

Bosch Fachinformation Automobil



BOSCH
Technik fürs Leben

Konrad Reif *Hrsg.*

Dieselmotor- Management

Systeme, Komponenten, Steuerung
und Regelung

6. Auflage



Springer Vieweg

Dieselmotor-Management

Konrad Reif (Hrsg.)

Dieselmotor-Management

Systeme, Komponenten, Steuerung
und Regelung

6., überarbeitete und erweiterte Auflage

Hrsg.
Konrad Reif
Duale Hochschule Baden-Württemberg Ravensburg
Ravensburg, Deutschland

ISBN 978-3-658-25071-3 ISBN 978-3-658-25072-0 (eBook)
<https://doi.org/10.1007/978-3-658-25072-0>

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

© Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ein Teil von Springer Nature 2020

Das Werk einschließlich aller seiner Teile ist urheberrechtlich geschützt. Jede Verwertung, die nicht ausdrücklich vom Urheberrechtsgesetz zugelassen ist, bedarf der vorherigen Zustimmung des Verlags. Das gilt insbesondere für Vervielfältigungen, Bearbeitungen, Übersetzungen, Mikroverfilmungen und die Einspeicherung und Verarbeitung in elektronischen Systemen.

Die Wiedergabe von allgemein beschreibenden Bezeichnungen, Marken, Unternehmensnamen etc. in diesem Werk bedeutet nicht, dass diese frei durch jedermann benutzt werden dürfen. Die Berechtigung zur Benutzung unterliegt, auch ohne gesonderten Hinweis hierzu, den Regeln des Markenrechts. Die Rechte des jeweiligen Zeicheninhabers sind zu beachten.

Der Verlag, die Autoren und die Herausgeber gehen davon aus, dass die Angaben und Informationen in diesem Werk zum Zeitpunkt der Veröffentlichung vollständig und korrekt sind. Weder der Verlag noch die Autoren oder die Herausgeber übernehmen, ausdrücklich oder implizit, Gewähr für den Inhalt des Werkes, etwaige Fehler oder Äußerungen. Der Verlag bleibt im Hinblick auf geografische Zuordnungen und Gebietsbezeichnungen in veröffentlichten Karten und Institutionsadressen neutral.

Verantwortlich im Verlag: Markus Braun

Springer Vieweg ist ein Imprint der eingetragenen Gesellschaft Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH und ist ein Teil von Springer Nature.

Die Anschrift der Gesellschaft ist: Abraham-Lincoln-Str. 46, 65189 Wiesbaden, Germany



Das vorliegende Buch Dieselmotor-Management enthält eine umfassende Darstellung der Steuerung und Regelung von Dieselmotoren. Wichtige Themen sind dabei nicht nur Einspritztechnik und Motorsteuerung, sondern auch Kraftstoffversorgung, Starthilfesysteme, Drehzahlregelung, Emissionsminderung und Abgasnachbehandlung. Wesentliche Komponenten wie Pumpen, Düsen, Hochdruckverbindungen, Steuergeräte und Sensoren sowie deren Funktionsweise und Zusammenspiel werden ausführlich erklärt. Es werden sowohl die konventionellen Einspritzsysteme mit Reihen- oder Verteilereinspritzpumpen als auch die modernen Einspritzsysteme mit Common Rail, Unit Injector und Unit Pump behandelt. Ferner werden übergreifende Themen wie Abgasgesetzgebung, Abgasesstechnik und Diagnose erläutert.

In der hier vorliegenden 6. Auflage wurde das gesamte Buch neu strukturiert und grundlegend überarbeitet. Dabei wurde darauf geachtet, sowohl den wesentlichen Charakter des Buches zu erhalten als auch den neuen Entwicklungen Rechnung zu tragen.

Der Schwerpunkt im vorliegenden Buch liegt bei den modernen Systemen. Für eine ausführliche Behandlung der mechanischen und elektronischen Regler für Reihen- und Verteilereinspritzpumpen wird auf das Buch „Klassische Diesel-Einspritzsysteme“ aus der gleichen Buchreihe verwiesen.

Das vorliegende Buch wendet sich in erster Linie an Ingenieure in der Motoren- und Fahrzeugentwicklung, Kfz-Meister und Kfz-Techniker sowie an Studenten der Fahrzeug- und Motorentechnik. Es ist aber auch für Gutachter und Sachverständige und für Elektroingenieure und Software-Entwickler in der Automobil- und Zulieferindustrie sehr gut geeignet, um sich einen Einblick in die Steuerung und Regelung der Dieselmotoren zu verschaffen.

Ohne die außerordentliche Unterstützung Vieler hätte diese 6. Auflage nicht entstehen können. Besonders zu nennen sind an dieser Stelle Herr Dr. Ulrich Projahn für seinen unermüdlichen Einsatz bei der Erstellung des Buches sowie Herr Dr. Rudolf Maier für die wesentliche Unterstützung des Buchprojekts an entscheidenden Stellen. Ferner danke ich auch allen Lesern, die uns wertvolle Hinweise für Korrekturen gegeben haben.

Friedrichshafen, im Januar 2019

Konrad Reif

Inhaltsverzeichnis

Geschichte des Dieselmotors	11
Rudolf Diesel	12
Gemischbildung der ersten Dieselmotoren	13
Einsatz der ersten Fahrzeug-Dieselmotoren	14
Bosch-Dieseleinspritzung	17
 Grundlagen und Einsatzgebiete des Dieselmotors	 21
Arbeitsweise	21
Drehmoment und Leistung	24
Motorwirkungsgrad	25
Betriebszustände	28
Betriebsbedingungen	31
Einspritzsystem	32
Brennräume	33
Einsatzgebiete des Dieselmotors	36
 Kraftstoffversorgung und Kraftstoffe	 39
Kraftstoffversorgung	39
Kraftstoffe	52
 Verbrennungsluftführung bei Dieselmotoren	 73
Luftfilter und Ansauggeräuschdämpfer	74
Ladeluftkühler	77
Erhöhung des Luftdurchsatzes – Aufladung von Dieselmotoren	78
Abgasrückführung	93
 Gemischbildung, Einspritzung und Einspritzsysteme	 97
Gemischbildung und Dieseleinspritzung	97
Diesel-Einspritzsysteme im Überblick	109
Nocken-zeitgesteuerte Einzelzylinder-Systeme	114
Common-Rail-Systeme	129
 Hochdruckkomponenten des Common-Rail-Systems für Pkw- und Nfz-Dieselmotoren	 145
Übersicht	145
Injektoren	145
Hochdruckpumpen	162
Hochdruck-Kraftstoffspeicher und -Anbaukomponenten	173
Hochdruckkomponenten des Common-Rail-Systems für Großdieselmotoren	177
Einspritzdüsen und Düsenhalter	187
Hochdruckverbindungen	196
 Starthilfesysteme	 199
 Abgasnachbehandlung	 206
Entstehung von Schadstoffen bei der dieselmotorischen Verbrennung und innermotorische Reduktionsmaßnahmen	206
Abgasnachbehandlungssysteme	216
Komponenten der Abgasnachbehandlung für Dieselmotoren	219

Sensoren	255
Einsatz im Fahrzeug	255
Temperatursensoren	256
Mikromechanische Drucksensoren	257
Motordrehzahlsensoren	261
Fahrpedalsensoren	266
Luftmassenmesser	268
Breitband- λ -Sonde	272
NO _x -Sensor	277
Partikelsensor	279
 Elektronische Steuerung und Regelung	 282
Elektronische Dieselregelung EDC	282
Zumessfunktionen	305
Applikation von Dieselmotoren	316
Elektronisches Motorsteuergerät	336
 Konventionelle Einspritzsysteme	 353
Reiheneinspritzpumpen	353
Verteilereinspritzpumpen	374
Einzelzylinder-Systeme	390
 Emissionsgesetzgebung und Abgasmesstechnik	 400
Emissionsgesetzgebung	400
Gesetzgebung für Personenkraftwagen und leichte Nutzfahrzeuge	401
Gesetzgebung für schwere Nutzfahrzeuge	414
Testzyklen	420
Kraftstoffverbrauchs- und Treibhausgasgesetzgebung	427
Abgas-Messtechnik	430
 Diagnose	 442
Überwachung im Fahrbetrieb (On-Board-Diagnose)	442
Werkstattdiagnose	457
 Dieselmotoren im Hybridantrieb	 469
Der Dieselmotor im elektrifizierten Antriebsstrang	469
Nutzfahrzeug-Dieselmotoren im Hybridantrieb	472
 Sachwortverzeichnis	 491

Autorenverzeichnis

Geschichte des Dieselmotors

Prof. Dr.-Ing. Konrad Reif,
Duale Hochschule Baden-Württemberg.

Grundlagen und Einsatzgebiete des Dieselmotors

Dr.-Ing. Sebastian Fischer

Kraftstoffversorgung und Kraftstoffe

Dr.-Ing. Michael Großmann,
Dipl.-Ing. Stefan Kieferle,
Dipl.-Math. Verena Bellman,
Dipl.-Wirtsch.-Ing. Markus Gemmeke,
Dr.-Ing. Alexander von Stockhausen,
Dr. rer.nat. Jörg Ullmann,
Dr.-Ing. Ulrich Projahn.

Verbrennungsluftführung bei Dieselmotoren

Prof. Dr.-Ing. Marin Freitag,
Duale Hochschule Baden-Württemberg.
Dr.-Ing. Michael Durst,
Mann+Hummel GmbH, Ludwigsburg.

Gemischbildung, Einspritzung und Einspritzsysteme

Dr.-Ing. Sebastian Fischer,
Dipl.-Ing. Werner Pape,
Dr. techn. Christoph Kendlbacher,
Robert Bosch AG, Hallein, Österreich,
Dipl.-Ing. Matthias Hickl,
Dipl.-Phys. Thomas Becker,
Dr.-Ing. Christian Seibel,
Dipl.-Ing. Martin Bernhaupt,
Robert Bosch AG, Hallein, Österreich.
Dr.-Ing. Ulrich Projahn.

Hochdruckkomponenten des Common-Rail-Systems für Pkw- und Nfz-Dieselmotoren

Dipl.-Ing. Christoffer Uhr,
Dr.-Ing. Dietmar Zeh,
Dipl.-Ing. Andreas Rettich,
Dr. techn. Helmut Sommariva,
Robert Bosch AG, Linz, Österreich.
Dipl.-Ing. Uwe Gordon,
Centro Studi Componenti per Veicoli
S.p.A., Modugno, Italien.
Dipl.-Ing. Gerd Lösch,

Dipl.-Ing. Michael Stengele,
Dipl.-Ing. Tomáš Kománek,
Bosch Diesel s.r.o., Jihlava, Tschechien.
Dipl.-Ing. Helmut Gießauf,
Robert Bosch AG, Hallein, Österreich.
Dipl.-Ing. Peter Haider,
Robert Bosch AG, Hallein, Österreich.
Dr. techn. Christoph Kendlbacher,
Robert Bosch AG, Hallein, Österreich.
Dipl.-Ing. Johannes Schnedt,
Robert Bosch AG, Hallein, Österreich.
B.Sc. MBA Adil Okumuşoğlu,
Bosch san. Ve Tic. A.Ş., Bursa, Türkei.
Dipl.-Ing. Herbert Lederhilger,
Robert Bosch AG, Linz, Österreich.
Dipl.-Ing. Mario Stasjuk,
Robert Bosch AG, Linz, Österreich.
Dr.-Ing. Ulrich Projahn.

Starthilfesysteme

Dipl.-Ing. Simon Schmittinger,
Dipl.-Ing. Rainer Moritz,
Dr.-Ing. Ulrich Projahn.

Abgasnachbehandlung

Dr.-Ing. Sebastian Fischer,
Dr.-Ing. Michael Krüger,
Dr.-Ing. Hartmut Lüders,
Dipl.-Ing. Florian Dittrich,
Dr.-Ing. Ulrich Projahn.

Sensoren

Dr. phil. Jörg Brückner,
Dipl.-Ing. Ruben Henning,
Dipl.- Ing. Winfried Kuhnt,
Dipl.-Ing. Thomas Küttner,
Dipl.- Ing. Götz Reinhardt,
Dr.-Ing. Benjamin Plogmann,
Dr. rer. nat. Thomas Wahl,
Dr.-Ing. Sebastian-Paul Wenzel,
Dr.-Ing. Ulrich Projahn.

Elektronische Steuerung und Regelung

Dipl.-Ing. Klaus Schwarze,
Dr.-Ing. Claus Hinrichsen,
Dr.-Ing. Oliver Fein,
Dipl.-Ing. Kilian Bucher,
Dr.-Ing. Johannes Schaller,
Dr. phil. Carola Eckstein,
Dr.-Ing. Ulrich Projahn.

Konventionelle Einspritzsysteme

Dipl.-Ing. Karl-Heinz Dietsche

Emissionsgesetzgebung und Abgasmesstechnik

Dipl.-Ing. Melanie Flämig,
Dipl.-Ing. Bernd Hinner,
Dipl.-Ing. Michael Bender,
Dr.-Ing. Markus Willimowski.

Diagnose

Theodor Breiter,
Dr. rer.nat. Walter Lehle,
Dr. rer.nat. Hauke Wendt,
Dipl.-Ing. Martin Pasta,
Ella Diener.

Dieselmotoren im Hybridantrieb

Dr.-Ing. Michael Merkle
Dipl.-Ing. Oliver Käfer.

Geschichte des Dieselmotors

Bereits im Jahr 1863 unternahm der Franzose Etienne Lenoir eine Versuchsfahrt mit einem Fahrzeug, das von einer von ihm entwickelten Gasmachine angetrieben wurde. Dieser Antrieb erwies sich aber als untauglich für den Einbau und Antrieb von Fahrzeugen. Erst mit Nikolaus August Ottos Viertaktmotor mit Magnetzündung war der Betrieb mit flüssigem Kraftstoff und somit der mobile Einsatz möglich. Der Wirkungsgrad dieser Motoren war allerdings gering. Die Leistung des Rudolf Diesel bestand darin, einen Motor mit vergleichsweise sehr viel höherem Wirkungsgrad theoretisch zu entwickeln und seine Idee bis zur Serienreife zu verfolgen.

Rudolf Diesel baute 1897 in Zusammenarbeit mit der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (MAN) den ersten funktionierenden Prototypen eines Verbrennungsmotors, der mit billigem Schweröl betrieben werden konnte. Das Gewicht dieses ersten Dieselmotors betrug allerdings rund 4,5 Tonnen bei einer Höhe von drei Metern. Deshalb war an einen Einsatz dieses Motors für Landfahrzeuge vorerst noch nicht zu denken.

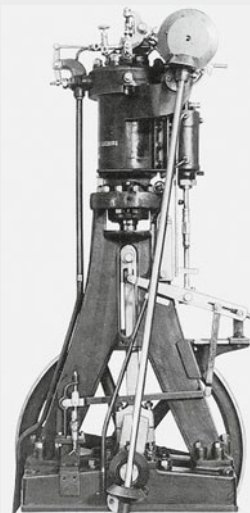
Mit weiteren Verbesserungen im Bereich der Einspritzung und Gemischbildung setzte sich Diesels Erfindung aber bald durch und es gab für Schiffs- und Stationärmotoren keine Alternativen mehr.

2 Rudolf Diesel



„Es ist meine feste Überzeugung, dass der Automobilmotor kommen wird, und dann betrachte ich meine Lebensaufgabe als beendet.“
(Zitat von Rudolf Diesel kurz vor seinem Tod)

1 Patenturkunde für den Dieselmotor und dessen erste Ausführung aus dem Jahr 1894



Rudolf Diesel

Rudolf Diesel (1858–1913), gebürtig aus Paris, fasste mit 14 Jahren den Entschluss, Ingenieur zu werden. Er schloss sein Examen am Polytechnikum München als Bester der bis dahin Examinierten ab.

Idee eines neuen Motors

Die Idee Diesels war, eine Maschine mit einem wesentlich höheren Wirkungsgrad gegenüber der damals populären Dampfmaschine zu konstruieren. Eine Maschine, die sich am isothermischen Kreisprozess orientiert, sollte nach der Theorie des französischen Physiker Sadi Carnot mit einem hohen Wirkungsgrad von über 90 % betrieben werden können.

Diesel entwickelte seinen Motor zunächst auf dem Papier, basierend auf Carnots Vorlagen. Sein Ziel war, einen leistungsstarken Motor bei vergleichsweise kleinen Abmessungen zu entwerfen. Von der Funktion und der Leistungsfähigkeit seines Motors war Diesel absolut überzeugt.

Diesels Patent

Diesel schloss seine theoretischen Studien 1890 ab und meldet am 27. Februar 1892 beim Kaiserlichen Patentamt zu Berlin ein Patent auf „Neue rationelle Wärmekraftmaschinen“ an. Am 23. Februar 1893 erhielt er die Patenturkunde DRP 67207 mit dem Titel „Arbeitsverfahren und Ausführungsart für Verbrennungsmaschinen“, datiert auf den 28. Februar 1892.

Diesen neuen Motor gab es zunächst nur in der Theorie. Die Richtigkeit von Diesels Berechnungen wurde mehrfach bestätigt, an der technischen Realisierbarkeit bestanden bei den Motorenherstellern jedoch Zweifel.

Realisierung des Motors

Die im Motorbau erfahrenen Firmen wie die Gasmotoren-Fabrik Deutz AG schreckten vor dem Diesel-Projekt zurück. Die erforderlichen Kompressionsdrücke von 250 bar lagen jenseits dessen, was technisch realisierbar erschien. Nach langem Bemühen kam es

schließlich 1893 zu einer Zusammenarbeit zwischen Diesel und der Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (MAN). Der abgeschlossene Vertrag enthielt allerdings Konzessionen Diesels an den Idealmotor. Der Höchstdruck wurde von 250 auf 90 bar, später dann auf 30 bar gesenkt. Diese aus mechanischen Gründen erforderliche Absenkung des Drucks beeinträchtigte natürlich die Zündfähigkeit beträchtlich. Der von Diesel zunächst vorgesehene Kohlestaub als Kraftstoff wurde allerdings verworfen.

Schließlich begann man im Frühjahr 1893, den ersten, ungekühlten Versuchsmotor zu bauen. Als Kraftstoff war zunächst Petroleum vorgesehen. Man verwendete aber Benzin, weil man der Meinung war, dass sich dieser Kraftstoff leichter selbst entzündet (das war ein Irrtum). Das Prinzip der Selbstzündung – d. h. Einspritzen des Kraftstoffs in die während der Kompression hoch verdichtete und erwärmte Verbrennungsluft – wurde bei diesem Motor bestätigt.

Beim zweiten Versuchsmotor wurde der Kraftstoff nicht direkt, sondern mithilfe von Druckluft eingespritzt und zerstäubt. Zudem erhielt er eine Wasserkühlung.

Doch erst mit dem dritten Versuchsmotor – einer Neukonstruktion mit einer einstufigen Luftpumpe zur Drucklufteinblasung – gelang der Durchbruch. Am 17. Februar 1897 führte Prof. Moritz Schröder von der Technischen Hochschule München die Abnahmeversuche durch. Die Messergebnisse bestätigten den für eine Verbrennungskraftmaschine seinerzeit hohen Wirkungsgrad von 26,2 %.

Patentstreitigkeiten und Auseinandersetzungen mit dem Diesel-Konsortium hinsichtlich der Entwicklungsstrategie sowie Misserfolge beanspruchten die geistigen und körperlichen Kräfte des genialen Erfinders. Vermutlich stürzte er sich auf einer Kanalüberfahrt nach England am 29. September 1913 in die Fluten.

Gemischbildung der ersten Dieselmotoren

Drucklufteinblasung

Rudolf Diesel hatte nicht die Möglichkeit, den Kraftstoff auf die für Strahlausbreitung, Strahlerfall und Tropfenbildung erforderlichen Drücke zu verdichten. Der erste Dieselmotor aus dem Jahr 1897 arbeitete deshalb mit Drucklufteinblasung, bei der der Kraftstoff mithilfe von Druckluft in den Zylinder eingebracht wurde. Dieses Verfahren wandte später auch Daimler für seine Lkw-Dieselmotoren an.

Das Einspritzventil besaß einen Anschluss für die Druckluft (Bild 1, Pos. 1) sowie einen Anschluss für die Kraftstoffzuführung (2). Ein Kompressor erzeugte die Druckluft, die in das Ventil einströmte. Bei geöffneter Einspritzdüse (3) riss die in den Brennraum einströmende Luft den Kraftstoff mit und erzeugte in dieser Zweiphasenströmung die für eine schnelle Tropfenverdampfung und damit für die Selbstentzündung erforderlichen feinen Tröpfchen.

Ein Nocken sorgte für die kurbelwellensynchrone Betätigung der Einspritzdüse. Die einzuspritzende Kraftstoffmenge wurde über den Kraftstoffdruck gesteuert. Da der Einspritz-

druck von der Druckluft erzeugt wurde, reichte als Kraftstoffdruck ein geringer Wert aus.

Das Problem bei diesem Verfahren war – aufgrund des niedrigen Drucks an der Einspritzdüse – die geringe Eindringtiefe des Luft-Kraftstoff-Gemischs in den Brennraum. Deshalb war diese Gemischbildung für höhere Einspritzmengen (höhere Motorlasten) und Drehzahlen nicht geeignet. Die eingeschränkte Strahlausbreitung verhinderte die zur Leistungssteigerung erforderliche Luftausnutzung und ergab mit zunehmender Einspritzmenge lokale Überfettungen mit drastischem Rauchanstieg. Die Verdampfungszeit der relativ großen Kraftstofftropfen ließ zudem eine nennenswerte Steigerung der Motordrehzahl nicht zu. Ein weiterer Nachteil dieses Motors war der enorme Platzbedarf des Kompressors. Trotzdem konnte dieses Prinzip damals in Lkw eingesetzt werden.

Vorkammermotor

Beim Benz-Diesel handelte es sich um einen Vorkammermotor. Bereits 1909 hatte Prosper L'Orange dieses Verfahren zum Patent angemeldet. Mit dem Vorkammerprinzip konnte auf die komplizierte und aufwendige Luftenblasung verzichtet werden.

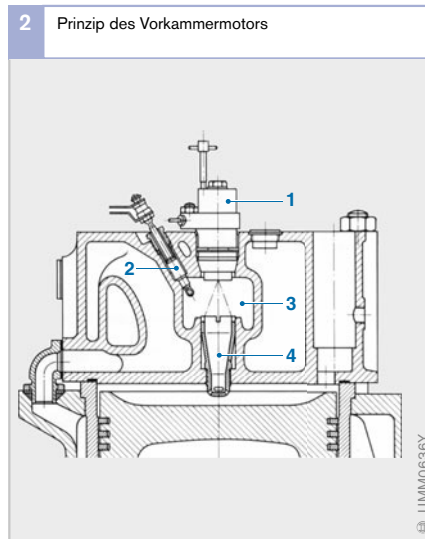
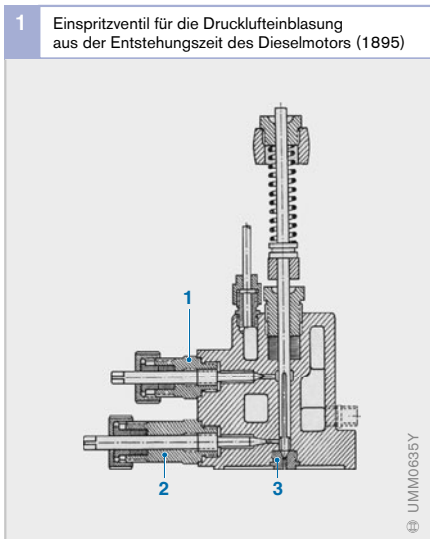


Bild 1

- 1 Druckluftzuführung
- 2 Kraftstoffzuführung
- 3 Einspritzdüse

Bild 2

- (Bildquelle: DaimlerChrysler)
- 1 Brennstoffventil
 - 2 Glühspirale zum Anwärmen der Vorkammer
 - 3 Vorkammer
 - 4 Zündensatz

Die Gemischbildung im Hauptbrennraum dieses bis in die gegenwärtige Zeit angewandten Verfahrens wird durch eine Teilverbrennung in der Nebenkammer sichergestellt. Der Vorkammermotor verfügt über einen speziell geformten Verbrennungsraum, der einen halbkugelförmigen Kopf aufweist. Vorkammer und Brennraum sind über kleine Bohrungen miteinander verbunden. Das Volumen der Vorkammer beträgt ungefähr ein Fünftel des Kompressionsraums.

Die gesamte Kraftstoffmenge wird mit ca. 230 bis 250 bar in die Vorkammer eingespritzt. Wegen des begrenzten Luftangebots in der Vorkammer kann nur ein geringer Teil des Kraftstoffs verbrennen. Infolge der durch die Teilverbrennung bedingten Druckerhöhung in der Vorkammer wird der unverbrannte bzw. teilweise geackte Kraftstoff in den Hauptbrennraum gedrückt, wo er sich mit der Luft im Hauptbrennraum vermischt, entzündet und verbrennt.

Die Vorkammer hat hier die Aufgabe des Gemischbildners. Dieses Verfahren – auch als indirekte Einspritzung bezeichnet – hat sich schließlich durchgesetzt und so lange behauptet, bis die Entwicklung der Einspritztechnik die zur Gemischbildung im Hauptbrennraum erforderliche Einspritzdrücke lieferte.

Direkteinspritzung

Der erste Dieselmotor der Firma MAN arbeitete mit Direkteinspritzung, bei der der Kraftstoff über eine Einspritzdüse direkt in den Brennraum gelangt. Als Kraftstoff wurde ein sehr leichtes Öl eingesetzt, das von einem Kompressor in den Brennraum eingespritzt wurde. Durch den Kompressor waren die Abmessungen des Motors beträchtlich.

Im Nutzfahrzeubbereich tauchten direkteinspritzende Motoren wieder in den 1960er-Jahren auf und verdrängten langsam die Vorkammermotoren. Im Pkw-Sektor konnten sich die Vorkammermotoren wegen ihres geringeren Verbrennungsgeräusch bis in die 1990er-Jahre behaupten und wurden dann aber in kurzer Zeit vom Direkteinspritzer verdrängt.

Einsatz der ersten Fahrzeug-Dieselmotoren

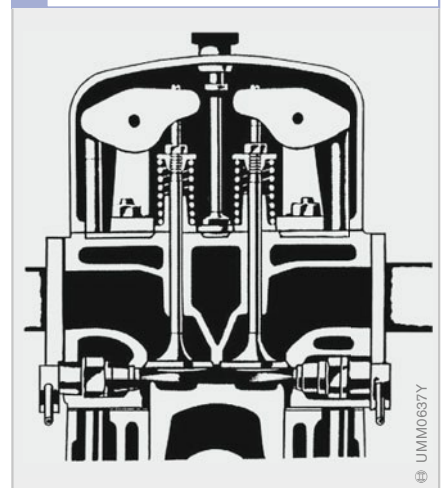
Dieselmotor in Nutzfahrzeugen

Die ersten Dieselmotoren waren aufgrund der hohen Zylinderdrücke große und schwere Aggregate und damit für den mobilen Einsatz in Fahrzeugen völlig ungeeignet. Erst Anfang der 1920er-Jahre konnten die ersten Dieselmotoren in Nutzfahrzeuge eingebaut werden.

Unterbrochen durch den Ersten Weltkrieg führte Prosper L'Orange – Vorstandsmitglied von Benz & Cie – die Entwicklungsarbeit am Dieselmotor weiter. Im Jahr 1923 wurden die ersten Dieselmotoren für Straßenfahrzeuge in Fünftonner-Lkw eingebaut. Diese Vierzylinder-Vorkammermotoren mit 8,8 l Hubraum leisteten 45...50 PS. Die erste Probefahrt mit dem Benz-Lkw fand am 10. September statt. Als Kraftstoff wurde Braunkohlenteeröl verwendet. Der Kraftstoffverbrauch lag gegenüber den Benzolmotoren um 25 % niedriger. Zudem kosteten Betriebsstoffe wie Braunkohlenteeröl weit weniger als das hoch besteuerte Benzol.

Bereits vor dem Ersten Weltkrieg beschäftigte sich auch die Firma Daimler mit der

3 Erster Fahrzeugdiesel mit Direkteinspritzung (MAN, 1924)



4 Der stärkste Diesel-Lkw der Welt aus dem Jahr 1926 von MAN mit 150 PS (110 kW) für eine Nutzlast von 10 t



Weiterentwicklung des Dieselmotors. Nach Kriegsende wurde an Dieselmotoren für Nutzfahrzeuge gearbeitet. Fast zeitgleich mit dem Benz-Lkw konnte am 23. August 1923 die erste Versuchsfahrt stattfinden. Ende September 1923 führte eine weitere Versuchsfahrt vom Berliner Daimler-Werk nach Stuttgart und zurück.

Die ersten Lkw-Serienmodelle mit Dieselmotor waren 1924 auf der Automobilausstellung in Berlin zu sehen. Drei Hersteller waren mit jeweils unterschiedlichen Systemen vertreten, sie hatten die Diesel-Entwicklung mit eigenen Ideen vorangetrieben.

- Der Dieselmotor von Daimler mit Drucklufteinblasung,
- der Benz-Diesel mit Vorkammer,
- der Dieselmotor der Firma MAN mit Direkteinspritzung.

Im Laufe der Zeit wurden die Dieselmotoren immer leistungsfähiger. Die ersten Typen waren Vierzylinderaggregate mit einer Leistung von 40 PS. Bereits 1928 waren Motorleistungen von mehr als 60 PS keine Seltenheit mehr. Schließlich wurden für schwere Nutzfahrzeuge noch leistungsstärkere Motoren mit sechs und acht Zylindern

gefertigt. Im Jahr 1932 reichte das Leistungsspektrum bis 140 PS.

Der Durchbruch des Dieselmotors kam 1932 mit einem Lastwagenprogramm der Firma Daimler-Benz, die 1926 aus der Fusion der Automobilhersteller Daimler und Benz hervorging. Angeführt wurde dieses Programm vom Modell Lo2000 mit einer Nutzlast von 2 t und einem Gesamtgewicht von knapp 5 t. In ihm war der Vierzylindermotor OM59 mit 3,8 l Hubraum und 55 PS eingebaut. Das Programm reichte bis zum L5000 (Nutzlast 5 t, Gesamtgewicht 10,8 t). Alle Fahrzeuge waren auch mit Ottomotor gleicher Leistung lieferbar, der gegen den wirtschaftlichen Dieselmotor aber nicht bestehen konnte.

Bis heute hat der Dieselmotor im Nutzfahrzeugbereich weltweit aufgrund seiner Wirtschaftlichkeit seine dominierende Stellung beibehalten. Nahezu alle schweren Nutzfahrzeuge werden von einem Dieselmotor angetrieben. Dabei handelt es sich in Japan fast ausschließlich um großvolumige Saugmotoren. In den USA und Europa haben sich dagegen die hoch aufgeladenen Motoren mit Ladeluftkühlung durchgesetzt.

Dieselmotor in Pkw

Bis der Dieselmotor im Pkw Einzug halten konnte, sollten noch einige Jahre vergehen. 1936 war es so weit – der Mercedes 260D wurde mit einem Vierzylinder-Dieselmotor und einer Leistung von 45 PS ausgeliefert.

Als Antriebsaggregat für Pkw führte der Dieselmotor lange Zeit ein Schattendasein. Im Vergleich zum Ottomotor war er zu „lahm“. Erst in den 1990er-Jahren änderte sich das Erscheinungsbild. Mit der Abgas-turboaufladung und neuen Hochdruck-Einspritzsystemen ist der Dieselmotor dem Ottomotor mittlerweile gleichwertig. Leistung und Umweltverhalten sind vergleichbar. Da der Dieselmotor im Gegensatz zum Ottomotor nicht klopft, kann er auch im unteren Drehzahlbereich hoch aufgeladen werden, was ein hohes Drehmoment und sehr gutes Fahrverhalten bedingt. Ein weiterer Vorteil des Dieselmotors ist natürlich sein guter Wirkungsgrad. Das führt auch zu einer wachsenden Akzeptanz beim Autofahrer – in Europa ist mittlerweile rund jeder zweite neu zugelassene Pkw ein Diesel.

Weitere Einsatzgebiete

Mit dem Ende der Ära von Dampf- und Segelschiffen auf den Weltmeeren Anfang

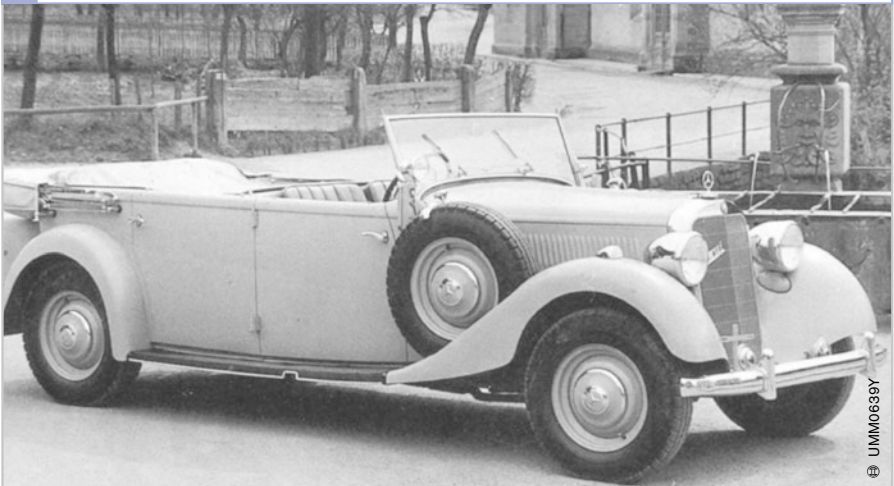
des 20. Jahrhunderts trat der Dieselmotor auch als Antriebsquelle für diese Verkehrsmittel in Erscheinung. Das erste mit einem 25-PS-Dieselmotor ausgerüstete Schiff ging 1903 in Betrieb. Die erste von einem Dieselmotor angetriebene Lokomotive wurde 1913 vorgestellt. Die Motorleistung betrug 1000 PS. Aber auch die Luftfahrtpioniere zeigten Interesse am Dieselmotor. An Bord der Graf Zeppelin sorgten Dieselmotoren für den Vortrieb.

6 Bosh-Reiheneinspritzpumpe am Motor des Mercedes 260D



UMM0640Y

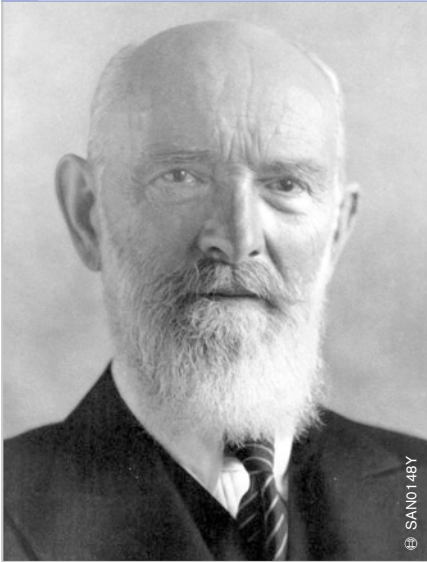
5 Erster Diesel-Pkw: Mercedes-Benz 260D aus dem Jahr 1936 mit einer Motorleistung von 45 PS (33 kW) und einem Kraftstoffverbrauch von 9,5 l/100 km



UMM0639Y

Bosch-Dieseleinspritzung

1 Robert Bosch



Boschs Einstieg in die Dieseltechnik

Robert Bosch (1861–1942) eröffnete 1886 in Stuttgart eine „Werkstätte für Feinmechanik und Elektrotechnik“. Er beschäftigte einen weiteren Mechaniker und einen Lehrling. Am Anfang lag sein Arbeitsgebiet in der Installation und Reparatur von Telefonen, Telegrafen, Blitzableitern und anderen feinmechanischen Tätigkeiten.

Die von Bosch entwickelte Niederspannungs-Magnetzündung sorgte seit 1897 für die zuverlässige Zündung im Benzinmotor. Dieses Produkt war der Ausgangspunkt für die rasche Expansion des Unternehmens von Robert Bosch. 1902 folgte dann die Hochspannungs-Magnetzündung mit Zündkerze. Der Anker dieser Zündanlage ist noch heute im Logo der Firma Robert Bosch GmbH enthalten.

1922 wandte sich Robert Bosch dem Dieselmotor zu. Er glaubte, dass bestimmte Zubehörteile für diese Motoren einmal in ähnlicher Weise geeignete Gegenstände für die Bosch-Präzisionsmengenfertigung abgeben könnten wie die Magnetzündung und

Zündkerzen. Die Zubehörteile für Dieselmotoren waren Einspritzpumpen und Einspritzdüsen.

Schon Rudolf Diesel wollte den Kraftstoff unmittelbar einspritzen, konnte es aber nicht durchführen, weil die hierfür erforderlichen Einspritzpumpen und -düsen nicht zur Verfügung standen. Diese Einspritzpumpen mussten, im Gegensatz zu der bei der Drucklufteinblasung verwendeten Kraftstoffpumpen, für Gegendrucke bis zu mehreren hundert Atmosphären geeignet sein. Die Einspritzdüsen mussten ganz feine Austrittsöffnungen erhalten, weil jetzt der Pumpe und der Düse allein die Aufgabe zufiel, den Kraftstoff zu dosieren und zu zerstäuben.

Die Einspritzpumpen, die Bosch entwickeln wollte, sollten nicht nur den Anforderungen aller damals bestehenden Schweröl-Kleinmotoren mit unmittelbarer Kraftstoffeinspritzung, sondern auch künftigen Kraftfahrzeug-Dieselmotoren gewachsen sein. Am 28. Dezember 1922 wurde der Beschluss zur Aufnahme dieser Entwicklung gefasst.

Anforderungen an die Einspritzpumpen

Die zu entwickelnde Einspritzpumpe sollte imstande sein, auch kleine Mengen Kraftstoff mit nur ganz geringen Unterschieden bei den einzelnen Pumpenelementen einzuspritzen. Damit war ein runder und gleichförmiger Motorlauf auch bei niedrigen Leerlaufdrehzahlen möglich. Für den Vollastbedarf musste sich die Fördermenge auf das Vier- oder Fünffache steigern lassen. Die erforderlichen Einspritzdrücke betrugen damals schon über 100 bar. Bosch forderte, dass diese Eigenschaften der Pumpe über 2000 Betriebsstunden gewährleistet sein sollten.

Das waren für den damaligen Stand der Technik hohe Anforderungen. Nicht nur strömungstechnisch war einiges zu leisten, auch für die Fertigungs- und Werkstofftechnik war diese Vorgabe eine Herausforderung.

Entwicklung der Einspritzpumpe

Zunächst wurden verschiedene Pumpenbauarten erprobt. Die Pumpen hatten teils Schieber-, teils Ventilsteuern. Die Einspritzmenge wurde durch Verändern des Kolbenhubs geregelt. Bereits Ende 1924 stand eine Pumpenbauart zur Verfügung, die in Bezug auf ihre Förderleistung, ihre Dauerhaftigkeit und ihren geringen Raumbedarf den Ansprüchen sowohl des auf der Berliner Automobilausstellung vorgestellten Vorkammermotors der Benz-Werke als auch des MAN-Direkteinspritzers genügte.

Im März 1925 sicherte sich Bosch durch Verträge mit der Acro AG die Übernahme der Verwertung der Acro-Patente auf ein Dieselmotorsystem mit Luftspeicher und der dazugehörigen Einspritzpumpe und -düse. Die Acro-Pumpe, von Franz Lang in München entwickelt, war eine Einspritzpumpe an sich bekannter Art. Sie hatte aber einen besonderen Steuerschieber mit Schrägkante, der zum Regeln der Fördermenge gedreht wurde. Später verlagerte Lang diese Steuerkante an den Pumpenkolben.

Die Fördereigenschaften der Acro-Einspritzpumpe entsprachen zwar nicht dem, was Boschs eigene Versuchspumpen geboten hatten. Bosch wollte aber mit dem Acro-Motor mit einem für kleine Zylinder-einheiten und hohe Drehzahlen besonders geeigneten Dieselmotor in Berührung kommen und auf diese Weise einen festen Boden für die Weiterentwicklung von Einspritzpumpen und -düsen gewinnen. Daneben hatte Bosch der Gedanke geleitet, durch Vergabe von Lizenzen auf die Acro-Patente an Motorfabriken die Ausbreitung des Fahrzeug-Dieselmotors zu fördern und damit zur Motorisierung des Verkehrs beizutragen.

Nach dem Ausscheiden Langs aus der Firma im Oktober 1926 verschob sich der Schwerpunkt der Tätigkeit im Hause Bosch wieder hin zur Pumpenentwicklung. Bald darauf entstand die erste serienreife Bosch-Dieseleinspritzpumpe.

2 Ausführung einer Bosch-Einspritzpumpe von 1923/1924

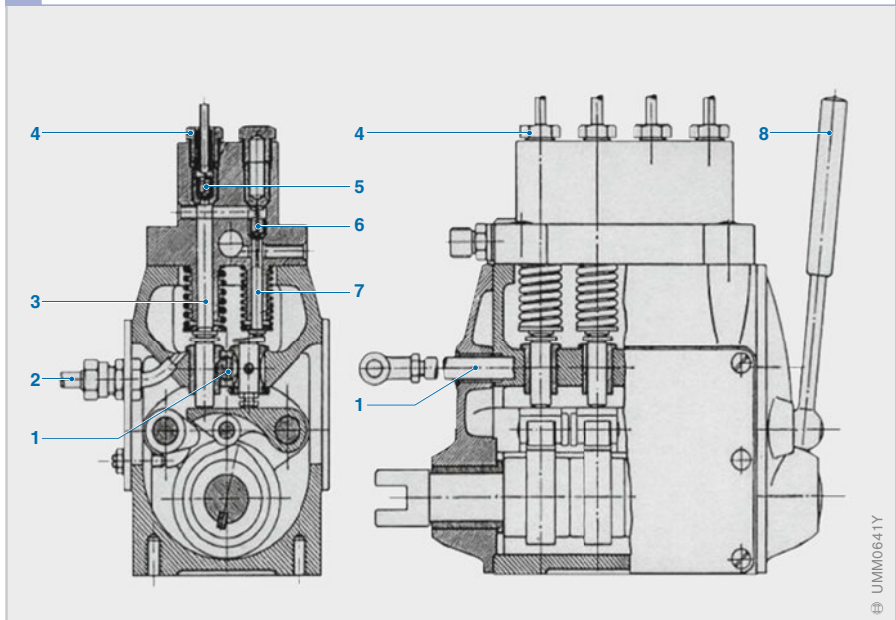


Bild 2

- 1 Regelstange
- 2 Zulaufanschluss
- 3 Pumpenkolben
- 4 Druckleitungsanschluss
- 5 Druckventil
- 6 Saugventil
- 7 Ventilstößel
- 8 Abstell- und Aufpumphebel

Serienreife Bosch-Dieseleinspritzpumpe

Die Bosch-Einspritzpumpe hatte wie schon dem Plan des Konstrukteurs von 1925 entsprechend und wie die abgeänderte Acro-Pumpe eine schräg verlaufende Steuerkante am Pumpenkolben. Sonst unterschied sie sich aber wesentlich von all ihren Vorgängern.

Anstelle des außen liegenden Hebelwerks der Acro-Pumpe zum Verdrehen der Pumpenkolben trat die gezahnte Regelstange, die in Ritzel auf Regelhülsen der Pumpenelemente eingreift.

Um die Druckleitung am Ende der Einspritzung zu entlasten und ein Nachtropfen von Kraftstoff zu verhindern, wurde das Druckventil der Pumpe mit einem saugend in die Ventilführung eingepassten K öl b c h e n versehen. Dadurch wurde im Gegensatz zu den früher angewendeten Entlastungsmitteln eine große Stetigkeit der Förderung

bei verschiedenen Drehzahlen und Mengeneinstellungen erreicht und das Einstellen von Mehrzylinderpumpen auf gleiche Förderung aller Elemente wesentlich erleichtert und verkürzt.

Der einfache und klare Aufbau ermöglichte ein einfaches Zusammensetzen und Prüfen der Einspritzpumpe. Zudem wurde der Ersatz von Teilen gegenüber früheren Bauarten wesentlich erleichtert. Das Gehäuse entsprach in erster Linie den Anforderungen der Gießerei und der übrigen Fertigung. Die ersten Muster dieser wirklich für Mengenfertigung geeigneten Bosch-Einspritzpumpe wurden im April 1927 hergestellt. Die Freigabe für die Fertigung in größerer Stückzahl und in Ausführungen für Zwei-, Vier- und Sechszylindermotoren erfolgte am 30. November 1927, nachdem sich die Muster in der scharfen Prüfung im Hause und im praktischen Betrieb ausgezeichnet bewährt hatten.

3 Erste Serien-Dieseleinspritzpumpe von Bosch (1927)

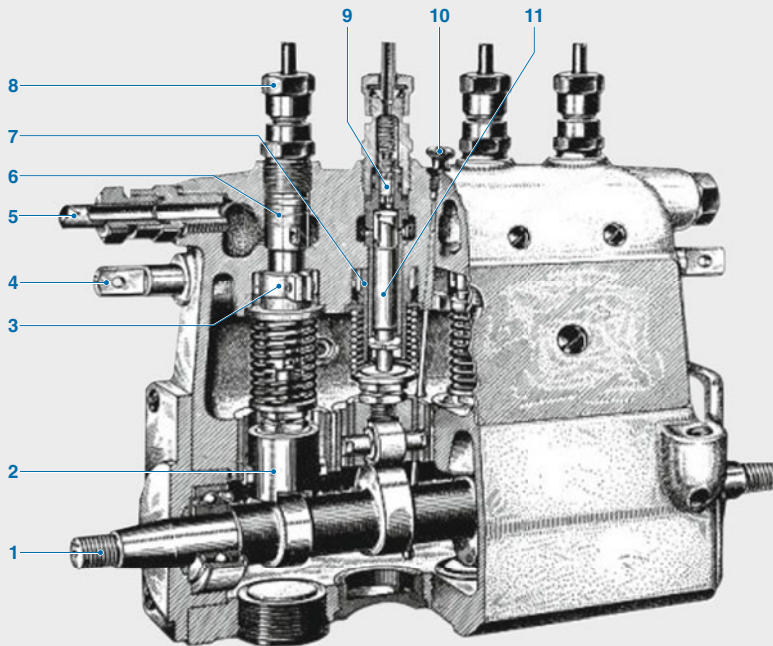


Bild 3

- 1 Nockenwelle
- 2 Rollenstößel
- 3 Zahnsegment
- 4 Regelstange
- 5 Zulaufanschluss
- 6 Pumpenzylinder
- 7 Regelhülse
- 8 Druckleitungsanschluss
- 9 Druckventil mit K öl b c h e n
- 10 Ölpegel
- 11 Pumpenkolben

UMM0642Y

Düsen und Düsenhalter

Die Entwicklung der Einspritzdüsen und Düsenhalter verlief parallel zur Pumpenentwicklung. Zunächst wurden Zapfendüsen für Vorkammermotoren eingesetzt. Mit dem Einsatz der Bosch-Pumpe für den direkt-einspritzenden Dieselmotor kamen Anfang 1929 die Lochdüsen hinzu.

Düsen und Düsenhalter wurden in ihrer Größe immer sofort den neu aufgenommenen Pumpengrößen angepasst. Die Motorenhersteller wünschten dann bald auch, dass der Düsenhalter mit der Düse in gleicher Weise in den Zylinderkopf eingeschraubt werden kann wie die Zündkerze beim Ottomotor. Bosch stellte sich auf diesen Wunsch ein und fertigte einschraubbare Düsenhalter.

Regler für die Einspritzpumpe

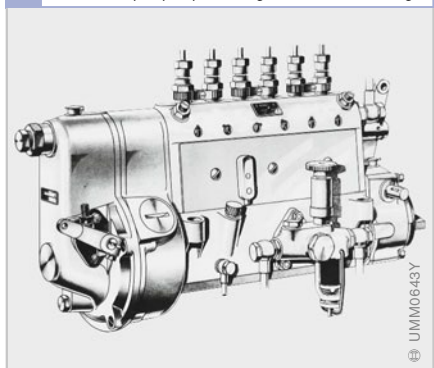
Da der Dieselmotor nicht wie der Ottomotor selbstregelnd ist, sondern zum Aufrechterhalten einer bestimmten Drehzahl und zum Schutz vor dem Überdrehen mit Selbstzerstörung einen Regler benötigt, mussten die Fahrzeug-Dieselmotoren von Anfang an mit solch einer Vorrichtung ausgestattet werden. Die Motorenfabriken stellten diese Regler zunächst selbst her. Bald kam jedoch der Wunsch auf, den Antrieb für den Regler, der durchweg ein Fliehkraftregler war, einzusparen und diesen mit der Einspritzpumpe zusammenzubauen. Dieser Forderung kam Bosch im Jahr 1931 mit dem Bosch-Regler nach.

Verbreitung der Bosch-Dieseleinspritztechnik

Bis August 1928 waren schon tausend Bosch-Einspritzpumpen ausgeliefert. Als der Aufschwung des Fahrzeug-Dieselmotors begann, stand Bosch gut vorbereitet da und konnte die Motorenfabriken mit einer ausgereiften Einspritzausrüstung bedienen. Als sich die Bosch-Pumpen und -Düsen bewährt hatten, verzichteten die meisten Firmen ganz auf die Eigenherstellung dieses Zubehörs.

Bosch kam bei der Entwicklung der Dieseleinspritzpumpen seine Erfahrung in der Feinmechanik (z. B. bei der Fertigung von Schmierpumpen) zugute. Seine Produkte konnten nicht „nach den reinen Grundsätzen des Maschinenbaus“ hergestellt werden. Das verhalf ihm zu einem Marktvorteil. Bosch hatte damit einen wesentlichen Anteil daran, dass sich der Dieselmotor zu dem entwickeln konnte, was er heute ist.

4 Bosch-Einspritzpumpe mit angebautem Fliehkraftregler



5 Werbeplakat für die Bosch-Dieseleinspritzung



Grundlagen und Einsatzgebiete des Dieselmotors

Der Dieselmotor ist ein Selbstzündungs-
motor mit innerer Gemischbildung. Die
für die Verbrennung benötigte Luft wird im
Brennraum hoch verdichtet. Dabei entstehen
hohe Temperaturen, bei denen sich der ein-
gespritzte Dieselmotorkraftstoff selbst entzündet.
Die im Dieselmotorkraftstoff enthaltene chemische
Energie wird vom Dieselmotor über Wärme
in mechanische Arbeit umgesetzt.

Der Dieselmotor ist die Verbrennungskraftmaschine mit dem höchsten effektiven Wirkungsgrad (bei großen langsam laufenden Motoren mehr als 50 %). Der damit verbundene niedrige Kraftstoffverbrauch, die vergleichsweise schadstoffarmen Abgase und das vor allem durch Voreinspritzung verminderte Geräusch verhalten dem Dieselmotor zu großer Verbreitung.

Der Dieselmotor eignet sich besonders für die Aufladung. Sie erhöht nicht nur die Leistungsausbeute und verbessert den Wirkungsgrad, sondern vermindert zudem die Schadstoffe im Abgas und das Verbrennungsgeräusch. Zur Reduzierung der NO_x -Emission bei Pkw und Nfz wird ein Teil des Abgases in den Ansaugtrakt des Motors zurückgeleitet (Abgasrückführung). Um noch niedrigere NO_x -Emissionen zu

erhalten, kann das zurückgeführte Abgas gekühlt werden.

Dieselmotoren können sowohl nach dem Zweitakt- als auch nach dem Viertakt-Prinzip arbeiten. Im Kraftfahrzeug kommen ausschließlich Viertakt-Dieselmotoren zum Einsatz.

Arbeitsweise

Ein Dieselmotor enthält einen oder mehrere Zylinder. Angetrieben durch die Verbrennung des Luft-Kraftstoff-Gemischs führt ein Kolben (Bild 1, Pos. 3) je Zylinder (5) eine periodische Auf- und Abwärtsbewegung aus. Dieses Funktionsprinzip gab dem Motor den Namen „Hubkolbenmotor“.

Die Pleuelstange (11) setzt diese Hubbewegungen der Kolben in eine Rotationsbewegung der Kurbelwelle (14) um. Eine Schwungmasse (15) an der Kurbelwelle hält die Bewegung aufrecht und vermindert die Drehungleichförmigkeit, die durch die Verbrennungen in den einzelnen Kolben entsteht. Die Kurbellendrehzahl wird auch Motordrehzahl genannt.

1 Vierzylinder-Dieselmotor ohne Hilfsaggregate (Schema)

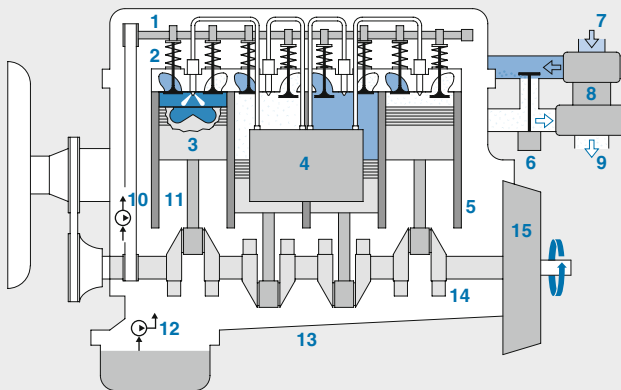
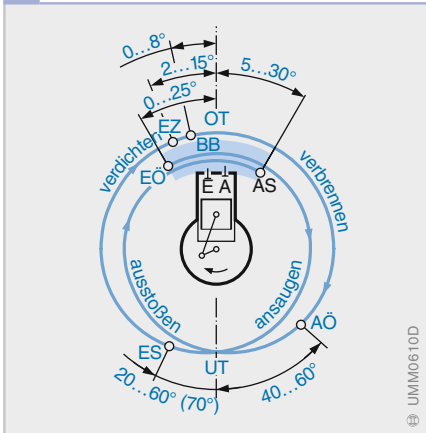


Bild 1

- 1 Nockenwelle
- 2 Ventile
- 3 Kolben
- 4 Einspritzsystem
- 5 Zylinder
- 6 Abgasrückführung
- 7 Ansaugrohr
- 8 Lader (hier
Abgasturbolader)
- 9 Abgasrohr
- 10 Kühlsystem
- 11 Pleuelstange
- 12 Schmiersystem
- 13 Motorblock
- 14 Kurbelwelle
- 15 Schwungmasse

3 Ventilsteuerzeiten (jeweils Kurbelwellenwinkel in Grad) eines Viertakt-Dieselmotors



Nockenwelle überträgt ein Hebelmechanismus die Hubbewegung der Nocken auf die Gaswechselventile. Die Steuerzeiten geben die Schließ- und Öffnungszeiten der Ventile bezogen auf die Kurbelwellendrehung an (Bild 3). Die Kurbelwellendrehung wird in Grad angegeben.

Die Kurbelwelle treibt die Nockenwelle über einen Zahnriemen (bzw. eine Kette oder Zahnräder) an. Ein Arbeitsspiel umfasst beim Viertakt-Verfahren zwei Kurbelwellenumdrehungen. Die Nockenwellendrehzahl ist deshalb nur halb so groß wie die Kurbelwellendrehzahl. Das Untersetzungsverhältnis zwischen Kurbel- und Nockenwelle beträgt somit 2:1.

Beim Übergang zwischen Ausstoß- und Ansaugtakt sind über einen bestimmten Bereich Auslass- und Einlassventil gleichzeitig geöffnet. Je nach Lage der Ventilüberschneidung kann ein positives oder negatives Druckgefälle über dem Motor herrschen. Bei positivem Druckgefälle wird durch die Ventilüberschneidung das restliche Abgas ausgespült und gleichzeitig der Zylinder gekühlt. Ein negatives Druckgefälle führt zu einer sogenannten internen Abgasrückführung, bei der ein kleiner Teil des Abgases im Zylinder zurückgehalten wird.

Verdichtung (Kompression)

Aus dem Hubraum V_h und dem Kompressionsvolumen V_c eines Kolbens ergibt sich das Verdichtungsverhältnis ε :

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c}$$

Die Verdichtung des Motors hat entscheidenden Einfluss auf:

- das Kaltstartverhalten,
- das erzeugte Drehmoment,
- den Kraftstoffverbrauch,
- die Geräuschemissionen und
- die Schadstoffemissionen.

Das Verdichtungsverhältnis ε beträgt bei Dieselmotoren für Pkw und Nfz je nach Motorbauweise und Einspritzart $\varepsilon = 15:1 \dots 17:1$. Die Verdichtung liegt also höher als beim Ottomotor ($\varepsilon = 7:1 \dots 13:1$). Aufgrund der begrenzten Klopfestigkeit des Benzins würde sich bei diesem das Luft-Kraftstoff-Gemisch bei hohem Kompressionsdruck und der sich daraus ergebenden hohen Brennraumtemperatur selbstständig und unkontrolliert entzünden.

Die Luft wird im Dieselmotor auf 30...50 bar (beim Saugmotor) bzw. 70...150 bar (beim aufgeladenen Motor) verdichtet. Dabei entstehen Temperaturen

4 Temperaturanstieg bei der Verdichtung

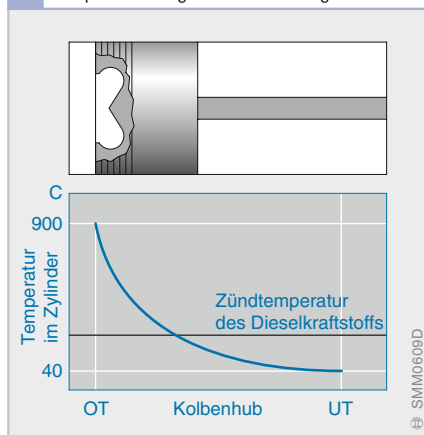


Bild 3

AÖ Auslass öffnet
AS Auslass schließt
BB Brennbeginn
EÖ Einlass öffnet
ES Einlass schließt
EZ Einspritzzeitpunkt
OT oberer Totpunkt des Kolbens
UT unterer Totpunkt des Kolbens
■ Ventilüberschneidung

Bild 4

OT oberer Totpunkt des Kolbens
UT unterer Totpunkt des Kolbens

im Bereich von 700...900 °C (Bild 4). Die Zündtemperatur für die am leichtesten entflammbarn Komponenten im Dieselmotorkraftstoff beträgt etwa 250 °C.

Drehmoment und Leistung

Drehmoment

Die Pleuelstange setzt die Hubbewegung des Kolbens in eine Rotationsbewegung der Kurbelwelle um. Die Kraft, mit der das expandierende Luft-Kraftstoff-Gemisch den Kolben nach unten treibt, wird so über den Hebelarm der Kurbelwelle in ein Drehmoment umgesetzt. Das vom Motor abgegebene Drehmoment M hängt vom Mitteldruck p_e (mittlerer Kolben- bzw. Arbeitsdruck) ab. Es gilt mit V_H (Hubraum des Motors):

$$M = p_e V_H / 4\pi$$

Der Mitteldruck erreicht bei aufgeladenen kleinen Dieselmotoren für Pkw Werte von 17...25 bar. Zum Vergleich: Ottomotoren erreichen Werte von 7...11 bar.

Das maximal erreichbare Drehmoment $M_{\max}$, das der Motor liefern kann, ist durch die Konstruktion des Motors bestimmt (Größe des Hubraums, Aufladung usw.). Die Anpassung des Drehmoments an die Erfordernisse des Fahrbetriebs erfolgt im Wesentlichen durch die Veränderung der Luft- und Kraftstoffmasse sowie durch die Gemischbildung. Das Drehmoment nimmt mit steigender Drehzahl n bis zum maximalen Drehmoment $M_{\max}$ zu (Bild 1). Mit höheren Drehzahlen fällt das Drehmoment wieder ab.

Die Entwicklung in der Motortechnik zielt darauf ab, das maximale Drehmoment schon bei niedrigen Drehzahlen im Bereich von weniger als 2000 min⁻¹ bereitzustellen, da in diesem Drehzahlbereich der Kraftstoffverbrauch am günstigsten ist und die Fahrbarkeit als angenehm empfunden wird (und für gutes Anfahrverhalten).

Leistung

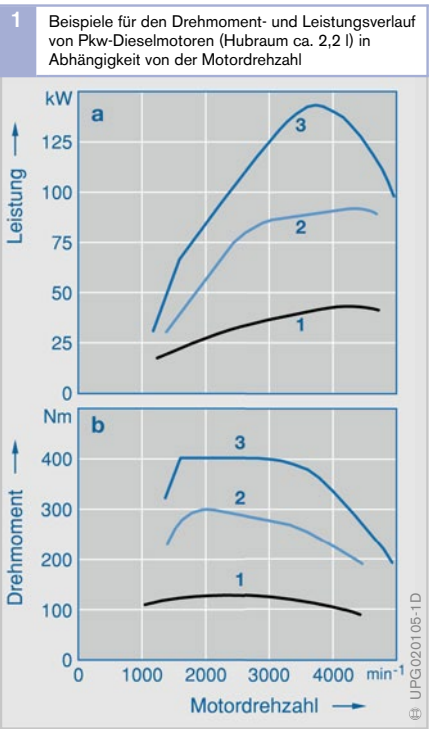
Die vom Motor abgegebene Leistung P (erzeugte Arbeit pro Zeit) hängt vom Drehmoment M und der Motordrehzahl n ab. Die Motorleistung steigt mit der Drehzahl, bis sie bei der Nenndrehzahl n_{nenn} mit der Nennleistung P_{nenn} ihren Höchstwert erreicht. Es gilt der Zusammenhang:

$$P = 2\pi n M$$

Bild 1 zeigt den Vergleich von Dieselmotoren der Baujahre 1968, 1998 und 2016 mit ihrem typischen Leistungsverlauf in Abhängigkeit von der Motordrehzahl. Aufgrund der niedrigeren Maximaldrehzahlen haben Dieselmotoren eine geringere hubraumbezogene Leistung als Ottomotoren. Moderne Dieselmotoren für Pkw erreichen Nenndrehzahlen von 3500...5000 min⁻¹.

Bild 1
a Leistungsverlauf
b Drehmomentverlauf

1 Baujahr 1968
2 Baujahr 1998
3 Baujahr 2016



Motorwirkungsgrad

Der Verbrennungsmotor verrichtet Arbeit durch Druck-Volumen-Änderungen eines Arbeitsgases (einer Zylinderfüllung). Der effektive Wirkungsgrad des Motors ist das Verhältnis aus eingesetzter Energie (Kraftstoff) und nutzbarer Arbeit. Er ergibt sich aus dem thermischen Wirkungsgrad eines idealen Arbeitsprozesses (thermodynamischen Vergleichsprozesses) und den Verlustanteilen des realen Prozesses.

Thermodynamischer Vergleichsprozess

Der Seiliger-Prozess kann als thermodynamischer Vergleichsprozess für den Hubkolbenmotor herangezogen werden und beschreibt die unter Idealbedingungen theoretisch nutzbare Arbeit. Für diesen idealen Prozess werden folgende Vereinfachungen angenommen:

- ideales Gas als Arbeitsmedium,
- Gas mit konstanter spezifischer Wärme,
- unendlich schnelle Wärmezufuhr- und -abfuhr,
- keine Strömungsverluste beim Gaswechsel.

Der Zustand des Arbeitsgases kann durch die Angabe von Druck (p) und Volumen (V) beschrieben werden. Die Zustandsänderungen werden im p - V -Diagramm (Bild 1) dargestellt, wobei die eingeschlossene Fläche der Arbeit entspricht, die in einem Arbeitszyklus verrichtet wird.

Der Seiliger-Prozess besteht aus folgenden Prozess-Schritten:

Isentrope Kompression (1-2)

Bei der isentropen Kompression (Verdichtung bei konstanter Entropie, d. h. ohne Wärmeaustausch) nimmt der Druck im Zylinder zu, während das Volumen abnimmt.

Isochore Wärmezufuhr (2-3)

Das Gemisch beginnt zu verbrennen. Die Wärmezufuhr (q_{BV}) erfolgt bei konstantem

Volumen (isochor). Der Druck nimmt dabei zu.

Isobare Wärmezufuhr (3-3')

Die weitere Wärmezufuhr (q_{BP}) erfolgt bei konstantem Druck (isobar), während sich der Kolben abwärts bewegt und das Volumen zunimmt.

Isentrope Expansion (3'-4)

Der Kolben geht weiter zum unteren Totpunkt. Es findet kein Wärmeaustausch mehr statt. Der Druck nimmt ab, während das Volumen zunimmt.

Isochore Wärmeabfuhr (4-1)

Beim Gaswechsel wird die Restwärme ausgestoßen (q_A). Dies geschieht bei konstantem Volumen (unendlich schnell und vollständig). Damit ist der Ausgangszustand wieder erreicht und ein neuer Arbeitszyklus beginnt.

Der reale Arbeitsprozess

Der reale Arbeitsprozess unterscheidet sich erheblich vom theoretischen Vergleichsprozess. Die Hauptabweichungen sind:

- Im Zylinder befindet sich nicht nur das Luft-Kraftstoff-Gemisch sondern auch Restgas von der vorherigen Verbrennung,

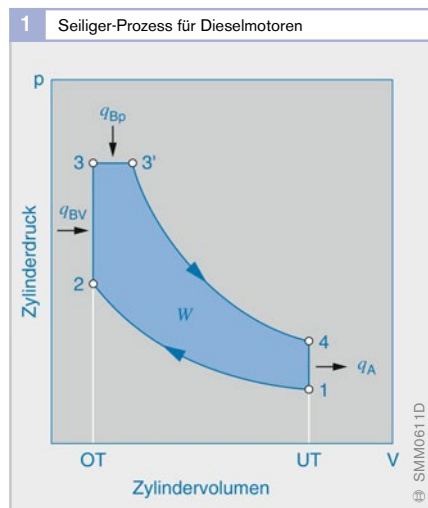


Bild 1

1-2 isentrope

Kompression

2-3 isochore

Wärmezufuhr

3-3 isobare

Wärmezufuhr

3-4 isentrope

Expansion

4-1 isochore

Wärmeabfuhr

OT oberer Totpunkt
des Kolbens

UT unterer Totpunkt
des Kolbens

q_A abfließende

Wärmemenge
beim Gaswechsel

q_{BP} Verbrennungs-

wärme bei kon-

stantem Druck

q_{BV} Verbrennungs-

wärme bei kon-

stantem Volumen

W theoretische Arbeit

- der Kraftstoff verbrennt unvollständig,
- die Verbrennung erfolgt weder exakt isochor noch isobar,
- beim Ein- und Ausströmen treten Strömungsverluste auf,
- Gas entweicht über die Kolbenringe und Wärme über die Brennraumboflächen.

Um die beim realen Prozess geleistete Arbeit zu ermitteln, wird der Zylinderdruckverlauf gemessen und im p - V -Diagramm (Indikator-Diagramm) dargestellt (Bild 2). Die obere, von der Kurve eingeschlossene Fläche entspricht der indizierten Arbeit W_M , d. h. die am Zylinderkolben je Arbeitsspiel geleistete Arbeit. Hierzu muss bei Ladermotoren die Fläche des Gaswechsels (W_G) addiert werden, da die durch den Lader komprimierte Luft den Kolben in Richtung unteren Totpunkt drückt. Die durch den Gaswechsel verursachten Verluste werden in vielen Betriebspunkten durch den Lader überkompensiert, sodass sich ein positiver Beitrag zur geleisteten Arbeit ergibt.

Die Darstellung des Drucks über dem Kurbelwellenwinkel (Bild 3) findet z. B. bei der thermodynamischen Druckverlaufsanalyse Verwendung.

Wirkungsgrad

Der effektive Wirkungsgrad des Dieselmotors ist definiert als:

$$\eta_e = W_e / (m_B H_i)$$

- W_e ist die an der Kurbelwelle effektiv verfügbare Arbeit,
- m_B ist die Kraftstoffmasse,
- H_i ist der Heizwert des zugeführten Brennstoffs.

Der effektive Wirkungsgrad η_e lässt sich als Produkt aus dem thermischen Wirkungsgrad des Idealprozesses und weiteren Wirkungsgraden darstellen, die den Einflüssen des realen Prozesses Rechnung tragen:

$$\eta_e = \eta_{th} \eta_g \eta_u \eta_m = \eta_i \eta_m$$

η_{th} : Thermischer Wirkungsgrad

η_{th} ist der thermische Wirkungsgrad des Seiliger-Prozesses. Er berücksichtigt die im Idealprozess auftretenden Wärmeverluste und hängt im Wesentlichen vom Verdichtungsverhältnis und von der Luftzahl ab. Da der Dieselmotor gegenüber dem Ottomotor mit höherem Verdichtungsverhältnis und mit hohem Luftüberschuss betrieben wird, erreicht er einen höheren Wirkungsgrad.

η_g : Gütegrad

η_g gibt die im realen Hochdruck-Arbeitsprozess erzeugte Arbeit im Verhältnis zur theoretischen Arbeit des Seiliger-Prozesses an. Die Abweichungen des realen Prozesses vom idealen Prozess ergeben sich im Wesentlichen durch Verwenden eines realen statt eines idealen Arbeitsgases, reale Verbrennung statt idealisierter Wärmezufuhr, Lage der Wärmezufuhr, Wandwärmeverluste statt adiabater Zustandsänderung und Strömungsverluste beim Ladungswechsel.

η_u : Brennstoffumsetzungsgrad

η_u berücksichtigt die Verluste, die aufgrund der unvollständigen Verbrennung des Kraftstoffs im Zylinder auftreten.

η_m : Mechanischer Wirkungsgrad

η_m erfasst Reibungsverluste und Verluste durch den Antrieb der Nebenaggregate. Die Reib- und Antriebsverluste steigen mit der Motordrehzahl an. Die Reibungsverluste setzen sich bei Nennndrehzahl wie folgt zusammen:

- Kolben und Kolbenringe (ca. 50 %),
- Lager (ca. 20 %),
- Ölpumpe (ca. 10 %),
- Kühlmittelpumpe (ca. 5 %),
- Ventiltrieb (ca. 10 %),
- Einspritzpumpe (ca. 5 %).

Ein mechanischer Lader muss ebenfalls hinzugezählt werden.

η_i : Indizierter Wirkungsgrad

Der indizierte Wirkungsgrad gibt das Verhältnis der am Zylinderkolben anstehenden,

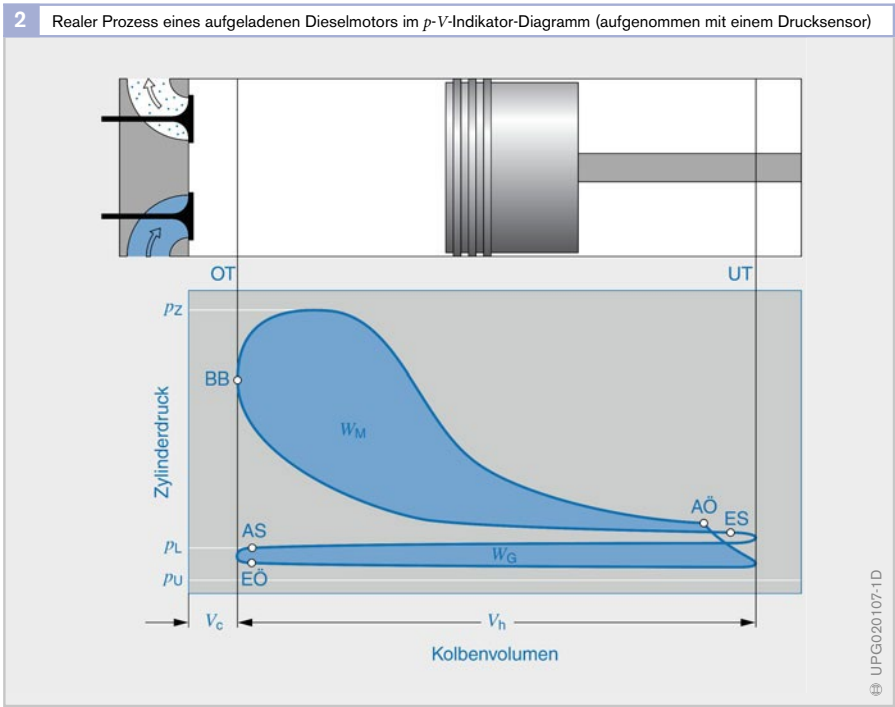


Bild 2
AÖ Auslass öffnet
AS Auslass schließt
BB Brennbeginn
EÖ Einlass öffnet
ES Einlass schließt
OT oberer Totpunkt des Kolbens
UT unterer Totpunkt des Kolbens

 p_U Umgebungsdruck
 p_L Ladedruck
 p_Z maximaler Zylinderdruck
 V_c Kompressionsvolumen
 V_h Hubvolumen
 W_M indizierte Arbeit
 W_G Arbeit beim Gaswechsel (Lader)

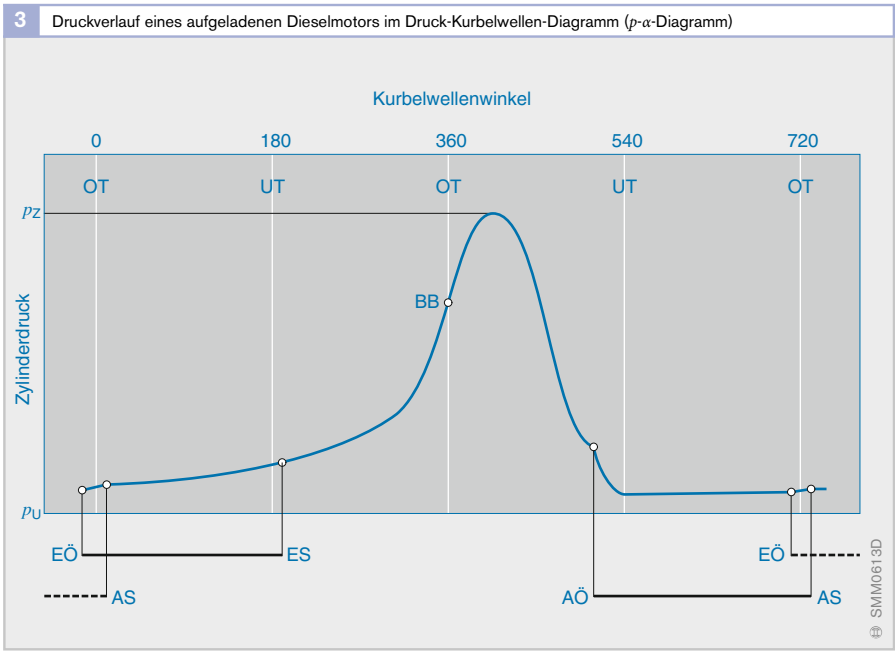


Bild 3
AÖ Auslass öffnet
AS Auslass schließt
BB Brennbeginn
EÖ Einlass öffnet
ES Einlass schließt
OT oberer Totpunkt des Kolbens
UT unterer Totpunkt des Kolbens

 p_U Umgebungsdruck
 p_L Ladedruck
 p_Z maximaler Zylinderdruck

„indizierten“ Arbeit W_i zum Heizwert des eingesetzten Kraftstoffs an:

$$\eta_i = W_i / (m_B H_i)$$

Die effektiv an der Kurbelwelle zur Verfügung stehende Arbeit W_e ergibt sich aus der indizierten Arbeit durch Berücksichtigung der mechanischen Verluste:

$$W_e = W_i \eta_m.$$

Betriebszustände

Start

Das Starten eines Motors umfasst die Vorgänge: Hochschleppen mit dem Anlasser, Zünden und Hochlaufen bis zum Selbstlauf.

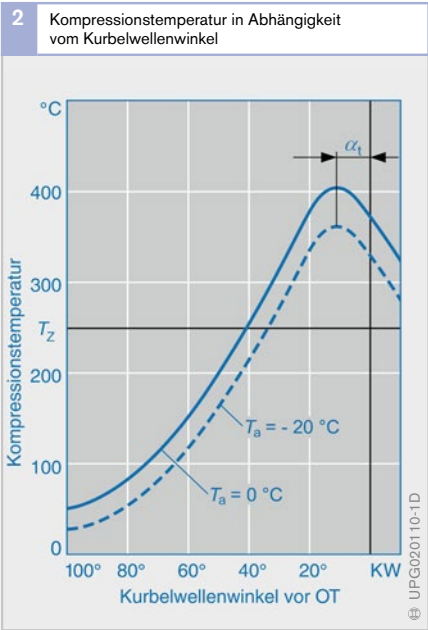
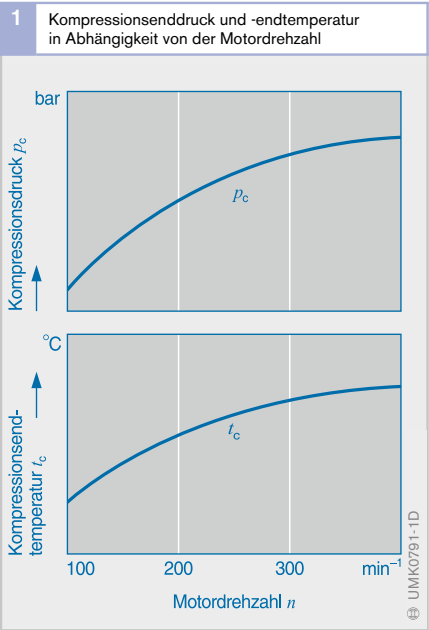
Die im Verdichtungshub erhitzte Luft muss den eingespritzten Kraftstoff zünden (beim Brennbeginn). Die erforderliche Mindestzündtemperatur für Dieselkraftstoff beträgt ca. 250 °C. Diese Temperatur muss auch

unter ungünstigen Bedingungen erreicht werden. Niedrige Drehzahl, tiefe Außentemperaturen und ein kalter Motor führen zu verhältnismäßig niedriger Kompressionsendtemperatur, denn:

Je niedriger die Motordrehzahl, umso geringer ist der Enddruck der Kompression und dementsprechend auch die Endtemperatur (Bild 1). Die Ursache dafür sind Leckageverluste, die an den Kolbenringspalten zwischen Kolben und Zylinderwand auftreten, wegen anfänglich noch fehlender Wärmedehnung sowie des noch nicht ausgebildeten Ölfilms. Das Maximum der Kompressionstemperatur liegt wegen der Wärmeverluste während der Verdichtung um einige Grad vor (thermodynamischer Verlustwinkel, Bild 2) OT. Bei kaltem Motor ergeben sich während des Verdichtungsakts größere Wärmeverluste über die Brennraumoberfläche. Bei Kammermotoren (IDI) sind diese Verluste wegen der größeren Oberfläche besonders hoch. Die Triebwerkreibung ist, aufgrund der höheren Motorölviskosität, bei niederen

Bild 2
 T_a Außentemperatur
 T_z Zündtemperatur des Dieselkraftstoffs
 α_T thermodynamischer Verlustwinkel

$$n \approx 200 \text{ min}^{-1}$$



Temperaturen höher als bei Betriebstemperatur. Dadurch und auch wegen niedriger Batteriespannung werden nur relativ kleine Starterdrehzahlen erreicht.

Um während der Startphase die Temperatur im Zylinder zu erhöhen, werden folgende Maßnahmen ergriffen:

Kraftstoffaufheizung

Mit einer Filter- oder direkten Kraftstoffaufheizung kann das Ausscheiden von Paraffinkristallen bei niedrigen Temperaturen (in der Startphase und bei niedrigen Außentemperaturen) vermieden werden.

Starthilfesysteme

Bei Direkteinspritzmotoren (DI) für Pkw und generell bei Kammermotoren (IDI) wird in der Startphase das Luft-Kraftstoff-Gemisch im Brennraum (bzw. in der Vor- oder Wirbelkammer) durch Glühstiftkerzen erwärmt. Bei Direkteinspritzmotoren für Nfz wird die Ansaugluft vorgewärmt. Beide Starthilfesysteme dienen der Verbesserung der Kraftstoffverdampfung und Gemischaufbereitung und somit dem sicheren Entflammen des Luft-Kraftstoff-Gemischs.

Glühkerzen neuerer Generation (*siehe Kapitel Starthilfesysteme*) benötigen nur eine Vorglühdauer von wenigen Sekunden und ermöglichen so einen schnellen Start. Die niedrigere Nachglühtemperatur erlaubt zudem längere Nachglühzeiten. Dies reduziert sowohl die Schadstoff- als auch die Geräuschemissionen in der Warmlaufphase des Motors.

Einspritzanpassung

Eine Maßnahme zur Startunterstützung ist die Zugabe einer Kraftstoff-Startmenge zur Kompensation von Kondensations- und Leckverlusten des kalten Motors und zur Erhöhung des Motordrehmoments in der Hochlaufphase. Die Frühverstellung des Einspritzbeginns während der Warmlaufphase dient zum Ausgleich des längeren Zündverzugs bei niedrigen Temperaturen

und zur Sicherstellung der Zündung im Bereich des oberen Totpunkts, d. h. bei höchster Verdichtungsendtemperatur. Der optimale Spritzbeginn muss mit enger Toleranz erreicht werden. Zu früh eingespritzter Kraftstoff hat aufgrund des noch zu geringen Zylinderinnendrucks (Kompressionsdrucks) eine größere Eindringtiefe und schlägt sich an den kalten Zylinderwänden nieder. Dort verdampft er nur zum geringen Teil, da zu diesem Zeitpunkt die Ladungstemperatur noch niedrig ist. Bei zu spät eingespritztem Kraftstoff erfolgt die Zündung erst im Expansionshub, und der Kolben wird nur noch wenig beschleunigt oder es kommt zu Verbrennungsaussetzern.

Nulllast

Nulllast bezeichnet alle Betriebszustände des Motors, bei denen der Motor nur seine innere Reibung und den Drehmomentbedarf ggf. zugeschalteter Nebenaggregate überwindet. Er gibt kein Drehmoment ab. Die Fahrpedalstellung kann beliebig sein. Alle Drehzahlbereiche bis hin zur Abregeldrehzahl sind möglich.

Leerlauf

Leerlauf bezeichnet die unterste Drehzahl bei Nulllast. Das Fahrpedal ist dabei nicht betätigt. Der Motor gibt kein Drehmoment ab, er überwindet nur die innere Reibung und den Drehmomentbedarf für ggf. zugeschaltete Nebenaggregate. In einigen Quellen wird der gesamte Nulllastbereich als Leerlauf bezeichnet. Die oberste Drehzahl mit Nulllast (Abregeldrehzahl) wird dann obere Leerlaufdrehzahl genannt.

Volllast

Bei Volllast ist das Fahrpedal ganz durchgetreten oder die Volllastmengenbegrenzung wird betriebspunktabhängig von der Motorsteuerung geregelt. Die maximal mögliche Kraftstoffmenge wird eingespritzt und der Motor gibt stationär sein maximal mögliches Drehmoment ab. Instationär (ladedruckbegrenzt) gibt der Motor das mit der zur Verfügung stehenden Luft maximal mögliche

(niedrigere) Volllast-Drehmoment ab. Alle Drehzahlbereiche von der Leerlaufdrehzahl bis zur Nenndrehzahl sind möglich.

Teillast

Teillast umfasst alle Bereiche zwischen Nulllast und Volllast. Der Motor gibt ein Drehmoment zwischen null und dem maximal möglichen Drehmoment ab.

Unterer Teillastbereich

In diesem Betriebsbereich sind die Verbrauchswerte im Vergleich zum Ottomotor besonders günstig. Das früher beanstandete „Nageln“ – besonders bei kaltem Motor – tritt bei Dieselmotoren mit Voreinspritzung praktisch nicht mehr auf. Die Kompressions-Endtemperatur wird bei niedriger Drehzahl – wie im Abschnitt „Start“ beschrieben – und kleiner Last geringer. Im Vergleich zur Volllast ist der Brennraum relativ kalt (auch bei betriebswarmem Motor), da die Energiezufuhr und damit die Temperaturen gering sind. Nach einem Kaltstart erfolgt die Aufheizung des Brennraums bei unterer Teillast nur langsam. Dies trifft insbesondere für Vor- und Wirbelkammermotoren zu, weil bei diesen die Wärmeverluste aufgrund der großen Oberfläche besonders hoch sind. Bei kleiner Last und bei der Voreinspritzung werden nur wenige mm^3 Kraftstoff pro Einspritzung zugemessen. In diesem Fall werden besonders hohe Anforderungen an die Genauigkeit von Einspritzbeginn und Einspritzmenge gestellt. Ähnlich wie beim Start entsteht die benötigte Verbrennungstemperatur auch bei Leerlaufdrehzahl nur in einem kleinen Kolbenhubbereich bei OT. Der Spritzbeginn ist hierauf sehr genau abgestimmt.

Während der Zündverzugsphase (zwischen Einspritzbeginn und Zündbeginn) darf nur wenig Kraftstoff eingespritzt werden, da zum Zündzeitpunkt die im Brennraum vorhandene Kraftstoffmenge über den plötzlichen Druckanstieg im Zylinder entscheidet. Je höher dieser ist, umso lauter wird das Verbrennungsgeräusch. Eine Vor-

einspritzung von ca. 1 mm^3 (für Pkw) macht den Zündverzug der Haupteinspritzung fast zu Null und verringert damit wesentlich das Verbrennungsgeräusch.

Schubbetrieb

Im Schubbetrieb wird der Motor von außen über den Antriebsstrang angetrieben (z. B. bei Bergabfahrt). Es wird kein Kraftstoff eingespritzt (Schubabschaltung).

Stationärer Betrieb

Das vom Motor abgegebene Drehmoment entspricht dem über die Fahrpedalstellung angeforderten Drehmoment. Die Drehzahl bleibt konstant.

Instationärer Betrieb

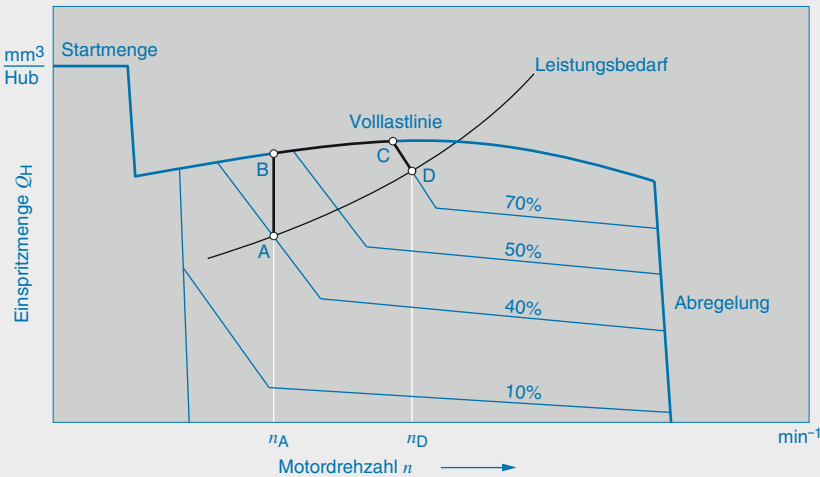
Das vom Motor abgegebene Drehmoment entspricht nicht dem geforderten Drehmoment oder die Drehzahl verändert sich.

Übergang zwischen den Betriebszuständen

Ändert sich die Last, die Motordrehzahl oder die Fahrpedalstellung, verändert der Motor seinen Betriebszustand (z. B. Motordrehzahl, Drehmoment).

Das Verhalten eines Motors kann mit Kennfeldern beschrieben werden. Das Kennfeld in Bild 3 zeigt an einem Beispiel, wie sich die Motordrehzahl ändert, wenn ohne Schaltvorgang die Fahrpedalstellung von 40 % auf 70 % verändert wird. Ausgehend vom Betriebspunkt A wird in diesem Beispiel über die Volllast (B–C) der neue Teillast-Betriebspunkt D erreicht. Dort sind der angeforderte, gestiegene Leistungsbedarf und die vom Motor abgegebene, ebenfalls gestiegene Leistung gleich. Die Drehzahl erhöht sich dabei von n_A auf n_D . Abhängig von Ausgangs- und Zielpunkt im Kennfeld (Gangstufe und Motordrehzahlen) kann der neue Betriebspunkt ggf. auch ohne Nutzung der Volllast erreicht werden.

3 Einspritzmenge in Abhängigkeit von der Drehzahl und der Fahrpedalstellung (Beispiel). Die Bedeutung der Buchstaben A–D werden im Text erklärt



SMK1 B76D

Betriebsbedingungen

Der Kraftstoff wird beim Dieselmotor direkt in die hochverdichtete, heiße Füllung eingespritzt, an der er sich selbst entzündet. Der Dieselmotor ist daher und wegen des heterogenen Luft-Kraftstoff-Gemischs – im Gegensatz zum Ottomotor – nicht an globale Zündgrenzen (d. h. bestimmte Luftzahlen λ) gebunden. Deshalb wird die Motorleistung bei konstanter Luftmenge im Motorzylinder nur über die Kraftstoffmenge geregelt. Das Einspritzsystem muss die Dosierung des Kraftstoffs und die gleichmäßige Verteilung in der ganzen Ladung übernehmen – und dies bei allen Drehzahlen und Lasten sowie abhängig von Druck und Temperatur der Ansaugluft.

Jeder Betriebspunkt benötigt somit den Kraftstoff:

- in der richtigen Menge,
- zur richtigen Zeit,
- mit dem richtigen Druck,
- im richtigen zeitlichen Verlauf und an der richtigen Stelle des Brennraums.

Bei der Kraftstoffdosierung müssen zusätzlich zu den Forderungen für die optimale Gemischbildung auch Betriebsgrenzen berücksichtigt werden wie zum Beispiel:

- Schadstoffgrenzen (z. B. Rauchgrenze),
- Verbrennungsspitzen Druckgrenze,
- Abgastemperaturgrenze,
- Drehzahl- und Vollastgrenze,
- fahrzeug- und gehäusespezifische Belastungsgrenzen,
- Höhen- oder Ladedruckgrenzen oder beides.

Rauchgrenze

Der Gesetzgeber schreibt Grenzwerte u. a. für die Partikelemissionen und die Abgasstrübung vor. Da die Gemischbildung zum großen Teil erst während der Verbrennung abläuft, kommt es zu lokal starken Schwankungen von λ und damit auch bei Luftüberschuss zur Emission von Rußpartikeln. Das an der Vollast-Rauchgrenze fahrbare Luft-Kraftstoff-Verhältnis ist ein Maß für die Güte der Luftausnutzung.