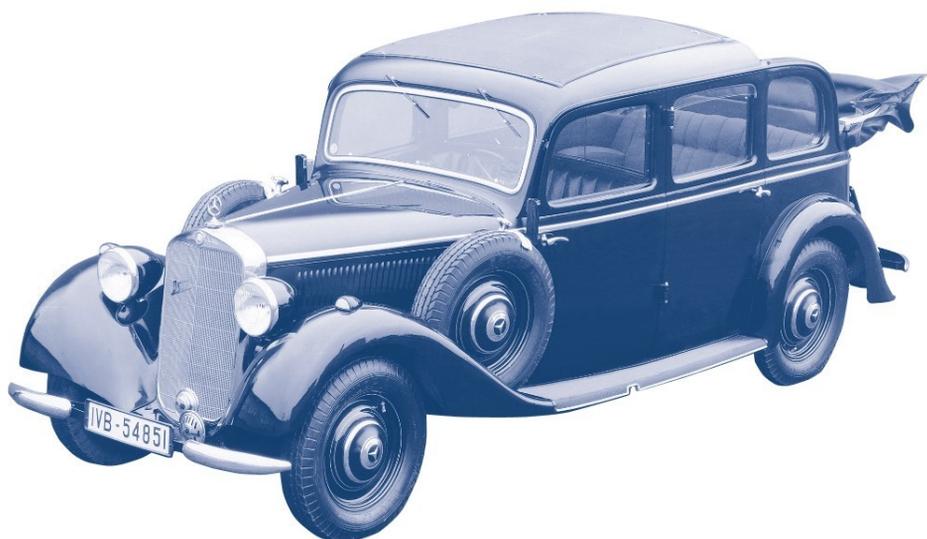


Konrad Reif (Hrsg.)

Klassische Diesel-Einspritzsysteme

Reiheneinspritzpumpen, Verteilereinspritzpumpen,
Düsen, mechanische und elektronische Regler

Bosch Fachinformation Automobil



BOSCH

Konrad Reif (Hrsg.)

Klassische Diesel-Einspritzsysteme

Konrad Reif (Hrsg.)

Klassische Diesel-Einspritzsysteme

Reiheneinspritzpumpen, Verteilereinspritzpumpen,
Düsen, mechanische und elektronische Regler

Mit 595 Abbildungen

Bosch Fachinformation Automobil



VIEWEG+
TEUBNER

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek
Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der
Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über
<<http://dnb.d-nb.de>> abrufbar.

1. Auflage 2012

Alle Rechte vorbehalten

© Vieweg+Teubner Verlag | Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH 2012

Lektorat: Ewald Schmitt | Elisabeth Lange

Vieweg+Teubner Verlag ist eine Marke von Springer Fachmedien.

Springer Fachmedien ist Teil der Fachverlagsgruppe Springer Science+Business Media.

www.viewegteubner.de



Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung außerhalb der engen Grenzen des Urheberrechtsgesetzes ist ohne Zustimmung des Verlags unzulässig und strafbar. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von Gebrauchsnamen, Handelsnamen, Warenbezeichnungen usw. in diesem Werk berechtigt auch ohne besondere Kennzeichnung nicht zu der Annahme, dass solche Namen im Sinne der Warenzeichen- und Markenschutz-Gesetzgebung als frei zu betrachten wären und daher von jedermann benutzt werden dürften.

Umschlaggestaltung: KünkelLopka Medienentwicklung, Heidelberg

Umschlagbild Quelle: Mercedes-Benz Classic Archiv

Technische Redaktion: Gabriele McLemore, Wiesbaden

Satz: FROMM MediaDesign, Selters/Ts.

Druck und buchbinderische Verarbeitung: AZ Druck und Datentechnik, Berlin

Gedruckt auf säurefreiem und chlorfrei gebleichtem Papier

Printed in Germany

ISBN 978-3-8348-1596-5



Das vorliegende Buch **Klassische Diesel-Einspritzsysteme** enthält eine umfassende Darstellung von Reihen-, Verteiler- und Einzeleinspritzpumpen, wie sie in den vergangenen Jahrzehnten in Dieselmotoren mit vielfältigen Anwendungen eingesetzt wurden. Dazu wird nicht nur die Einspritztechnik im Allgemeinen behandelt, sondern auch die Kraftstoffversorgung, die Vorförderpumpen und vor Allem auch die mechanischen und elektronischen Regler werden ausführlich erklärt. Besonders zu den Reiheneinspritzpumpen existieren viele Varianten von Fliehkraftreglern, die hier ausführlich erläutert werden. Aber auch die elektronische Dieselregelung wird soweit behandelt, wie sie im Zusammenhang mit Reihen-, Verteiler- und Einzeleinspritzpumpen von Bedeutung ist. Zu den einzelnen Pumpentypen werden spezifische Themen aufgegriffen, wie die Hubschieber-Reiheneinspritzpumpen oder die kantengesteuerten und die magnetventilgesteuerten Verteilereinspritzpumpen. Außerdem werden die zugehörigen Einspritzdüsen, Düsenhalter und Hochdruckverbindungen ausführlich erläutert.

Im Anhang werden noch weiter zeitlich zurückliegende Systeme mit Reihen- und Einzeleinspritzpumpen behandelt. Ein spezielles Vorwort zu diesen Themen wurde zu Beginn dieses Anhangs mit aufgenommen.

Dieses Buch ist durch eine Zusammenstellung aus den früheren gelben Bosch-Heften zu den oben genannten Themen entstanden. Um eine authentische Darstellung zu gewährleisten, wurden die Inhalte dabei unverändert übernommen. Dort, wo es möglich und sinnvoll war, wurden Redundanzen eliminiert. Nicht behandelt werden neuere Einzylinder-Systeme wie das Pumpe-Düse-System und das Pumpe-Leitung-Düse-System, neuere Kraftstoffpumpen und -filter sowie andere neue Komponenten im Kraftstoff-Niederdruckteil. Für diese Themen wird auf das Buch „Dieselmotor-Management“ und auf die broschiierten Bände „Dieselmotor-Management im Überblick“ und „Moderne Diesel-Einspritzsysteme“ aus der Schriftenreihe „Bosch Fachinformation Automobil“ verwiesen. Das Stichwortverzeichnis wurde neu erstellt, um dem Leser die schnelle Erschließung des Inhalts zu erleichtern.

Das Buch eignet sich besonders gut für Sammler historischer Fahrzeuge sowie für Kfz-Meister und Kfz-Techniker, die historische Fahrzeuge instandsetzen. Es ist aber auch für Gutachter und Sachverständige, für Entwicklungsingenieure in der Automobil- und Zulieferindustrie sowie für Ingenieure in der Motorenentwicklung und Motorenkonstruktion sehr gut geeignet, um sich einen Einblick in die jüngere Geschichte der Dieseleinspritzung zu verschaffen.

Inhaltsverzeichnis

| | |
|--|-----|
| Grundlagen der Dieseleinspritzung | 10 |
| Gemischverteilung..... | 10 |
| Parameter der Einspritzung..... | 12 |
| Düsen- und Düsenhalter-Ausführung..... | 21 |
| Diesel-Einspritzsysteme im Überblick | 22 |
| Bauarten..... | 22 |
| Kraftstoffversorgung (Niederdruckteil) | 28 |
| Kraftstoffbehälter..... | 28 |
| Kraftstoffleitungen..... | 28 |
| Dieselmotorkraftstofffilter..... | 29 |
| Zusatzventile für Reiheneinspritzpumpen..... | 30 |
| Systemübersicht der Reiheneinspritzpumpen | 32 |
| Anwendungsgebiete..... | 32 |
| Ausführungen..... | 32 |
| Aufbau..... | 33 |
| Regelung..... | 33 |
| Vorförderpumpen für Reiheneinspritzpumpen | 36 |
| Anwendung..... | 36 |
| Aufbau und Arbeitsweise..... | 37 |
| Handpumpen..... | 39 |
| Vorreiniger..... | 39 |
| Falltankbetrieb..... | 39 |
| Standard-Reiheneinspritzpumpen PE | 40 |
| Einbau und Antrieb..... | 41 |
| Aufbau und Arbeitsweise..... | 41 |
| Ausführungen..... | 50 |
| Reiheneinspritzpumpen PE für andere Kraftstoffe..... | 60 |
| Betrieb der Reiheneinspritzpumpen..... | 61 |
| Regler für Reiheneinspritzpumpen | 62 |
| Steuerung und Regelung..... | 62 |
| Einwirkung des Reglers..... | 64 |
| Definitionen..... | 64 |
| P-Grad des Reglers..... | 65 |
| Aufgaben des Reglers..... | 66 |
| Reglerarten..... | 69 |
| Reglerübersicht..... | 74 |
| Mechanische Drehzahlregelung..... | 80 |
| Anpassvorrichtungen..... | 106 |
| Pneumatische Abstellvorrichtung (PNAB)..... | 119 |
| Spritzversteller..... | 120 |

| | |
|--|-----|
| Elektrisches Stellwerk | 122 |
| Halb-Differenzial-Kurzschlussringsensoren | 124 |
| Hubschieber-Reiheneinspritzpumpen | 126 |
| Aufbau und Arbeitsweise | 127 |
| Systemübersicht der Verteilereinspritzpumpen | 130 |
| Anwendungsgebiete | 130 |
| Ausführungen | 130 |
| Kantengesteuerte Systeme | 132 |
| Magnetventilgesteuerte Systeme | 134 |
| Kantengesteuerte Verteilereinspritzpumpen | 138 |
| Einsatzbereiche und Einbau | 139 |
| Aufbau | 141 |
| Niederdruckteil | 144 |
| Hochdruckpumpe mit Verteiler | 147 |
| Aufschaltgruppen für Verteilereinspritzpumpen | 156 |
| Übersicht | 156 |
| Drehzahlregler | 158 |
| Spritzversteller | 165 |
| Mechanische Anpassvorrichtungen | 168 |
| Lastinformation | 181 |
| Fördersignalsensor | 182 |
| Abstellvorrichtungen | 183 |
| Elektronische Dieselregelung | 184 |
| Diesel-Diebstahl-Schutz | 187 |
| Magnetventilgesteuerte Verteilereinspritzpumpen | 188 |
| Einsatzbereiche | 188 |
| Bauformen | 188 |
| Einbau und Antrieb | 190 |
| Aufbau und Arbeitsweise | 192 |
| Niederdruckteil | 194 |
| Hochdruckteil der Axialkolben-Verteilereinspritzpumpe | 196 |
| Hochdruckteil der Radialkolben-Verteilereinspritzpumpe | 200 |
| Druckventile | 204 |
| Hochdruckmagnetventil | 206 |
| Spritzverstellung | 208 |
| Steuergerät | 214 |
| Zusammenfassung | 215 |
| Systemübersicht der Einzelzylinder-Systeme | 216 |
| Einzeleinspritzpumpen PF | 216 |

| | |
|--|-----|
| Einzeleinspritzpumpen PF | 218 |
| Aufbau und Arbeitsweise | 218 |
| Baugrößen | 220 |
| Einspritzdüsen | 222 |
| Zapfendüsen | 224 |
| Lochdüsen | 226 |
| Weiterentwicklung der Düse | 230 |
| Düsenhalter | 332 |
| Übersicht | 332 |
| Standard-Düsenhalter | 234 |
| Stufenhalter | 235 |
| Zweifeder-Düsenhalter | 236 |
| Düsenhalter mit Nadelbewegungssensor | 237 |
| Hochdruckverbindungen | 238 |
| Hochdruckanschlüsse | 238 |
| Hochdruck-Kraftstoffleitungen | 239 |
| Elektronische Dieselregelung EDC | 242 |
| Systemübersicht | 242 |
| Reiheneinspritzpumpen | 245 |
| Kantengesteuerte Axialkolben-Verteilereinspritzpumpen | 246 |
| Magnetventilgesteuerte Axial- und Radialkolben-Verteilereinspritzpumpen | 247 |
| Werkstatt-Technik | 248 |
| Werkstattgeschäft | 248 |
| Diagnose in der Werkstatt | 252 |
| Prüf- und Testgeräte | 254 |
| Einspritzpumpen-Prüfstände | 256 |
| Prüfung von Reiheneinspritzpumpen | 258 |
| Prüfung von kantengesteuerten Verteilereinspritzpumpen | 262 |
| Düsenprüfung | 266 |
| Anhang: Einspritzpumpen, Regler und Einspritzsysteme, frühere Systeme | 269 |
| Diesel-Einspritzrüstung 1, 2. Aufl. 1973 | 273 |
| Diesel-Einspritzrüstung 2, Drehzahlregler für Reiheneinspritzpumpen, 1975 | 327 |
| Diesel-Einspritzpumpen Typ PE und PF, 1981 | 381 |
| Abkürzungsverzeichnis | 415 |
| Sachwortverzeichnis | 419 |

Autorenverzeichnis

Dipl.-Ing. Hermann Grieshaber, Dipl.-Ing. Jens Olaf Stein, Dipl.-Ing. Thomas Kügler
(Grundlagen der Diesel-Einspritzung)

Dipl.-Ing. Hermann Grieshaber, Dipl.-Ing. Jens Olaf Stein, Henri Bruognolo, Dipl.-Ing. (FH) Helmut Simon
(Diesel-Einspritzsysteme im Überblick)

Dr.-Ing. Ulrich Projahn, Dipl.-Ing. (FH) Rolf Ebert
(Kraftstoffversorgung Niederdruckteil)

Henri Bruognolo, Dr.-Ing. Ernst Ritter
(Systemübersicht der Reiheneinspritzpumpen;
Vorförderpumpen für Reiheneinspritzpumpen;
Standard-Reiheneinspritzpumpen; Mechanische und
elektronische Regler für Reiheneinspritzpumpen;
Hubschieber-Reiheneinspritzpumpen)

Henri Bruognolo, Dr.-Ing. Ernst Ritter,
Dipl.-Ing. (FH) Helmut Simon
(Systemübersicht der Verteilereinspritzpumpen)

Dipl.-Ing. (FH) Helmut Simon
(Kantengesteuerte Verteilereinspritzpumpen)

Dipl.-Ing. Felix Landhäußer, Dr.-Ing. Andreas Michalske,
Dipl.-Ing. (FH) Mikel Lorente Susaeta, Dipl.-Ing. Martin
Grosser, Dipl.-Inform. Michael Heinzelmann,
Dipl.-Ing. Johannes Feger, Dipl.-Ing. Lutz-Martin Fink,
Dipl.-Ing. Wolfram Gerwing, Dipl.-Ing. (BA) Klaus
Grabmaier, Dipl.-Math. techn. Bernd Illg,
Dipl.-Ing. (FH) Joachim Kurz, Dipl.-Ing. Rainer Mayer,
Dr. rer. nat. Dietmar Ottenbacher,
Dipl.-Ing. (FH) Andreas Werner, Dipl.-Ing. Jens
Wiesner, Dr. Ing. Michael Walther.
(Aufschaltgruppen für Verteilereinspritzpumpen)

Dipl.-Ing. Johannes Feger, Dr. rer. nat. Dietmar
Ottenbacher
(Magnetventilgesteuerte Verteilereinspritzpumpen)

Dr. techn. Theodor Stipek, Dipl.-Ing. Roger Potschin,
Dipl.-Ing. (HU) Carlos Alvarez-Avila, Dr.-Ing. Ulrich
Projahn, Dipl.-Ing. Nestor Rodriguez-Amaya
(Systemübersicht der Einzelzylinder-Systeme)

Dr. techn. Theodor Stipek
(Einzeleinspritzpumpen PF)

Dipl.-Ing. Thomas Kügler
(Einspritzdüsen)

Dipl.-Ing. Thomas Kügler
(Düsenhalter)

Kurt Sprenger
(Hochdruckverbindungen)

Dipl.-Ing. Felix Landhäußer, Dr.-Ing. Andreas Michalske,
Dipl.-Ing. (FH) Mikel Lorente Susaeta, Dipl.-Ing. Martin
Grosser, Dipl.-Inform. Michael Heinzelmann,
Dipl.-Ing. Johannes Feger, Dipl.-Ing. Lutz-Martin Fink,
Dipl.-Ing. Wolfram Gerwing, Dipl.-Ing. (BA) Klaus
Grabmaier, Dipl.-Math. techn. Bernd Illg,
Dipl.-Ing. (FH) Joachim Kurz, Dipl.-Ing. Rainer Mayer,
Dr. rer. nat. Dietmar Ottenbacher,
Dipl.-Ing. (FH) Andreas Werner,
Dipl.-Ing. Jens Wiesner, Dr. Ing. Michael Walther
(Elektronische Dieselregelung)

Dipl.-Wirtsch.-Ing. Stephan Sohnle, Dipl.-Ing. Rainer
Rehage, Rainer Heinzmann, Rolf Wörner, Günter
Mauderer, Hans Binder
(Werkstatt-Technik)

Dipl.-Ing. (BA) Jürgen Crepin,
Dipl.-Ing. Karl-Heinz Dietsche

Soweit nicht anders angegeben, handelt es sich um
Mitarbeiter der Robert Bosch GmbH.

Grundlagen der Dieseleinspritzung

Die Verbrennungsvorgänge im Dieselmotor - und damit die Motorleistung, der Kraftstoffverbrauch, die Abgaszusammensetzung und das Verbrennungsgeräusch - hängen in entscheidendem Maße von der Aufbereitung des Luft-Kraftstoff-Gemischs ab.

¹⁾ Das stöchiometrische Verhältnis beschreibt, wie viel kg Luft benötigt werden, um 1 kg Kraftstoff vollständig zu verbrennen (m_L / m_K). Es beträgt beim Dieseldieselkraftstoff ca. 14,5.

Für die Qualität der Gemischbildung sind in erster Linie folgende Parameter der Kraftstoffeinspritzung ausschlaggebend:

- ▶ Einspritzbeginn,
- ▶ Einspritzverlauf und -dauer,
- ▶ Einspritzdruck,
- ▶ Anzahl der Einspritzungen.

Beim Dieselmotor werden die Abgas- und Geräuschemissionen zu einem wesentlichen Teil durch innermotorische Maßnahmen reduziert, d. h. durch Steuerung des Verbrennungsablaufs.

Bis in die 1980er-Jahre wurde bei Fahrzeugmotoren die Einspritzmenge und der Einspritzbeginn ausschließlich mechanisch geregelt. Die Einhaltung der aktuellen Abgasgrenzwerte erfordert jedoch eine sehr präzise und an den Betriebszustand des Motors angepasste Festlegung der Einspritzparameter für die Vor- und Haupteinspritzung wie Einspritzmenge, -druck und -beginn. Das ist nur mit einer elektronischen Regelung realisierbar, welche die Einspritzgrößen abhängig von Temperatur, Drehzahl, Last, geografischer Höhe usw. berechnet. Die Elektronische Dieselregelung (EDC) hat sich heute für Dieselfahrzeuge allgemein durchgesetzt.

Zukünftig strenger werdende Abgasnormen erfordern darüber hinaus beim Dieselmotor weitere Maßnahmen zur Schadstoffminderung. Durch sehr hohe Einspritzdrücke, wie sie derzeit beim Unit Injector System erreicht werden, und durch einen unabhängig vom Druckaufbau einstellbaren Einspritzverlauf, der beim Common Rail System realisiert ist, können die Emissionen unter Berücksichtigung des Verbrennungsgeräuschs weiter gesenkt werden.

Bild 1

Bei „Glasmotoren“ können die Einspritz- und Verbrennungsvorgänge durch Glas-einsätze und Spiegel beobachtet werden.

Die Zeiten sind nach Beginn des Verbrennungseigenleuchtens angegeben

- a 200 μ s
- b 400 μ s
- c 522 μ s
- d 1200 μ s

Gemischverteilung

Luftzahl λ

Zur Kennzeichnung dafür, wie weit das tatsächlich vorhandene Luft-Kraftstoff-Gemisch vom stöchiometrischen¹⁾ Massenverhältnis abweicht, wurde die Luftzahl λ (Lambda) eingeführt. Die Luftzahl gibt das Verhältnis von zugeführter Luftmasse zum Luftbedarf bei stöchiometrischer Verbrennung an:

$$\lambda = \frac{\text{Masse Luft}}{\text{Masse Kraftstoff} \cdot \text{stöchiometrisches Verhältnis}}$$

$\lambda = 1$: Die zugeführte Luftmasse entspricht der theoretisch erforderlichen Luftmasse, die notwendig ist, um den gesamten Kraftstoff zu verbrennen.

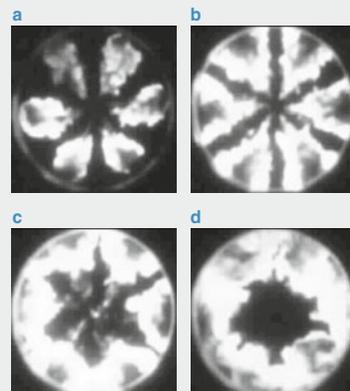
$\lambda < 1$: Es herrscht Luftmangel und damit fettes Gemisch.

$\lambda > 1$: Es herrscht Luftüberschuss und damit mageres Gemisch.

Lambda-Werte beim Dieselmotor

Fette Gemischzonen sind für eine rußende Verbrennung verantwortlich. Damit nicht zu viele fette Gemischzonen entstehen, muss - im Gegensatz zum Ottomotor - insgesamt mit Luftüberschuss gefahren wer-

1 Ablauf einer Verbrennung in einem Direkt-einspritzer-Versuchsmotor mit Mehrlochdüse



SMK1865Y

den. Die Lambda-Werte von aufgeladenen Dieselmotoren liegen bei Volllast zwischen $\lambda = 1,15$ und $\lambda = 2,0$. Bei Leerlauf und Nulllast steigen die Werte auf $\lambda > 10$. Diese Luftzahlen stellen das Verhältnis der gesamten Luft- und Kraftstoffmasse im Zylinder dar. Für die Selbstzündung und die Schadstoffbildung sind jedoch ganz wesentlich die lokalen Lambda-Werte verantwortlich, die räumlich stark schwanken.

Der Dieselmotor arbeitet mit heterogener innerer Gemischbildung und Selbstzündung. Eine vollständig homogene Vermischung des eingespritzten Kraftstoffs mit der Luft ist vor oder während der Verbrennung nicht möglich. Beim heterogenen Gemisch des Dieselmotors überdecken die lokalen Luftzahlen alle Werte von $\lambda = 0$ (reiner Kraftstoff) im Strahlkern nahe der Düsenmündung bis zu $\lambda = \infty$ (reine Luft) in der Strahlaufenzone. In der Tropfenrandzone (Dampfhülle) eines einzelnen flüssigen Tropfens treten lokal zündfähige Lambda-Werte von 0,3...1,5 auf (Bilder 2 und 3). Daraus lässt sich ableiten, dass durch gute Zerstäubung (viele kleine Tröpfchen), hohen Gesamtluftüberschuss und „dosierte“ Ladungsbewegung viele lokale Zonen mit mageren, zündfähigen Lambda-Werten entstehen. Dies bewirkt, dass bei der Verbrennung weniger Ruß

entsteht, sodass die AGR-Verträglichkeit zunimmt, wodurch sich die NO_x -Emissionen reduzieren lassen.

Die gute Zerstäubung wird durch hohe Einspritzdrücke erreicht: Sie liegen derzeit bei maximal 2200 bar beim UIS, Common Rail Systeme arbeiten mit maximal 1800 bar Einspritzdruck. Dadurch entsteht eine hohe Relativgeschwindigkeit zwischen dem Kraftstoffstrahl und der Luft im Zylinder, die so den Kraftstoffstrahl „zerreißt“.

Mit Rücksicht auf ein geringes Motor-gewicht und die Kosten des Motors soll möglichst viel Leistung aus einem vorgegebenen Hubraum gewonnen werden. Bei hoher Last muss der Motor dafür mit möglichst geringem Luftüberschuss laufen. Mangelnder Luftüberschuss erhöht allerdings insbesondere die Ruß-Emissionen. Um sie zu begrenzen, muss die Kraftstoff-menge bei der verfügbaren Luftmenge und abhängig von der Drehzahl des Motors genau dosiert werden.

Niederer Luftdruck (z. B. in großer Höhe) erfordert ebenfalls ein Anpassen der Kraftstoffmenge an das geringere Luftangebot.

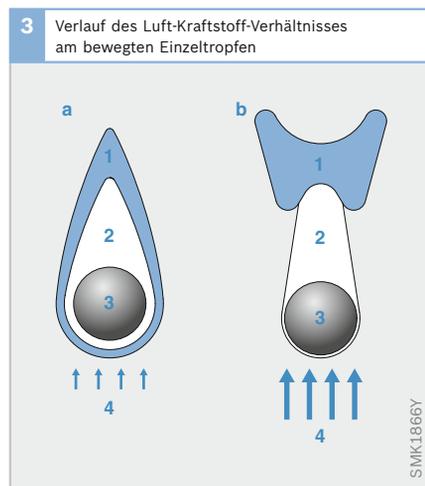
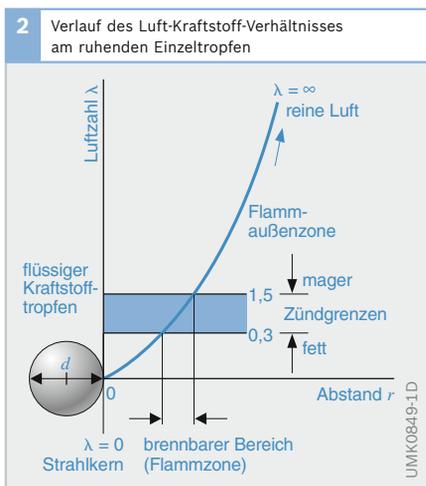


Bild 2
d Tröpfchen-durchmesser (ca. 2...20 μm)

Bild 3
a Niedrige Anström-geschwindigkeit
b hohe Anström-geschwindigkeit

- 1 Flammzone
- 2 Dampfhülle
- 3 Kraftstofftröpfen
- 4 Luftstrom

Parameter der Einspritzung

Einspritz- und Förderbeginn

Einspritzbeginn

Der Beginn der Kraftstoffeinspritzung in den Brennraum beeinflusst wesentlich den Beginn der Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemischs und damit die Emissionen, den Kraftstoffverbrauch und das Verbrennungsgeräusch. Deshalb kommt dem Einspritzbeginn, auch Spritzbeginn genannt, für das optimale Motorverhalten große Bedeutung zu.

Der Einspritzbeginn gibt den Kurbelwellenwinkel in Bezug auf den oberen Totpunkt (OT) des Motorkolbens an, bei dem die Einspritzdüse öffnet und den Kraftstoff in den Brennraum des Motors einspritzt. Die momentane Lage des Kolbens zum oberen Totpunkt des Kolbens beeinflusst die Bewegung der Luft im Brennraum sowie deren Dichte und Temperatur. Demnach hängt die Mischungsqualität des

Gemischs aus Luft und Kraftstoff auch vom Einspritzbeginn ab. Der Einspritzbeginn nimmt somit Einfluss auf Emissionen wie Ruß, Stickoxide (NO_x), unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC) und Kohlenmonoxid (CO).

Die Sollwerte für den Einspritzbeginn sind je nach Motorlast, Drehzahl und Motortemperatur verschieden. Die optimalen Werte werden für jeden Motor ermittelt, wobei die Auswirkungen auf Kraftstoffverbrauch, Schadstoff- und Geräuschemissionen berücksichtigt werden. Die so ermittelten Werte werden in einem Spritzbeginnkennfeld gespeichert (Bild 4). Über das Kennfeld wird die lastabhängige Spritzbeginnverstellung geregelt.

Common Rail Systeme bieten gegenüber nocken gesteuerten Systemen zusätzliche Freiheitsgrade bei der Wahl der Anzahl und des Zeitpunkts der Einspritzungen und des Einspritzdrucks. Dies ergibt sich daraus, dass der Kraftstoffdruck von einer separaten Hochdruckpumpe aufgebaut

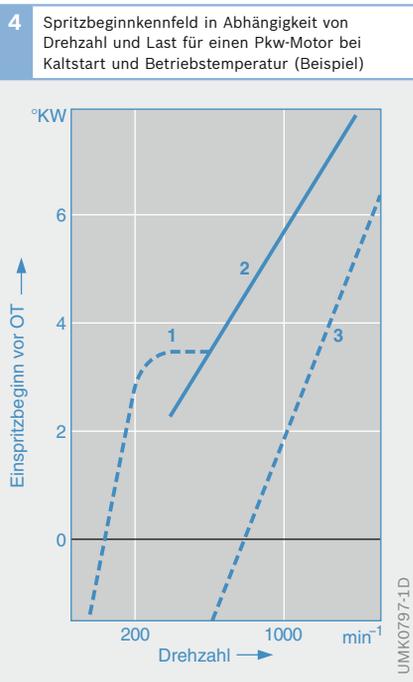


Bild 4

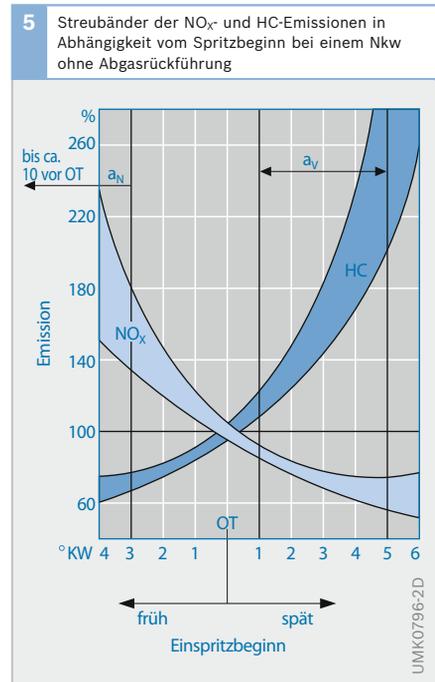
- 1 Kaltstart ($< 0^\circ\text{C}$)
- 2 Volllast
- 3 Teillast

Bild 5

Beispiel einer

Applikation:

- α_N Optimaler Spritzbeginn bei Nulllast: niedrige HC-Emissionen, während NO_x -Emissionen bei Nulllast ohnehin gering sind.
- α_V Optimaler Spritzbeginn bei Volllast: niedrige NO_x -Emissionen, während HC-Emissionen bei Volllast ohnehin gering sind.



und mittels Motorsteuerung optimal an jeden Betriebspunkt angepasst wird und die Einspritzung über ein Magnetventil oder Piezoelement gesteuert wird.

Richtwerte für den Spritzbeginn

Im Kennfeld des Dieselmotors liegen die für einen niedrigen Kraftstoffverbrauch optimalen Brennbeginne zwischen ca. 0...8°KW (Grad Kurbelwellenwinkel) vor OT. Daraus und aus den Grenzwerten für die Abgasemissionen ergeben sich folgende Spritzbeginne:

Pkw-Direkteinspritzmotoren:

- ▶ Nulllast: 2°KW vor OT bis 4°KW nach OT
- ▶ Teillast: 6°KW vor OT bis 4°KW nach OT
- ▶ Volllast: 6...15°KW vor OT

Nkw-Direkteinspritzmotoren (ohne Abgasrückführung):

- ▶ Nulllast: 4...12°KW vor OT
- ▶ Volllast: 3...6°KW vor OT bis 2°KW nach OT

Bei kaltem Motor liegt der Einspritzbeginn für Pkw- und Nkw-Motoren 3...10°KW früher. Die Brenndauer bei Volllast beträgt 40...60°KW.

Früher Einspritzbeginn

Die höchste Kompressionstemperatur (Kompressions-Endtemperatur) stellt sich kurz vor dem oberen Totpunkt des Kolbens (OT) ein. Wird die Verbrennung weit vor OT eingeleitet, steigt der Verbrennungsdruck steil an und wirkt als bremsende Kraft gegen die Kolbenbewegung. Die dabei abgegebene Wärmemenge verschlechtert den Wirkungsgrad des Motors und erhöht somit den Kraftstoffverbrauch. Der steile Anstieg des Verbrennungsdrucks hat außerdem ein lautes Verbrennungsgeräusch zur Folge.

Ein zeitlich vorverlegter Verbrennungsbeginn erhöht die Temperatur im Brennraum. Deshalb steigen die NO_x-Emissionen und verringert sich der HC-Ausstoß (Bild 5).

Die Minimierung von Blau- und Weißrauch erfordert bei kaltem Motor frühe Spritzbeginne und/oder eine Voreinspritzung.

Später Einspritzbeginn

Ein später Spritzbeginn bei geringer Last kann zu einer unvollständigen Verbrennung und so zur Emission unvollständig verbrannter Kohlenwasserstoffe (HC) und Kohlenmonoxid (CO) führen, da die Temperatur im Brennraum bereits wieder sinkt (Bild 5).

Die zum Teil gegenläufigen Abhängigkeiten („Trade-offs“) von spezifischem Kraftstoffverbrauch und HC-Emission auf der einen sowie Ruß- (Schwarzrauch) und NO_x-Emission auf der anderen Seite verlangen bei der Anpassung der Spritzbeginne an den jeweiligen Motor Kompromisse und enge Toleranzen.

Förderbeginn

Neben dem Spritzbeginn wird oft auch der Förderbeginn betrachtet. Er bezieht sich auf den Beginn der Kraftstoffmengenförderung durch die Einspritzpumpe.

Der Förderbeginn spielt bei älteren Einspritzsystemen eine Rolle, da hier die Reihen- oder Verteilereinspritzpumpe dem Motor zugeordnet werden muss. Die zeitliche Abstimmung zwischen Pumpe und Motor erfolgt bei Förderbeginn, da dieser einfacher zu bestimmen ist als der tatsächliche Spritzbeginn. Dieses Vorgehen ist möglich, weil zwischen Förderbeginn und Spritzbeginn eine definierte Beziehung besteht (Spritzverzug¹⁾).

Der Spritzverzug ergibt sich aus der Laufzeit der Druckwelle von der Hochdruckpumpe bis zur Einspritzdüse und hängt somit von der Leitungslänge ab. Bei verschiedenen Drehzahlen resultiert ein unterschiedlicher Spritzverzug in °KW. Der Motor hat bei höheren Drehzahlen auch einen auf die Kurbelwellenstellung bezogenen (°KW) größeren Zündverzug²⁾. Beides muss kompensiert werden, weshalb bei einem Einspritzsystem eine von der Drehzahl, der Last und der Motortemperatur abhän-

¹⁾ Zeit oder überstrichener Kurbelwellenwinkel (°KW) von Förderbeginn bis Einspritzbeginn

²⁾ Zeit oder überstrichener Kurbelwellenwinkel (°KW) von Einspritzbeginn bis Zündbeginn

gige mechanische oder elektronische Verstellung des Förder- bzw. Spritzbeginns vorhanden sein muss.

Einspritzmenge

Die benötigte Kraftstoffmasse m_e für einen Motorzylinder pro Arbeitstakt berechnet sich nach folgender Formel:

$$m_e = \frac{P \cdot b_e \cdot 33,33}{n \cdot z} \text{ [mg/Hub]}$$

P Motorleistung in kW

b_e spezifischer Kraftstoffverbrauch des Motors in g/kWh

n Motordrehzahl in min^{-1}

z Anzahl der Motorzylinder

Das entsprechende Kraftstoffvolumen (Einspritzmenge) Q_H in mm^3/Hub bzw. $\text{mm}^3/\text{Einspritzzyklus}$ ist dann:

$$Q_H = \frac{P \cdot b_e \cdot 1000}{30 \cdot n \cdot z \cdot \rho} \text{ [mm}^3/\text{Hub]}$$

Die Kraftstoffdichte ρ in g/cm^3 ist temperaturabhängig.

Die vom Motor abgegebene Leistung ist bei angenommenem konstantem Wirkungsgrad ($\eta \sim 1/b_e$) direkt proportional zur Einspritzmenge.

Die vom Einspritzsystem eingespritzte Kraftstoffmasse hängt von folgenden Größen ab:

- ▶ Zumessquerschnitt der Einspritzdüse,
- ▶ Dauer der Einspritzung,
- ▶ Differenzdruckverlauf zwischen dem Einspritzdruck und dem Druck im Brennraum des Motors sowie
- ▶ Dichte des Kraftstoffs.

Diesekraftstoff ist kompressibel, d. h., er wird bei hohen Drücken verdichtet. Dies erhöht die Einspritzmenge; durch die Abweichung der Sollmenge im Kennfeld zur Istmenge werden die Leistung und der Schadstoffausstoß beeinflusst. Durch präzise arbeitende Einspritzsysteme mit elektronischer Dieselregelung kann dieser Einfluss kompensiert und die erforderliche

Einspritzmenge sehr genau zugemessen werden.

Einspritzdauer

Eine Hauptgröße des Einspritzverlaufs ist die Einspritzdauer, während der die Einspritzdüse geöffnet ist und Kraftstoff in den Brennraum eingespritzt wird. Sie wird in Grad Kurbelwellen- bzw. Nockenwellenwinkel ($^\circ\text{KW}$ bzw. $^\circ\text{NW}$) oder in Millisekunden angegeben. Die verschiedenen Diesel-Verbrennungsverfahren erfordern jeweils eine unterschiedliche Einspritzdauer (ungefähre Angaben bei Nennleistung):

- ▶ Pkw-Direkteinspritzmotoren ca. $32 \dots 38^\circ\text{KW}$,
- ▶ Pkw-Kammermotoren $35 \dots 40^\circ\text{KW}$ und
- ▶ Nkw-Direkteinspritzmotoren $25 \dots 36^\circ\text{KW}$.

Ein während der Einspritzdauer überstrichener Kurbelwellenwinkel von 30°KW entspricht 15°NW . Dies ergibt bei einer Einspritzpumpendrehzahl³⁾ von 2000 min^{-1} eine Einspritzdauer von 1,25 ms.

Um den Kraftstoffverbrauch und die Emission gering zu halten, muss die Einspritzdauer abhängig vom Betriebspunkt festgelegt und auf den Einspritzbeginn abgestimmt sein (Bilder 6 und 9).

Einspritzverlauf

Der Einspritzverlauf beschreibt den zeitlichen Verlauf des Kraftstoffmassenstroms, der während der Einspritzdauer in den Brennraum eingespritzt wird.

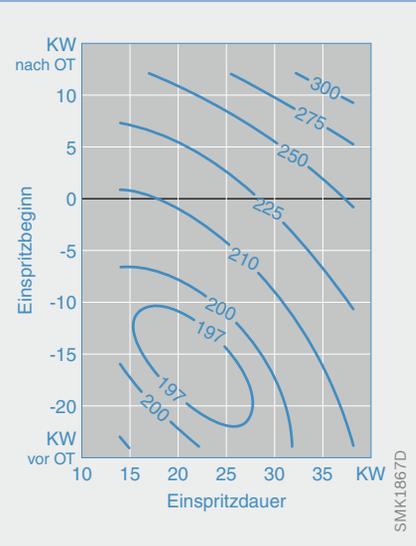
Einspritzverlauf bei nockengesteuerten Einspritzsystemen

Bei nockengesteuerten Einspritzsystemen wird der Druck während des Einspritzvorgangs durch einen Pumpenkolben kontinuierlich aufgebaut. Dabei hat die Kolbengeschwindigkeit direkten Einfluss auf die Fördergeschwindigkeit und somit auf den Einspritzdruck.

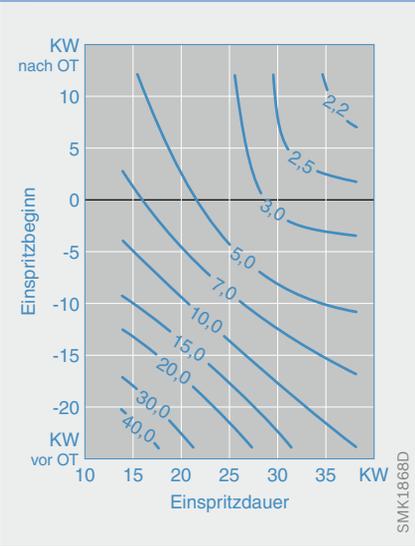
Bei kantengesteuerten Verteiler- und Reiheneinspritzpumpen lässt sich keine

³⁾ Sie entspricht der halben Motordrehzahl bei Viertaktmotoren

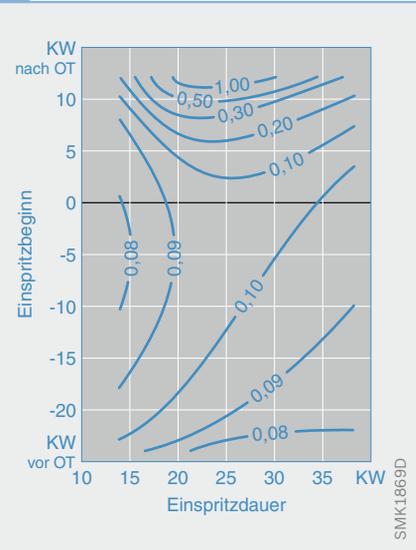
6 Spezifischer Kraftstoffverbrauch b_e in g/kWh in Abhängigkeit von Einspritzbeginn und Einspritzdauer



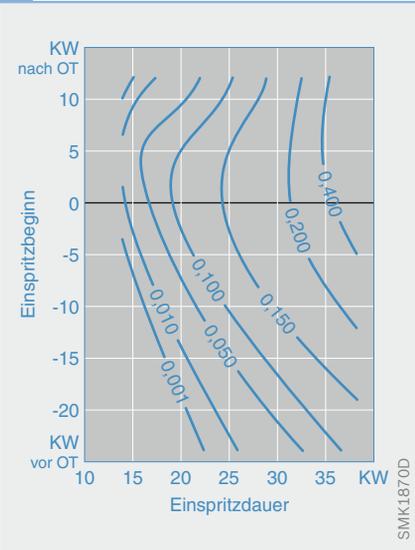
7 Spezifische Stickoxidemissionen (NO_x) in g/kWh in Abhängigkeit von Einspritzbeginn und Einspritzdauer



8 Spezifische Emissionen unverbrannter Kohlenwasserstoffe (HC) in g/kWh in Abhängigkeit von Einspritzbeginn und Einspritzdauer



9 Spezifische Rußemissionen in g/kWh in Abhängigkeit von Einspritzbeginn und Einspritzdauer



Bilder 6 bis 9
 Motor:
 Sechszylinder-Nkw-
 Dieselmotor mit
 Common Rail Einspritz-
 system.
 Betriebspunkt:
 $n = 1400 \text{ min}^{-1}$,
 50% Volllast.

Die Variation der Ein-
 spritzdauer erfolgt in
 diesem Beispiel durch
 Veränderung des Ein-
 spritzdrucks derart,
 dass sich je Einspritz-
 vorgang eine konstante
 Einspritzmenge ergibt.

Voreinspritzung realisieren. Zweifederdüsenhalter bieten hier jedoch die Möglichkeit, zu Beginn der Einspritzung die Einspritzrate zu verringern, um eine Verbesserung im Hinblick auf das Verbrennungsgeräusch zu erzielen.

Bei magnetventilgesteuerten Verteilereinspritzpumpen ist auch eine Voreinspritzung möglich. Bei Unit Injector Systemen (UIS) für Pkw ist eine mechanisch-hydraulisch gesteuerte Voreinspritzung realisiert, die aber zeitlich nur begrenzt gesteuert werden kann.

Die Druckerzeugung und die Bereitstellung der Einspritzmenge sind bei nocken-gesteuerten Systemen durch Nocken und Förderkolben gekoppelt. Dies hat folgende Konsequenzen für das Einspritzverhalten:

- ▶ Der Einspritzdruck steigt mit zunehmender Drehzahl und, bis zum Erreichen des Maximaldrucks, mit der Einspritzmenge (Bild 10),
- ▶ zu Beginn der Einspritzung steigt der Einspritzdruck an, fällt aber vor dem Ende der Einspritzung (ab Förderende) wieder bis auf den Düsenschließdruck ab.

Die Folgen hiervon sind:

- ▶ Kleine Einspritzmengen werden mit geringeren Drücken eingespritzt und
- ▶ der Einspritzverlauf ist annähernd dreieckförmig.

Dieser dreieckförmige Verlauf ist in der Teillast und im unteren Drehzahlbereich für die Verbrennung günstig, da ein weicher Druckanstieg und damit eine leise Verbrennung erreicht wird; ungünstig ist dieser Verlauf bei Volllast, da hier ein möglichst rechteckförmiger Verlauf mit hohen Einspritzraten eine bessere Luftausnutzung erzielt.

Bei Kammernmotoren (Vorkammer- oder Wirbelkammernmotoren) werden Drosselzapfendüsen verwendet, die einen einzigen Kraftstoffstrahl erzeugen und den Einspritzverlauf formen. Diese Einspritzdüsen steuern den Ausflussquerschnitt abhängig vom Düsennadelhub. Dies führt auch zu einem weichen Druckanstieg und somit zu einer „leisen Verbrennung“.

Einspritzverlauf bei Common Rail

Eine Hochdruckpumpe erzeugt den Raildruck unabhängig von der Einspritzung. Der Einspritzdruck ist während des Einspritzvorgangs näherungsweise konstant (Bild 11). Die eingespritzte Kraftstoffmenge ist bei gegebenem Druck proportional zur Einschaltzeit des Ventils im Injektor und unabhängig von der Motor- bzw. der Pumpendrehzahl (zeitgesteuerte Einspritzung).

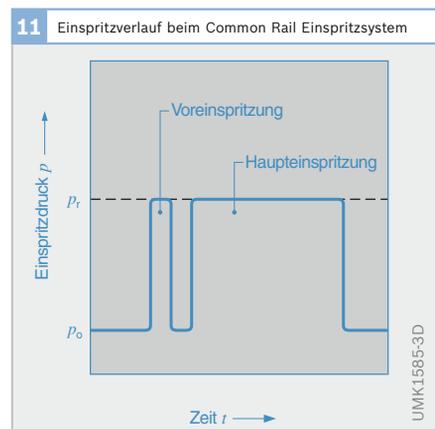
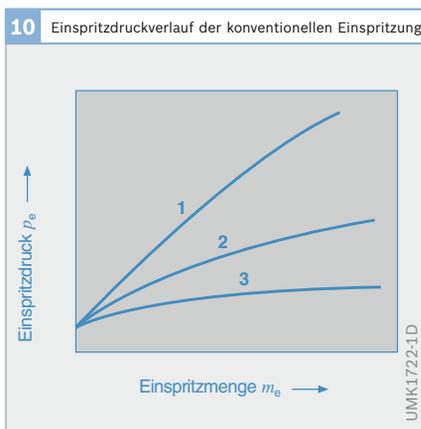
Hieraus resultiert ein nahezu rechteckiger Einspritzverlauf, der aufgrund kurzer Spritzdauern und nahezu konstant hoher

Bild 10

- 1 Hohe Motordrehzahlen
- 2 mittlere Motordrehzahlen
- 3 niedrige Motordrehzahlen

Bild 11

- p_r Raildruck
- p_o Düsenschließdruck



Strahlgeschwindigkeiten die Luftausnutzung bei Volllast intensiviert und somit höhere spezifische Leistungen zulässt.

Hinsichtlich des Verbrennungsgeräusches ist dies eher ungünstig, da durch die hohe Einspritzrate zu Beginn der Einspritzung eine große Menge Kraftstoff während des Zündverzugs eingespritzt wird und zu einem hohen Druckanstieg während der vorgemischten Verbrennung führt. Aufgrund der Möglichkeit, bis zu zwei Voreinspritzungen abzusetzen, kann der Brennraum jedoch vorkonditioniert werden, wodurch der Zündverzug verkürzt wird und so niedrigste Geräuschwerte realisiert werden können.

Da das Steuergerät die Injektoren ansteuert, können Einspritzbeginn, Einspritzdauer und Einspritzdruck für die verschiedenen Betriebspunkte des Motors bei der Motorapplikation frei festgelegt werden. Sie werden mittels der Elektronischen Dieselregelung (EDC) gesteuert. Über einen Injektormengenabgleich (IMA) gleicht die EDC dabei Mengenstreuungen der einzelnen Injektoren aus.

Moderne Piezo Common Rail Einspritzsysteme erlauben mehrere Vor- und Nacheinspritzungen, wobei bis zu fünf Einspritzvorgänge während eines Arbeitstaktes möglich sind.

Einspritzfunktionen

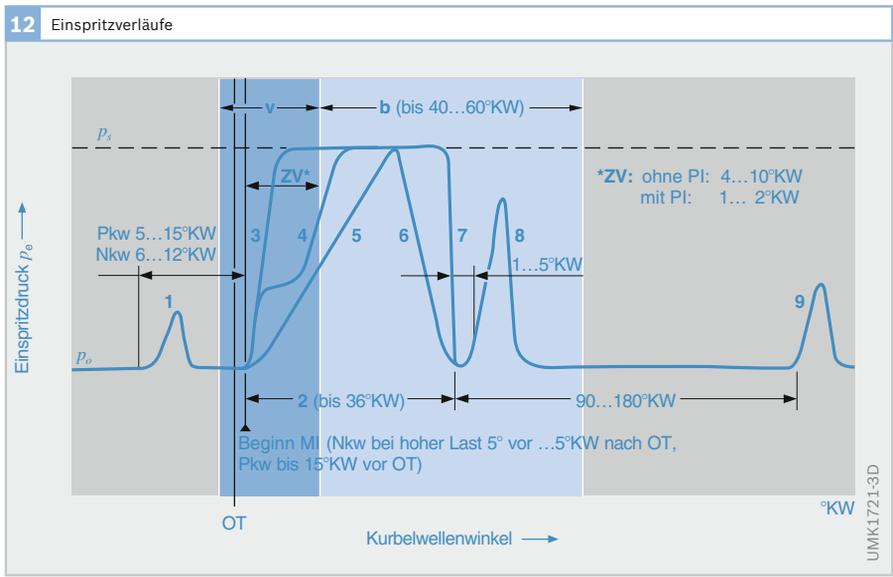
Je nach Motorapplikation werden folgende Einspritzfunktionen gefordert (Bild 12):

- ▶ *Voreinspritzung* (1) zur Verminderung des Verbrennungsgeräusches und der NO_x-Emissionen, besonders bei DI-Motoren,
- ▶ *anstiegender Druckverlauf* während der Haupteinspritzung (3) zur Verminderung der NO_x-Emissionen beim Betrieb ohne Abgasrückführung,
- ▶ *„bootförmiger“ Druckverlauf* (4) während der Haupteinspritzung zur Verminderung der NO_x- und Rußemissionen beim Betrieb ohne Abgasrückführung,
- ▶ *konstant hoher Druck* während der Haupteinspritzung (3, 7) zur Verminderung der Rußemissionen beim Betrieb mit Abgasrückführung,
- ▶ *frühe Nacheinspritzung* (8) zur Verminderung der Rußemissionen,

Bild 12

Anpassungen für niedrige NO_x-Werte erfordern bei Hochlast Spritzbeginne um OT. Der Förderbeginn liegt deutlich vor dem Spritzbeginn, der Spritzverzug ist abhängig vom Einspritzsystem.

- 1 Voreinspritzung
 - 2 Haupteinspritzung
 - 3 steiler Druckanstieg (Common Rail)
 - 4 „bootförmiger“ Druckanstieg (UPS mit zweistufig öffnender Magnetventilnadel CCRS). Mit Zweifeder-Düsenhaltern kann ein bootförmiger Verlauf des Düsenadelhubs (nicht Druckverlauf!) erzielt werden.
 - 5 ansteigender Druckverlauf (konventionelle Einspritzung)
 - 6 flacher Druckabfall (Reihen- und Verteilereinspritzpumpen)
 - 7 steiler Druckabfall (UIS, UPS, für Common Rail etwas flacher)
 - 8 frühe Nacheinspritzung
 - 9 späte Nacheinspritzung
- p_s Spitzendruck
 p_o Düsenöffnungsdruck
 b Brenndauer der Haupteinspritzung
 v Brenndauer der Voreinspritzung
 ZV Zündverzug der Haupteinspritzung



- ▶ *späte Nacheinspritzung* (9) zur Regeneration nachgeschalteter Abgasnachbehandlungssysteme.

Voreinspritzung

Durch die Verbrennung einer geringen Kraftstoffmenge (ca. 1 mg) während der Kompressionsphase wird das Druck- und Temperaturniveau im Zylinder zum Zeitpunkt der Haupteinspritzung erhöht (Bild 13). Hierdurch verkürzt sich der Zündverzögerung der Haupteinspritzung. Dies wirkt sich günstig auf das Verbrennungsgeräusch aus, da der Kraftstoffanteil der vorgemischten Verbrennung abnimmt. Gleichzeitig nimmt die diffusiv verbrannte Kraftstoffmenge zu. Dadurch und wegen des angehobenen Temperaturniveaus im Zylinder nehmen die Ruß- und NO_x -Emissionen zu.

Andererseits sind die höheren Brennraumtemperaturen vor allem beim Kaltstart und im unteren Lastbereich günstig, um die Verbrennung zu stabilisieren und damit die HC- und CO-Emissionen zu senken.

Durch eine Anpassung des zeitlichen Abstandes zwischen Vor- und Haupteinspritzung und Dosierung der Voreinspritzmenge lässt sich betriebspunktabhängig ein günstiger Kompromiss zwischen Ver-

brennungsgeräusch und NO_x -Emissionen einstellen.

Späte Nacheinspritzung

Bei der späten Nacheinspritzung wird der Kraftstoff nicht verbrannt, sondern durch die Restwärme im Abgas verdampft. Die Nacheinspritzung folgt der Haupteinspritzung während des Expansions- oder Ausstoßtaktes bis 200°KW nach OT. Sie bringt eine genau dosierte Menge Kraftstoff in das Abgas ein. Dieses Abgas-Kraftstoffgemisch wird im Ausstoßtakt über die Auslassventile zur Abgasanlage geführt.

Die späte Nacheinspritzung dient im Wesentlichen zur Bereitstellung von Kohlenwasserstoffen, die durch Oxidation an einem Oxidationskatalysator ebenfalls eine Erhöhung der Abgastemperatur bewirken. Diese Maßnahme wird zur Regeneration nachgeschalteter Abgasnachbehandlungssysteme wie Partikelfilter oder NO_x -Speicher-katalysatoren eingesetzt.

Da die späte Nacheinspritzung zu einer Verdünnung des Motoröls durch den Dieselmotorkraftstoff führen kann, muss sie mit dem Motorhersteller abgestimmt sein.

Frühe Nacheinspritzung

Beim Common Rail System kann eine Nacheinspritzung unmittelbar nach der Haupteinspritzung in die noch andauernde Verbrennung realisiert werden. Rußpartikel werden auf diese Weise nachverbrannt und der Rußausstoß um 20...70 % verringert.

Zeitverhalten im Einspritzsystem

Bild 14 stellt am Beispiel einer Radialkolben-Verteilereinspritzpumpe (VP44) dar, wie der Nocken am Nockenring die Förderung einleitet und der Kraftstoff schließlich an der Düse austritt. Es zeigt, dass sich Druck- und Einspritzverlauf vom Hochdruckraum (Elementraum) bis zur Düse stark verändern und durch die einspritzbestimmenden Bauteile (Nocken, Element, Druckventil, Leitung und Düse) beeinflusst werden. Deshalb ist eine ge-

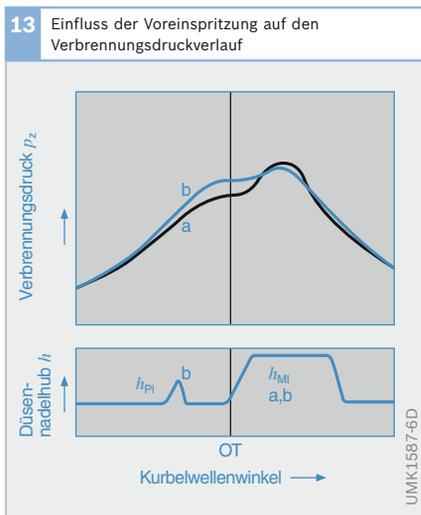


Bild 13

- a Ohne Voreinspritzung
- b mit Voreinspritzung
- h_{PI} Nadelhub bei der Voreinspritzung
- h_{MI} Nadelhub bei der Haupteinspritzung

naue Abstimmung des Einspritzsystems auf den Motor notwendig.

Bei allen Einspritzsystemen, bei denen der Druck durch einen Pumpenkolben aufgebaut wird (Reiheneinspritzpumpen, Unit Injector und Unit Pump) ist das Verhalten ähnlich.

Schadvolumen bei konventionellen Einspritzsystemen

Der Begriff Schadvolumen bezeichnet das hochdruckseitige Volumen des Einspritzsystems. Dies setzt sich aus dem Hochdruckbereich der Einspritzpumpe, den Kraftstoffleitungen und dem Volumen der Düsenhalterkombination zusammen. Das Schadvolumen wird bei jeder Einspritzung „aufgepumpt“ und am Ende wieder entspannt. Dadurch entstehen Kompressionsverluste und der Einspritzverlauf wird verschleppt. Im „fadenförmigen“ Volumen der Leitung wird der Kraftstoff dabei durch die dynamischen Vorgänge der Druckwelle komprimiert.

Je größer das Schadvolumen ist, desto schlechter ist der hydraulische Wirkungsgrad des Einspritzsystems. Ziel bei der Entwicklung eines Einspritzsystems ist es daher, das Schadvolumen so klein wie möglich zu halten. Beim Unit Injector System ist das Schadvolumen am kleinsten.

Um eine einheitliche Regelung für den Motor zu gewährleisten, müssen die Schadvolumina für alle Zylinder gleich groß sein.

Einspritzdruck

Beim Einspritzen wird die Druckenergie im Kraftstoff in Strömungsenergie umgesetzt. Ein hoher Kraftstoffdruck führt zu einer hohen Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffs am Ausgang der Einspritzdüse. Die Zerstäubung erfolgt über den Impulsaustausch des turbulenten Einspritzstrahls mit der Luft im Brennraum. Der Dieseldieselkraftstoff wird deshalb umso feiner zerstäubt, je höher die Relativgeschwindigkeit zwischen Kraftstoff und Luft und je höher die Dichte der Luft im Brennraum ist. Durch

14 Kette der Einflussgrößen vom Nockenhub zum Einspritzverlauf in Abhängigkeit vom Nockenwellenwinkel

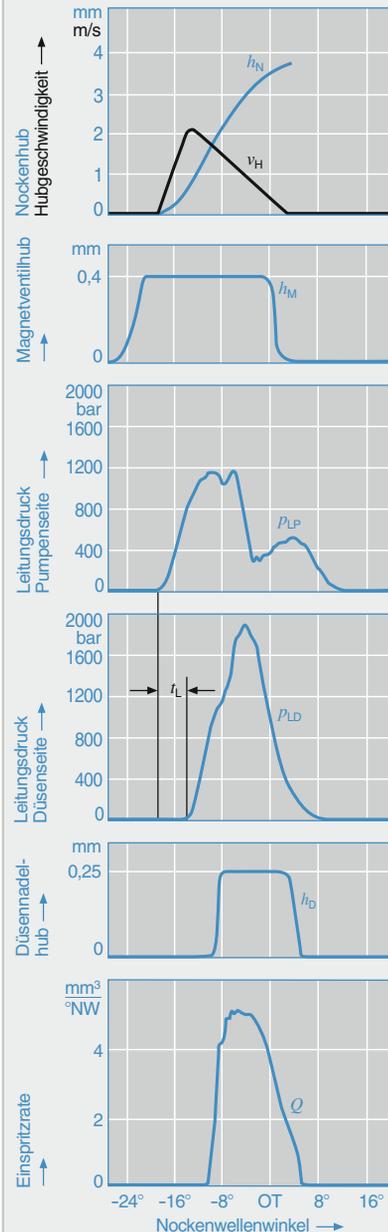


Bild 14
Beispiel einer Radialkolben-Verteilereinspritzpumpe (VP-44) bei Vollast ohne Voreinspritzung

t_L Laufzeit des Kraftstoffs in der Leitung

UMK0798-1D

eine auf die reflektierte Druckwelle abgestimmte Länge der Hochdruck-Kraftstoffleitung kann der Einspritzdruck an der Düse höher sein als in der Einspritzpumpe.

Motoren mit Direkteinspritzung (DI)

Bei Dieselmotoren mit direkter Einspritzung ist die Geschwindigkeit der Luft im Brennraum verhältnismäßig gering, da sie sich nur aufgrund ihrer Massenträgheit bewegt (d. h., die Luft will ihre Eintrittsgeschwindigkeit beibehalten, es entsteht ein Drall). Die Kolbenbewegung verstärkt den Drall im Zylinder, da die Quetschströmung die Luft in die Kolbenmulde und so auf einen geringeren Durchmesser zwingt. Insgesamt ist die Luftbewegung aber geringer als bei Kammermotoren.

Wegen der geringen Luftbewegung muss der Kraftstoff mit hohem Druck eingespritzt werden. Systeme für Pkw erzeugen derzeit bei Vollast Spitzendrücke von 1000...2050 bar und für Nkw 1000...2200 bar. Der Spitzendruck steht jedoch - außer beim Common Rail System - nur im oberen Drehzahlbereich zur Verfügung.

Für einen günstigen Drehmomentverlauf bei gleichzeitig raucharmem Betrieb (d. h. bei geringen Partikelemissionen) ist ein verhältnismäßig hoher, an das Brennverfahren angepasster Einspritzdruck bei niedrigen Vollastdrehzahlen entscheidend. Da bei niedrigen Drehzahlen die Luftdichte im Zylinder verhältnismäßig gering ist, muss der Einspritzdruck so weit begrenzt werden, dass ein Kraftstoffwandauftrag vermieden wird. Ab etwa 2000 min^{-1} ist der maximale Ladedruck verfügbar, sodass der Einspritzdruck auf den maximalen Wert angehoben werden kann.

Um einen günstigen Motorwirkungsgrad zu erzielen, muss die Einspritzung innerhalb eines bestimmten, drehzahlabhängigen Winkelfensters um OT herum erfolgen. Bei hohen Drehzahlen (Nennleistung) sind daher hohe Einspritzdrücke erforderlich, um die Einspritzdauer zu verkürzen.

Motoren mit indirekter Einspritzung (IDI)

Bei Dieselmotoren mit geteiltem Brennraum treibt der ansteigende Verbrennungsdruck die Ladung aus der Vor- oder Wirbelkammer (Nebenbrennraum) in den Hauptbrennraum. Dieses Verfahren arbeitet mit hohen Luftgeschwindigkeiten im Nebenbrennraum und im Verbindungskanal zwischen Neben- und Hauptbrennraum.

15 Einfluss des Einspritzdrucks und des Spritzbeginns auf Kraftstoffverbrauch, Ruß- und Stickoxidemissionen

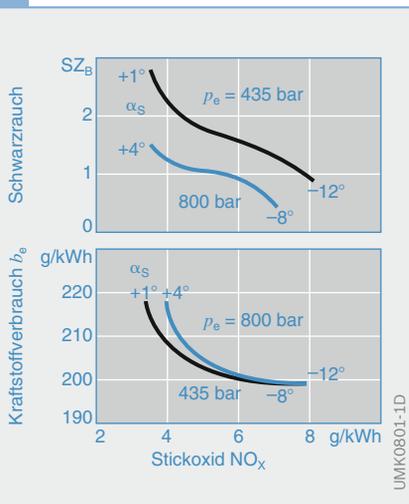


Bild 15

Direkteinspritzmotor,
Motordrehzahl
 1200 min^{-1} ,
Mitteldruck 16,2 bar

p_e Einspritzdruck
 α_s Spritzbeginn nach
OT
 SZ_B Schwärzungszahl

Düsen- und Düsenhalter-Ausführung

Nachspritzer

Besonders ungünstig auf die Abgasqualität wirken sich ungewollte „Nachspritzer“ aus. Beim Nachspritzen öffnet die Einspritzdüse nach dem Schließen noch einmal kurz und spritzt zu einem späten Zeitpunkt der Verbrennung schlecht aufbereiteten Kraftstoff ab. Dieser Kraftstoff verbrennt unvollständig oder gar nicht und strömt als unverbrannter Kohlenwasserstoff in den Auspuff. Schnell schließende Düsenhalterkombinationen mit ausreichend hohem Schließdruck und niedrigem Standdruck in der Leitung verhindern diesen Effekt.

Restvolumen

Ähnlich wie das Nachspritzen wirkt sich das Restvolumen in der Einspritzdüse stromabwärts des Dichtsitzes aus. Der in einem solchen Volumen gespeicherte Kraftstoff tritt nach dem Abschluss der Verbrennung in den Brennraum aus und strömt ebenfalls teilweise in den Auspuff. Auch dieser Kraftstoff erhöht die Emission der unverbrannten Kohlenwasserstoffe

(Bild 16). Sitzlochdüsen, bei denen die Spritzlöcher in den Dichtsitz gebohrt sind, weisen das kleinste Restvolumen auf.

Einspritzrichtung

Motoren mit Direkteinspritzung (DI)

Dieselmotoren mit direkter Einspritzung arbeiten im Allgemeinen mit möglichst zentral angeordneten Lochdüsen mit 4 bis 10 Spritzlöchern (meist 6 bis 8 Löcher). Die Einspritzrichtung ist sehr genau an den Brennraum angepasst. Abweichungen in der Größenordnung von 2 Grad von der optimalen Einspritzrichtung führen zu einer messbaren Erhöhung der Rußemissionen und des Kraftstoffverbrauchs.

Motoren mit indirekter Einspritzung (IDI)

Kammermotoren arbeiten mit Zapfendüsen mit nur einem Einspritzstrahl. Die Düse spritzt in die Vor- bzw. Wirbelkammer so ein, dass die Glühstiftkerze vom Einspritzstrahl tangiert wird. Die Strahlrichtung ist genau auf den Brennraum abgestimmt. Abweichungen davon führen zu einer schlechteren Ausnutzung der Verbrennungsluft und damit zu einem Anstieg von Ruß- und Kohlenwasserstoffemission.

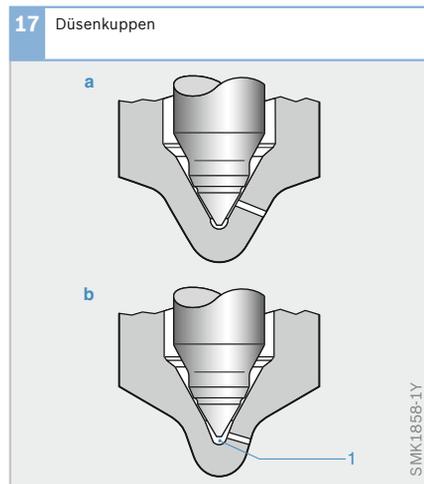
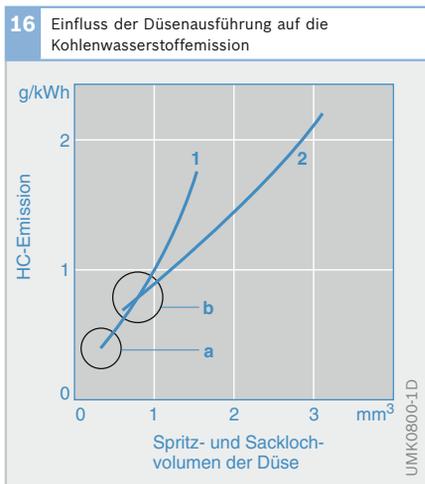


Bild 16

- a Sitzlochdüse
- b Düse mit Mikrosackloch

- 1 Motor mit 1l/Zylinder
- 2 Motor mit 2l/Zylinder

Bild 17

- a Sitzlochdüse
- b Düse mit Mikrosackloch
- 1 Restvolumen

Diesel-Einspritzsysteme im Überblick

Das Einspritzsystem spritzt den Kraftstoff unter hohem Druck, zum richtigen Zeitpunkt und in der richtigen Menge in den Brennraum ein. Wesentliche Komponenten des Einspritzsystems sind die Einspritzpumpe, die den Hochdruck erzeugt, sowie die Einspritzdüsen, die – außer beim Unit Injector System – über Hochdruckleitungen mit der Einspritzpumpe verbunden sind. Die Einspritzdüsen ragen in den Brennraum der einzelnen Zylinder.

Bei den meisten Systemen öffnet die Düse, wenn der Kraftstoffdruck einen bestimmten Öffnungsdruck erreicht und schließt, wenn er unter dieses Niveau abfällt. Nur beim Common Rail System wird die Düse durch eine elektronische Regelung fremdgesteuert.

Bauarten

Die Einspritzsysteme unterscheiden sich i. W. in der Hochdruckerzeugung und in der Steuerung von Einspritzbeginn und -dauer. Während ältere Systeme z. T. noch rein mechanisch gesteuert werden, hat sich heute die elektronische Regelung durchgesetzt.

Reiheneinspritzpumpen

Standard-Reiheneinspritzpumpen

Reiheneinspritzpumpen (Bild 1) haben je Motorzylinder ein Pumpenelement, das aus Pumpenzylinder (1) und Pumpenkolben (4) besteht. Der Pumpenkolben wird durch die in der Einspritzpumpe integrierte und vom Motor angetriebene Nockenwelle (7) in Förderrichtung (hier nach oben) bewegt und durch die Kolbenfeder (5) zurückgedrückt. Die einzelnen Pumpenelemente sind in Reihe angeordnet (daher der Name Reiheneinspritzpumpe).

Der Hub des Kolbens ist unveränderlich. Verschließt die Oberkante des Kolbens bei der Aufwärtsbewegung die Ansaugöffnung (2), beginnt der Hochdruckaufbau. Dieser Zeitpunkt wird Förderbeginn genannt. Der Kolben bewegt sich weiter aufwärts. Dadurch steigt der Kraftstoffdruck, die Düse öffnet und Kraftstoff wird eingespritzt.

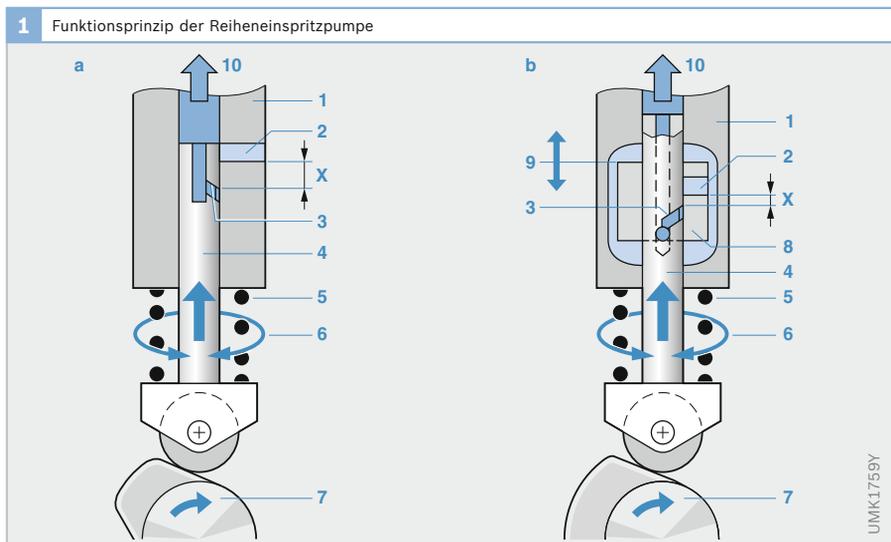
Gibt die im Kolben schräg eingearbeitete Steuerkante (3) die Ansaugöffnung frei, kann Kraftstoff abfließen und der Druck bricht zusammen. Die Düsennadel schließt und die Einspritzung ist beendet.

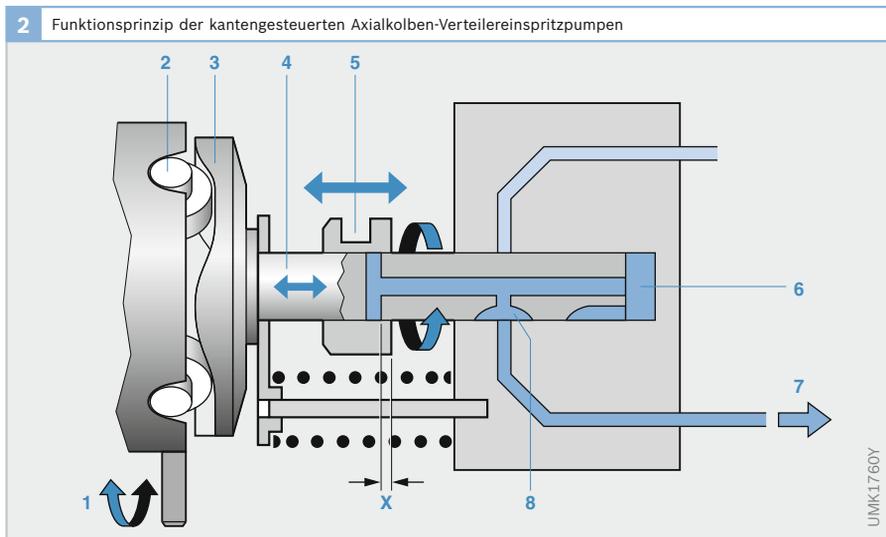
Der Kolbenweg zwischen Verschließen und Öffnen der Ansaugöffnung ist der Nutzhub.

Bild 1

- a Standard-Reiheneinspritzpumpe
b Hubschieber-Reiheneinspritzpumpe

- 1 Pumpenzylinder
2 Ansaugöffnung
3 Steuerkante
4 Pumpenkolben
5 Kolbenfeder
6 Verdrehweg durch Regelstange (Einspritzmenge)
7 Antriebsnocken
8 Hubschieber
9 Verstellweg durch Stellwelle (Förderbeginn)
10 Kraftstofffluss zur Einspritzdüse
X Nutzhub



**Bild 2**

- 1 Spritzverstellerweg am Rollenring
- 2 Rolle
- 3 Hubscheibe
- 4 Axialkolben
- 5 Regelschieber
- 6 Hochdruckraum
- 7 Kraftstofffluss zur Einspritzdüse
- 8 Steuerschlitze
- X Nutzhub

Je größer der Nutzhub ist, desto größer ist auch die Förder- bzw. Einspritzmenge.

Zur drehzahl- und lastabhängigen Steuerung der Einspritzmenge wird über eine Regelstange der Pumpenkolben verdreht. Dadurch verändert sich die Lage der Steuerkante relativ zur Ansaugöffnung und damit der Nutzhub. Die Regelstange wird durch einen mechanischen Fliehkraftregler oder ein elektrisches Stellwerk gesteuert.

Einspritzpumpen, die nach diesem Prinzip arbeiten, heißen „kantengesteuert“.

Hubschieber-Reiheneinspritzpumpen

Die Hubschieber-Reiheneinspritzpumpe hat einen auf dem Pumpenkolben gleitenden Hubschieber (Bild 1, Pos. 8), mit dem der Vorhub – d. h. der Kolbenweg bis zum Verschließen der Ansaugöffnung – über eine Stellwelle verändert werden kann. Dadurch wird der Förderbeginn verschoben.

Hubschieber-Reiheneinspritzpumpen werden immer elektronisch geregelt. Einspritzmenge und Spritzbeginn werden nach berechneten Sollwerten eingestellt.

Bei der Standard-Reiheneinspritzpumpe hingegen ist der Spritzbeginn abhängig von der Motordrehzahl.

Verteilereinspritzpumpen

Verteilereinspritzpumpen haben nur ein Hochdruckpumpenelement für alle Zylinder (Bilder 2 und 3). Eine Flügelzellenpumpe fördert den Kraftstoff in den Hochdruckraum (6). Die Hochdruckerzeugung erfolgt durch einen Axialkolben (Bild 2, Pos. 4) oder mehrere Radialkolben (Bild 3, Pos. 4). Ein rotierender zentraler Verteilerkolben öffnet und schließt Steuerschlitze (8) und Steuerbohrungen und verteilt so den Kraftstoff auf die einzelnen Motorzylinder. Die Einspritzdauer wird über einen Regelschieber (Bild 2, Pos. 5) oder über ein Hochdruckmagnetventil (Bild 3, Pos. 5) geregelt.

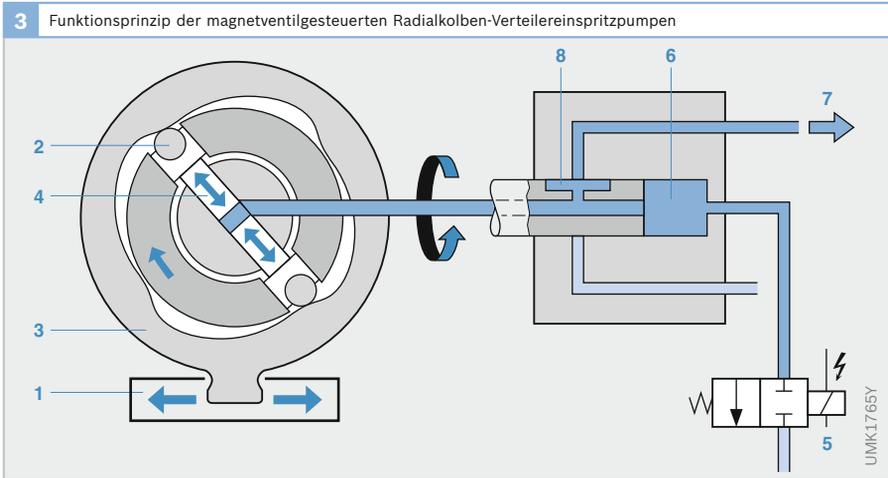
Axialkolben-Verteilereinspritzpumpen

Eine rotierende Hubscheibe (Bild 2, Pos. 3) wird vom Motor angetrieben. Die Anzahl der Nockenerhebungen auf der Hubscheibenunterseite entspricht der Anzahl der Motorzylinder. Sie wälzen sich auf den Rollen (2) des Rollenrings ab und bewirken dadurch beim Verteilerkolben zusätzlich zur Drehbewegung eine Hubbewegung. Während einer Umdrehung der Antriebswelle macht der Kolben so viele Hübe, wie Motorzylinder zu versorgen sind.

3 Funktionsprinzip der magnetventilgesteuerten Radialkolben-Verteilereinspritzpumpen

Bild 3

- 1 Spritzverstellerweg am Nockenring
- 2 Rolle
- 3 Nockenring
- 4 Radialkolben
- 5 Hochdruckmagnetventil
- 6 Hochdruckraum
- 7 Kraftstofffluss zur Einspritzdüse
- 8 Steuerschlitz



Bei der kantengesteuerten Axialkolben-Verteilereinspritzpumpe mit mechanischem Fliehkraft-Drehzahlregler oder elektronisch geregelter Stellwerk bestimmt ein Regelschieber (5) den Nutzhub und dosiert dadurch die Einspritzmenge.

Ein Spritzversteller verstellt den Förderbeginn der Pumpe durch Verdrehen des Rollenrings.

Radialkolben-Verteilereinspritzpumpen

Die Hochdruckerzeugung erfolgt durch eine Radialkolbenpumpe mit Nockenring (Bild 3, Pos. 3) und zwei bis vier Radialkolben (4). Mit Radialkolbenpumpen können höhere Einspritzdrücke erzielt werden als mit Axialkolbenpumpen. Sie müssen jedoch eine höhere mechanische Festigkeit aufweisen.

Der Nockenring kann durch den Spritzversteller (1) verdreht werden, wodurch der Förderbeginn verschoben wird. Einspritzbeginn und Einspritzdauer sind bei der Radialkolben-Verteilereinspritzpumpe ausschließlich magnetventilgesteuert.

Magnetventilgesteuerte Verteilereinspritzpumpen

Bei magnetventilgesteuerten Verteilereinspritzpumpen dosiert ein elektronisch gesteuertes Hochdruckmagnetventil (5) die Einspritzmenge und verändert den Einspritzbeginn. Ist das Magnetventil geschlossen, kann sich im Hochdruckraum (6) Druck aufbauen. Ist es geöffnet, entweicht der Kraftstoff, sodass kein Druck aufgebaut und dadurch nicht eingespritzt werden kann. Ein oder zwei elektronische Steuergeräte (Pumpen- und ggf. Motorsteuergerät) erzeugen die Steuer- und Regelsignale.

Einzeleinspritzpumpen PF

Die vor allem für Schiffsmotoren, Diesellokomotiven, Baumaschinen und Kleinmotoren eingesetzten Einzeleinspritzpumpen PF (Pumpe mit Fremdantrieb) werden direkt von der Motornockenwelle angetrieben. Die Motornockenwelle hat - neben den Nocken für die Ventilsteuerung des Motors - Antriebsnocken für die einzelnen Einspritzpumpen.

Die Arbeitsweise der Einzeleinspritzpumpe PF entspricht ansonsten im Wesentlichen der Reiheneinspritzpumpe.

Unit Injector System UIS

Beim Unit Injector System, UIS (auch Pumpe-Düse-Einheit, PDE, genannt), bilden die Einspritzpumpe und die Einspritzdüse eine Einheit (Bild 4). Pro Motorzylinder ist ein Unit Injector in den Zylinderkopf eingebaut. Er wird von der Motornockenwelle entweder direkt über einen Stößel oder indirekt über Kipphebel angetrieben.

Durch die integrierte Bauweise des Unit Injectors entfällt die bei anderen Einspritzsystemen erforderlich Hochdruckleitung zwischen Einspritzpumpe und Einspritzdüse. Dadurch kann das Unit Injector System auf einen wesentlich höheren Einspritzdruck ausgelegt werden. Der maximale Einspritzdruck liegt derzeit bei 2200 bar (für Nkw).

Das Unit Injector System wird elektronisch gesteuert. Einspritzbeginn und -dauer werden von einem Steuergerät berechnet und über ein Hochdruckmagnetventil gesteuert.

Unit Pump System UPS

Das modulare Unit Pump System, UPS (auch Pumpe-Leitung-Düse, PLD, genannt), arbeitet nach dem gleichen Verfahren wie das Unit Injector System (Bild 5). Im Gegensatz zum Unit Injector System sind die Düsenhalterkombination (2) und die Einspritzpumpe über eine kurze, genau auf die Komponenten abgestimmte Hochdruckleitung (3) verbunden. Diese Trennung von Hochdruckerzeugung und Düsenhalterkombination erlaubt einen einfacheren Anbau am Motor. Je Motorzylinder ist eine Einspritzeinheit (Einspritzpumpe, Leitung und Düsenhalterkombination) eingebaut. Sie wird von der Nockenwelle des Motors (6) angetrieben.

Auch beim Unit Pump System werden Einspritzdauer und Einspritzbeginn mit einem schnell schaltenden Hochdruckmagnetventil (4) elektronisch geregelt.

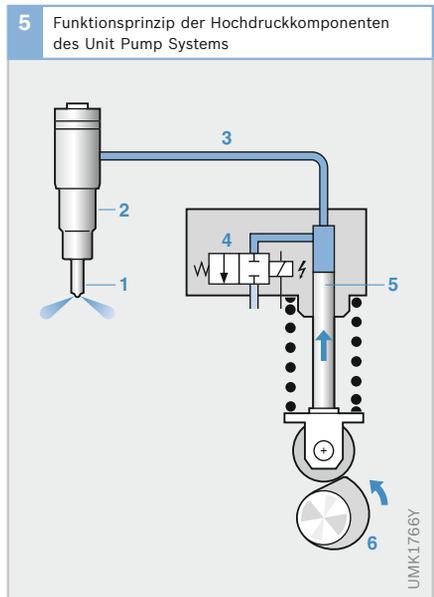
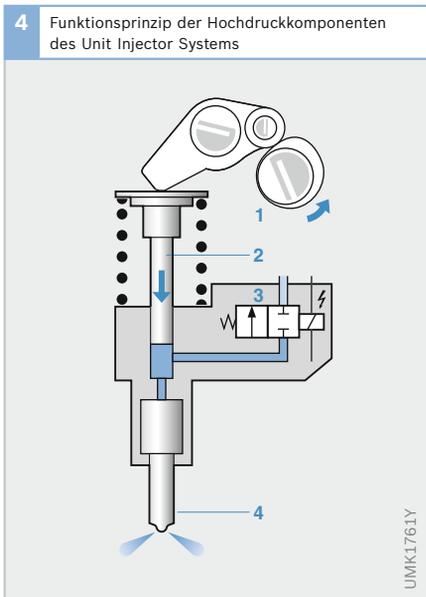


Bild 4
 1 Antriebsnocken
 2 Pumpenkolben
 3 Hochdruckmagnetventil
 4 Einspritzdüse

Bild 5
 1 Einspritzdüse
 2 Düsenhalterkombination
 3 Hochdruckleitung
 4 Hochdruckmagnetventil
 5 Pumpenkolben
 6 Antriebsnocken

Common Rail System CR

Beim Hochdruckspeicher-Einspritzsystem Common Rail sind Druckerzeugung und Einspritzung entkoppelt. Dies geschieht mithilfe eines Speichervolumens, das sich aus der gemeinsamen Verteilerleiste (Common Rail) und den Injektoren zusammensetzt (Bild 6). Der Einspritzdruck wird weitgehend unabhängig von Motordrehzahl und Einspritzmenge von einer Hochdruckpumpe erzeugt. Das System bietet damit eine hohe Flexibilität bei der Gestaltung der Einspritzung.

Das Druckniveau liegt derzeit bei bis zu 1800 bar.

Funktionsweise

Eine Vorförderpumpe fördert Kraftstoff über ein Filter mit Wasserabscheider zur Hochdruckpumpe. Die Hochdruckpumpe sorgt für den permanent erforderlichen hohen Kraftstoffdruck im Rail.

Einspritzzeitpunkt und Einspritzmenge sowie Raildruck werden in der elektronischen Dieselregelung (EDC, Electronic Diesel Control) abhängig vom Betriebszustand des Motors und den Umgebungsbedingungen berechnet.

Die Dosierung des Kraftstoffs erfolgt über die Regelung von Einspritzdauer und Einspritzdruck. Über das Druckregelventil, das überschüssigen Kraftstoff zum Kraftstoffbehälter zurückleitet, wird der Druck geregelt. In einer neueren CR-Generation wird die Dosierung mit einer Zumesseinheit im Niederdruckteil vorgenommen, welche die Förderleistung der Pumpe regelt.

Der Injektor ist über kurze Zuleitungen ans Rail angeschlossen. Bei früheren CR-Generationen kommen Magnetventil-Injektoren zum Einsatz, während beim neuesten System Piezo-Inline-Injektoren verwendet werden. Bei ihnen sind die bewegten Massen und die innere Reibung reduziert, wodurch sich sehr kurze Abstände zwischen den Einspritzungen realisieren lassen. Dies wirkt sich positiv auf die Emissionen aus.

6 Funktionsprinzip des Common Rail Systems

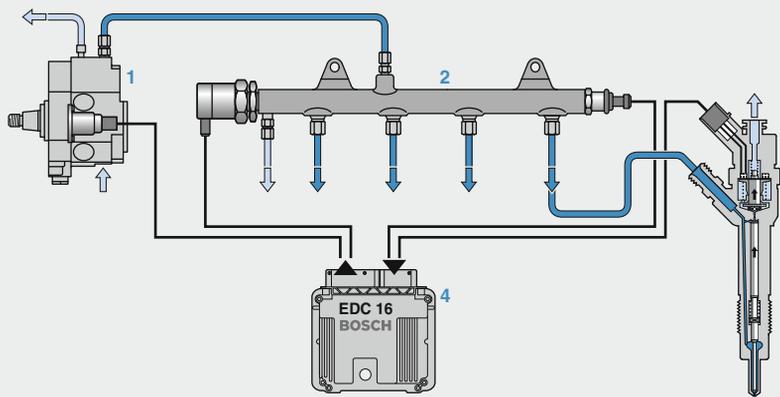


Bild 6

- 1 Hochdruckpumpe
- 2 Rail
- 3 Injektor
- 4 EDC-Steuergerät

► Diesel-Einspritzsysteme im Überblick

Einsatzgebiete

Dieselmotoren zeichnen sich durch ihre hohe Wirtschaftlichkeit aus. Seit dem Produktionsbeginn der ersten Serien-Einspritzpumpe von Bosch im Jahre 1927 werden die Einspritzsysteme ständig weiterentwickelt.

Dieselmotoren werden in vielfältigen Ausführungen eingesetzt (Bild 1), z. B. als

- ▶ Antrieb für mobile Stromerzeuger (bis ca. 10kW/Zylinder),
- ▶ schnell laufende Motoren für Pkw und leichte Nkw (bis ca. 50kW/Zylinder),
- ▶ Motoren für Bau-, Land- und Forstwirtschaft (bis ca. 50kW/Zylinder),
- ▶ Motoren für schwere Nkw, Busse und Schlepper (bis ca. 80kW/Zylinder),
- ▶ Stationärmotoren, z. B. für Notstromaggregate (bis ca. 160kW/Zylinder),
- ▶ Motoren für Lokomotiven und Schiffe (bis zu 1000kW/Zylinder).

Anforderungen

Schärfer werdende Vorschriften für Abgas- und Geräuschemissionen und der Wunsch nach niedrigerem Kraftstoffverbrauch stellen immer neue Anforderungen an die Einspritzanlage eines Dieselmotors.

Grundsätzlich muss die Einspritzanlage den Kraftstoff für eine gute Gemischaufbereitung je nach Diesel-Verbrennungsverfahren (Direkt- oder Indirekteinspritzung) und Betriebszustand mit hohem Druck (heute zwischen 350 und 2050 bar) in den Brennraum des Dieselmotors einspritzen und dabei die Einspritzmenge mit der größtmöglichen Genauigkeit dosieren. Die Last- und Drehzahlregelung des Dieselmotors wird über die Kraftstoffmenge ohne Drosselung der Ansaugluft vorgenommen.

Die mechanische Regelung für Diesel-Einspritzsysteme wird zunehmend durch die Elektronische Dieselregelung (EDC) verdrängt. Im Pkw und Nkw werden die neuen Dieseleinspritzsysteme ausschließlich durch EDC geregelt.

► Anwendungsgebiete der Bosch-Diesel-Einspritzsysteme

|  |  |  |  |  |  |  |
|--|--|--|--|--|---|---|
| M  | M MW  | M MW  | A/P MW  | P/H MW  | ZWM CW  | ZWM CW  |
| PF  | | PF  | PF  | PF  | PF  | PF  |
| VE  | VE  | VE  | VE  | VE  | | VE  |
| VR  | VR  | VR  | VR  | VR  | | |
| | UIS  | UIS  | UIS  | UIS  | UIS  | |
| | | | UPS  | UPS  | UPS PF(R)  | UPS PF(R)  |
| | CR  | CR  | CR  | CR  | CR  | CR  |

UMK1563-4Y

Bild 1
 M, MW,
 A, P, H,
 ZWM,
 CW Reiheneinspritz-
 pumpen mit
 ansteigender
 Baugröße
 PF Einzeleinspritz-
 pumpen
 VE Axialkolben-
 Verteilerein-
 spritzpumpen
 VR Radialkolben-
 Verteilerein-
 spritzpumpen
 UIS Unit Injector
 System
 UPS Unit Pump
 System
 CR Common Rail
 System

Kraftstoffversorgung (Niederdruckteil)

Die Kraftstoffversorgung hat die Aufgabe, den benötigten Kraftstoff zu speichern, zu filtern und der Einspritzanlage bei allen Betriebsbedingungen einen bestimmten Versorgungsdruck zur Verfügung zu stellen. Bei einigen Anwendungen wird der Kraftstoffrücklauf zusätzlich gekühlt.

Die Kraftstoffversorgung umfasst folgende wesentliche Komponenten:

- Kraftstoffbehälter (Bild 1, Pos. 1),
- Vorfilter (nicht UIS, Pkw) (2),
- Steuergeräteköhler (optional) (3),
- Vorförderpumpe (optional, bei Pkw auch Intank-Pumpe) (4),
- Kraftstofffilter (5),
- Kraftstoffpumpe (Niederdruck) (6),
- Druckregelventil (Überströmventil) (7),
- Kraftstoffkühler (optional) (9),
- Niederdruckkraftstoffleitungen.

Einzelne Komponenten können zu Baugruppen zusammengefasst sein (z. B. Kraftstoffpumpe mit Druckbegrenzungsventil). Bei den Axial- und Radialkolben-Verteilerspritzpumpen sowie beim Common Rail System ist die Kraftstoffpumpe in die Hochdruckpumpe integriert.

Kraftstoffbehälter

Der Kraftstoffbehälter speichert den Kraftstoff. Er muss korrosionsfest und bei doppeitem Betriebsüberdruck, mindestens aber 30 kPa (0,3 bar) Überdruck, dicht sein. Auftretender Überdruck muss durch geeignete Öffnungen oder Sicherheitsventile selbsttätig entweichen. Bei Kurvenfahrt, Schräglage oder Stößen darf kein Kraftstoff aus dem Füllverschluss oder den Einrichtungen zum Druckausgleich ausfließen. Der Kraftstoffbehälter muss so getrennt vom Motor angebracht sein, dass auch bei Unfällen eine Entzündung des Kraftstoffs vermieden wird.

Kraftstoffleitungen

Für den Niederdruckteil können neben Metallrohren auch flexible, schwer brennbare Leitungen mit Stahlgeflechtarmierung verwendet werden. Sie müssen so angeordnet sein, dass mechanische Beschädigungen verhindert werden und dass abtropfender oder verdunstender Kraftstoff sich weder ansammeln noch entzünden kann. Kraftstoffleitungen dürfen bei Fahrzeugverwindung, Motorbewegung oder dergleichen nicht in ihrer Funktion beeinträchtigt werden. Alle kraftstoffführenden Teile müssen gegen betriebsstörende Wärme geschützt sein. Bei Bussen dürfen Kraftstoffleitungen nicht im Fahrgast- oder Fahrerraum liegen, und der Kraftstoff darf nicht durch Schwerkraft gefördert werden.

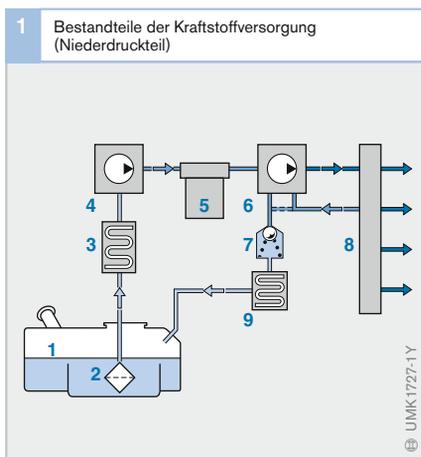


Bild 1

- 1 Kraftstoffbehälter
- 2 Vorfilter
- 3 Steuergeräteköhler
- 4 Vorförderpumpe mit Rückschlagventil
- 5 Kraftstofffilter
- 6 Kraftstoffpumpe
- 7 Druckregelventil (UIS, UPS)
- 8 Verteilerrohr (UIS, Pkw)
- 9 Kraftstoffkühler (UIS, UPS, CR)

Dieseldieselfilter

Er hat die Aufgabe, die Verunreinigung des Kraftstoffs durch Partikel zu reduzieren. Er stellt somit eine Mindestreinheit des Kraftstoffs vor den verschleißgefährdeten Komponenten sicher. Daneben muss der Kraftstofffilter über ausreichend Partikelspeicherkapazität verfügen, um hinreichende Wartungsintervalle zu gewährleisten. Verstopft ein Filter, dann reduziert sich die Kraftstofffördermenge und die Motorleistung fällt ab.

Die mit hoher Präzision gefertigten Einspritzausrüstungen für Dieselmotoren reagieren empfindlich auf geringste Verunreinigungen. An den Verschleißschutz werden daher hohe Anforderungen gestellt, um Zuverlässigkeit, Kraftstoffverbrauch und Emissionsgrenzwerte über die gesamte Fahrzeuglebensdauer (1 000 000 km bei Nkw) hinweg zu gewährleisten. Der Kraftstofffilter muss daher auf das jeweilige Einspritzsystem abgestimmt sein.

Für besonders hohe Anforderungen an den Verschleißschutz und/oder das Wartungsintervall kommen Filtersysteme mit einem Vorfilter und einem Feinfilter zum Einsatz.

Ausführungen

Die folgenden Funktionen werden als Kombination eingesetzt:

Vorfilter für Vorförderpumpen

Das Vorfilter (Bild 1, Pos. 2) ist meist ein Siebfilter mit 300 µm Maschenweite und wird zusätzlich zum eigentlichen Kraftstofffilter (5) eingesetzt.

Hauptfilter

Wechselfilter (Bild 2) mit sterngefaltetem oder gewickeltem Filterelement (3) sind weit verbreitet. Sie werden an eine Filterkonsole angeschraubt. Auch der Anbau von zwei Filtern in Parallel- (höhere Speicherkapazität) oder Reihenschaltung (Stufenfilter zur Steigerung des Abscheidegrads oder Feinfilter mit abgestimmtem Vorfilter)

ist möglich. Zunehmend kommen wieder Gehäusefilter zum Einsatz, bei denen nur der Filtereinsatz gewechselt wird.

Wasserabscheider

Kraftstoff kann Wasser in emulgierter oder freier Form (z. B. Kondenswasser bei Temperaturwechsel) enthalten, das nicht in die Einspritzausrüstungen gelangen darf.

Durch die unterschiedliche Oberflächenspannung von Wasser und Kraftstoff bilden sich am Filtermedium Wassertröpfchen (Koaleszenz). Sie sammeln sich im Wasserspeicherraum (8). Zur Abscheidung von freiem Wasser kann ein separater Wasserabscheider verwendet werden, bei dem die Tröpfchen durch Fliehkräfte getrennt werden. Zur Überwachung des Wasserstandes dienen Leitfähigkeitssensoren.

Kraftstoffvorwärmung

Sie verhindert das Verstopfen der Filterporen durch Paraffinkristalle im Winterbetrieb. Die zumeist im Filter integrierten Bauelemente erwärmen den Kraftstoff elektrisch, durch Kühlwasser oder über die Kraftstoffrückführung.

Handpumpen

Sie dienen zur Befüllung und Entlüftung des Systems nach einem Filterwechsel. Sie sind meist im Filterdeckel integriert.

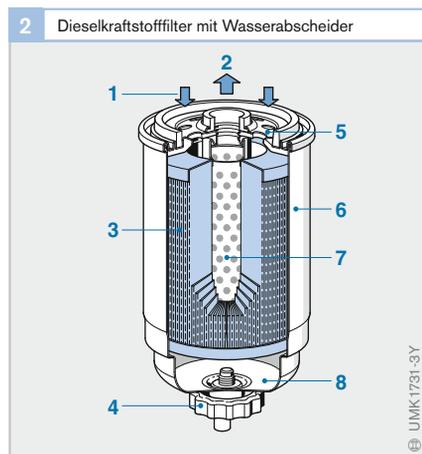


Bild 2

- 1 Zulauf
- 2 Abfluss
- 3 Filterelement
- 4 Wasserablassschraube
- 5 Gehäuse
- 6 Filterkonsole
- 7 Stützrohr
- 8 Wasserspeicherraum

Zusatzventile für Reiheneinspritzpumpen

Neben dem Überströmventil verfügen elektronisch geregelte Reiheneinspritzpumpen noch über ein Elektrisches Abstellventil (ELAB) oder eine Elektro-Hydraulische Abstellvorrichtung (EHAB).

Überströmventil

Das Überströmventil ist am Ausgang zum Kraftstoffrücklauf angebracht. Es öffnet ab einem auf die Einspritzpumpe abgestimmten Druck (2...3 bar) und hält so den Druck im Saugraum konstant. Eine Ventillfeder (Bild 1, Pos. 4) drückt die Ventilkugel (5) über einen Federteller (2) gegen den Ventilsitz (6). Der ansteigende Druck p_1 in der Einspritzpumpe drückt die Ventilkugel zurück und öffnet das Ventil. Fällt der Druck, schließt das Ventil wieder. Die Kugel muss bis zum vollständigen Öffnen des Ventils einen Weg zurücklegen. Das so entstehende Speichervolumen gleicht schnelle Druckschwankungen aus, was sich auch positiv auf die Lebensdauer des Ventils auswirkt.

Bild 1

- 1 Verschlusskugel
- 2 Federteller
- 3 Dichtscheibe
- 4 Ventillfeder
- 5 Ventilkugel
- 6 Ventilsitz
- 7 Hohlschrauben-Gehäuse
- 8 Kraftstoffrücklauf

p_1 Pumpeninnenraumdruck

Bild 2

- 1 elektrischer Anschluss zum Motorsteuergerät
- 2 Gehäuse des Magnetventils
- 3 Magnetspule
- 4 Magnetanker
- 5 Druckfeder
- 6 Kraftstoffzulauf
- 7 Dichtkegel aus Kunststoff
- 8 Drossel zur Entlüftung
- 9 Zulaufbohrung zur Pumpe
- 10 Anschluss für Überströmventil
- 11 Gehäuse (Masse)
- 12 Anschraubbaugen

Elektrisches Abstellventil (ELAB)

Das Elektrische Abstellventil (ELAB) wirkt als redundante (d. h. zusätzliche) Sicherseinrichtung. Dieses 2/2-Wege-Magnetventil ist am Kraftstoffzulauf der Reiheneinspritzpumpe eingeschraubt (Bild 2). Im stromlosen Zustand unterbricht es die Kraftstoffzufuhr zum Pumpeninnenraum. Damit kann die Einspritzpumpe auch bei defektem Stellwerk keinen Kraftstoff mehr einspritzen und ein Durchgehen des Motors wird verhindert. Das Motorsteuergerät schaltet das ELAB ab, wenn es eine bleibende Regelabweichung erkennt bzw. wenn im Steuergerät ein Fehler im Mengenrechner erkannt wird.

In eingeschaltetem Zustand (d. h. bei Klemme 15 „Zündung Ein“) zieht der vom Strom durchflossene Elektromagnet (Bild 2, Pos. 3) den Magnetanker (4) an (12 oder 24 V, Hub ca. 1,1 mm). Der am Anker befestigte Dichtkegel (7) öffnet die Verbindung zur Zulaufbohrung (9). Beim Abschalten mit dem Start-Stopp-Schalter („Zündschlüssel“) wird die Magnetspule stromlos. Das Magnetfeld bricht zusammen und die Druckfeder (5) drückt den Anker mit Dichtkegel auf den Ventilsitz zurück.

